

COBEM-97

Vol. 5





Vol 5

PAPER CODE: COB1020

ESTUDO DA DENSIFICAÇÃO DO AÇO INOXIDÁVEL 316L  
SINTERIZADO EM REATOR DE PLASMA / DENSIFICATION STUDIES OF  
316L STAINLESS STEEL SINTERED IN A PLASMA REACTOR

WILSON JOÃO BATISTA, JORGE HEBERT ECHU DE SILVA, MÁRCIO MAIRA,  
JOEL LOUIS RENE MUZART, ALOÍSIO NELMO KLEIN

LABMAT - Pós Graduação em Engenharia Mecânica - UFSC/CEP. 88080-900, Florianópolis, SC.  
e-mail: wjbatista@ufsc.br; jechu@dematrix.ufsc.br; marciom@mat.ufsc.br; joel@labmat.ufsc.br;  
klein@labmat.ufsc.br

# Tema 86

This study shows the consolidation behavior of 316L stainless steel sintered in a plasma reactor. Three thermal cycles were followed varying the sintering temperature and time. The final densities obtained here for the 316L-SS sintered by this novel technique were equal or higher than the densities of the samples sintered by conventional routes. Nevertheless, plasma sintering allows a better atmosphere control as well as energy saving, since only the sintering parts are heated up by the neutral plasma. The final densities reached densities of the order of 7.39, 7.41 and 7.04 g/cm<sup>3</sup> for sintering conditions of 1120 °C and 1170 °C during 60 min. and 1270 °C during 120 min.

# Metalurgia do Pó

Plasma Sinterização, Processo Plasma Sintering / P...

## 1. INTRODUÇÃO

A utilização de retores de plasma a nível industrial para o processamento de materiais metálicos já é uma realidade, sobretudo, no tratamento de nitretação dos aços ferramentas, alumínio, peças ferrosas e metal duro SPALVINS, 1986; SHOHEI, 1991; THORTON, 1979; THUMMLER, 1993; WHITE, 1997. Os grandes consumidores desta nova técnica, nitretação por plasma, são países do primeiro mundo, sendo as indústrias automobilísticas e de ferramentas, os seus principais usuários.

A crescente adesão a este novo processo é justificada pelos seguintes diferenciais como: processo limpo, atmosfera controlada e com oferta de espécies iónicas favorecendo as reacções necessárias à formação de nitretos, baixo consumo de energia e redução do tempo de processamento JOHNSON, 1992; MALISKA, 1993/91.

Diante destas vantagens, está se desenvolvendo estudos para ampliar a aplicação da tecnologia de plasma junto ao processo de Metalurgia do Pó-P/M, na obtenção de peças sinterizadas BATISTA, 1995. A seguir serão apresentados alguns resultados obtidos no desenvolvimento do processo de sinterização em plasma de um aço inoxidável AISI 316L. O uso deste material para a realização deste estudo, se deve à sua elevada utilização em diversos setores da indústria, com relevância aos componentes de pequenas dimensões e complexidade de forma, peças estas, injetadas pela tecnologia MIM - Metal Injection Molding, e após consolidadas pela Metalurgia do Pó-P/M, RISTOW, 1994

1250

PAPER CODE: COB1020

**ESTUDO DA DENSIFICAÇÃO DO AÇO INOXIDÁVEL 316L  
SINTERIZADO EM REATOR DE PLASMA / DENSIFICATION STUDIES OF  
316L STAINLESS STEEL SINTERED IN A PLASMA REACTOR****VILSON JOÃO BATISTA, JORGE HEBERT ECHUDE SILVA, MÁRCIO MAFRA,  
JOEL LOUIS RENE MUZART, ALOÍSIO NELMO KLEIN**LABMAT - Pós Graduação em Engenharia Mecânica - UFSC, CEP. 88040-900, Florianópolis, SC,  
(vilson@labmat.ufsc.br), (echude@matrix.com.br), (mafra@labmat.ufsc.br), (joel@labmat.ufsc.br),  
(klein@labmat.ufsc.br).**Abstract**

This study shows the consolidation behavior of AISI-316L Stainless Steel sintered in a plasma reactor. Three thermal cycles were followed varying the sintering temperature and time. The final densities obtained here for the 316L- SS sintered by this novel technique were equal or higher than the densities of known steels sintered by conventional routes. Nevertheless, plasma sintering allows a better atmosphere control, as well as energy saving, since only the sintering parts are heated up by the ionized plasma. The main results include densities of the order of 7.39; 7.43 and 7.64 g/cm<sup>3</sup> for sintering conditions of 1050 °C and 1150 °C during 60 min., and 1270 °C during 150 min.

**Keywords**

Plasma; Sinterização, Processo / Plasma; Sintering; Process.

**1. INTRODUÇÃO**

A utilização de reatores de plasma a nível industrial para o processamento de materiais metálicos já é uma realidade, sobretudo, no tratamento de nitretação dos aços ferramentas, alumínio, peças ferrosas e metal duro SPALVINS, 1986; SHOHET, 1991; THORTON, 1979; THÜMMLER, 1993; WHITE, 1992. Os grandes consumidores desta nova técnica, nitretação por plasma, são países do primeiro mundo, sendo as indústrias automobilísticas e de ferramentas, os seus principais usuários.

A crescente adesão a este novo processo é justificada pelos inúmeros diferenciais como: processo limpo, atmosfera controlada e com oferta de espécies atômicas favorecendo as reações necessárias a formação de nitretos, baixo consumo de energia e redução do tempo de processamento JOHNSON, 1992; MALISKA, 1993/93.

Diante destas vantagens, está se desenvolvendo estudos para ampliar a aplicação da tecnologia de plasma junto ao processo de Metalurgia do Pó-P/M, na obtenção de peças sinterizadas BATISTA, 1995. A seguir serão apresentados alguns resultados obtidos no desenvolvimento do processo de sinterização por plasma de um aço inoxidável AISI 316L. O uso deste material para a realização deste estudo, se deve a sua elevada utilização em diversos setores da indústria, com relevância aos componentes de pequenas dimensões e complexidade de forma, peças estas, injetadas pela tecnologia MIM - Metal Injection Molding, e após consolidadas pela Metalurgia do Pó-P/M, RISTOW, 1994.



## 2. DESCRIÇÃO DO PROCESSO

### 2.1 Descarga Elétrica

Foi utilizado um reator de laboratório operado com uma descarga elétrica em regime anormal, alimentada por fonte DC de 0 - 500 V, em mistura gasosa de H<sub>2</sub> - Ar, a uma pressão de 15 Torr. Os íons gerados na região luminescente, ao entrarem na bainha catódica, devido ao campo elétrico, adquirem elevada energia cinética e, projetando-se em direção ao cátodo colidem com este, resultando em seu aquecimento. Ainda na bainha catódica os íons que colidirem com outros átomos ou moléculas, vão criar um fluxo de partículas neutras energéticas que colidem com o conjunto cátodo/amostras, contribuindo, também, para o seu aquecimento.

### 2.2 Sinterização por Plasma

A amostra compactada é colocada sobre o suporte metálico - cátodo, localizado no interior da câmara do reator. É importante ressaltar que no aquecimento da amostra compactada, sendo obtida pelo bombardeamento dos íons e átomos rápidos, todo o consumo de energia fica restrito somente as peças a serem sinterizadas e não ao ambiente do reator. Como a descarga elétrica é realizada a uma pressão relativamente baixa - 15 Torr, as perdas de calor ocorrem principalmente por radiação, efeito este minimizado por anteparos do tipo refletores metálicos colocados nas paredes internas do reator. Este sistema mostrou-se eficiente, visto que numa sinterização de 2,5 horas a 1270 °C, as paredes externas do reator atingiram 65 °C.

## 3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

As amostras foram confeccionadas na forma cilíndrica, com dimensões nominais de: diâmetro = 10 mm e altura = 10 mm, em pó de aço inoxidável - AISI 316L - Osprey, com características apresentadas na tabela 1.

Tabela 1 - Características do pó de aço inoxidável utilizado, AISI 316 L.

Material	Tipo	Tamanho médio da partícula	Composição (% em massa)
Pó AISI 316 L	Atomizado (Água)	10 $\mu$ m	C < 0,04; Cr = 17,00; Mo = 2,50; Mn < 2,00; Ni = 13,50; Si < 1,00

Para a compactação das amostras utilizou-se uma matriz flutuante uniaxial cilíndrica de duplo efeito com pressão média de 600 MPa, resultando nas seguintes características a verde conforme tabela 2. Não foi adicionado nenhum tipo de lubrificante na massa do pó. Entretanto, utilizou-se estearato de zinco diluído em álcool para lubrificar a superfície interna da matriz e externa dos punções para facilitar a extração das amostras.



Tabela 2 - Características a verde das amostras compactadas.

Amostra N <sup>o</sup>	Propriedades a verde			
	m <sub>v</sub> (g) (massa a verde)	d <sub>v</sub> (mm) (diâmetro a verde)	h <sub>v</sub> (mm) (altura a verde)	ρ <sub>v</sub> (g/cm <sup>3</sup> ) (densidade a verde)
02A/14	4,46	9,98	9,35	6,09
04B/10	4,48	9,98	9,93	6,14
06C/12	4,44	9,98	9,32	6,07
07D/15	4,44	9,98	9,33	6,08

Foram realizados quatro rotas de sinterizações por plasma para o processamento das amostras, totalizando quatro corpos de prova, combinando diferentes tempos e temperaturas conforme mostra a tabela 3.

Tabela 3 - Rotas das sinterizações por plasma.

Amostra N <sup>o</sup>	Ciclos de Sinterização				
	Tempo (t = min)	Temperatura (T = °C)	Aquecimento (°C/min) Intervalos: [1050/1150/1270]	Resfriamento (°C/min) Intervalos: [1270-500]   [500-100]	
02A/14	60	1050	50	300	50
04B/10	60	1150	50	300	50
06C/12	60	1270	50	300	50
07D/15	150	1270	50	300	50

Após sinterizadas as amostras foram cortados longitudinalmente para eliminar eventuais efeitos de borda, embutidas, lixadas, polidas e observadas no Microscópio Eletrônico de Varredura - MEV, marca Philips, modelo XL-30. Para análise da porosidade, fez-se aquisição das imagens via MEV. Estas imagens foram digitalizadas e quantificadas com a utilização dos softwares IDBMS - IMAGE DATABASE e o ANALY - PHILIPS XL-PROF.

#### 4. RESULTADOS OBTIDOS

A tabela 4 apresenta os resultados das quatro amostras obtidas pelo processo de sinterização por plasma.

Tabela 4 - Resultados da densificação do aço AISI316L, sinterizados pelo processo plasma.

Amostra N <sup>o</sup>	Ciclo de Sinterização		Propriedades Obtidas		
	Tempo (t = min)	Temperatura (T = °C)	Densidade ρ <sub>s</sub> (g/cm <sup>3</sup> )	Variação da Densidade (%)	% D.T. ρ <sub>v</sub> /ρ <sub>t</sub>
02A/14	60	1050	7,39	21,4	93
04B/10	60	1150	7,43	21,0	93
06C/12	60	1270	7,48	23,2	94
07D/15	150	1270	7,64	25,7	96

As figuras 1, 2, 3 e 4, apresentam as microestruturas das seções transversais obtidas nos quatro ciclos de sinterização por plasma.





Figura 1 - Amostra 02A/14 AISI 316L, sinterizada por plasma com ciclo de 1050 °C por 60 minutos - MEV 400x.

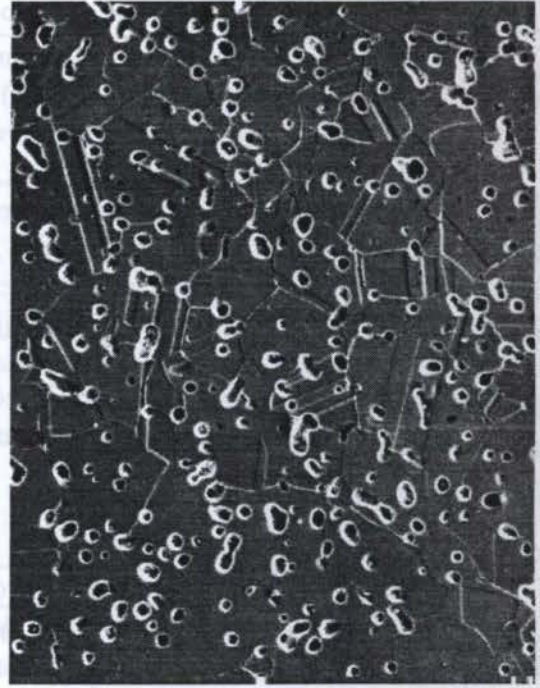


Figura 2 - Amostra 04B/10 AISI 316L, sinterizada por plasma com ciclo de 1150 °C por 60 minutos - MEV 400x.



Figura 3 - Amostra 06C/12 AISI 316L, sinterizada por plasma com ciclo de 1270 °C por 60 minutos - MEV 400x.

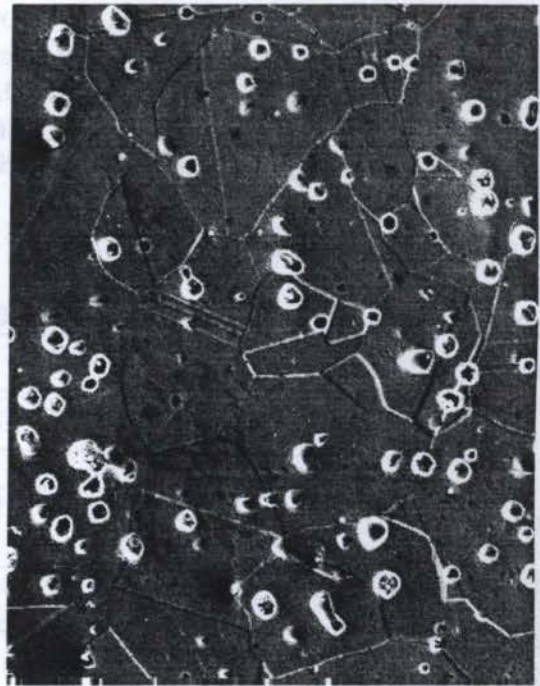


Figura 4 - Amostra 07D/15 AISI 316L, sinterizada por plasma com ciclo de 1270 °C por 150 minutos - MEV 400x.



As figuras 5a e 5b, apresentam respectivamente a evolução da distribuição das áreas dos poros e seus fatores de forma, segundo as freqüências de ocorrência nas quatro rotas de sinterização utilizadas.

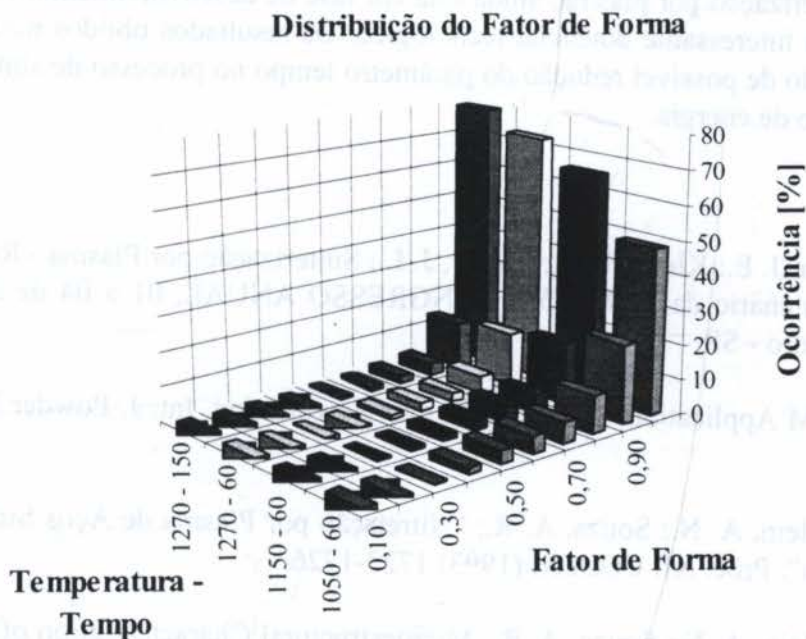
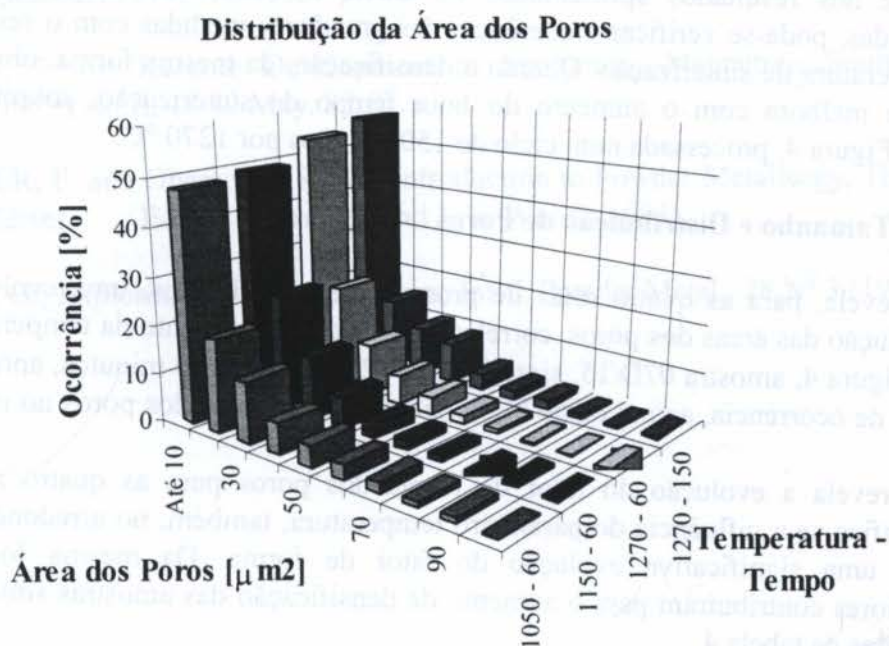


Figura 5 - Evolução da densificação com modificação da porosidade verificada em cada rota de sinterização realizada pelo processo plasma. **a** - distribuição de ocorrência das áreas dos poros; **b** - distribuição de ocorrência do fator de forma.

onde:

a) X e Z são soluções das equações de Riccati:

$$\begin{aligned} (A - BS^{-1}D'C)'X(A - BS^{-1}D'C) - XBS^{-1}B'X + C'(I - DS^{-1}D')C &= 0 \\ (A - BD'R^{-1}C)Z + Z(A - BD'R^{-1}C)' - ZC'R^{-1}CZ + B(I - D'R^{-1}D)B' &= 0 \end{aligned} \quad (13)$$

sendo:  $S = I + D'D$  e  $R = I + DD'$

b) F e  $W_1$  são definidos por:

$$\begin{aligned} F &= -S^{-1}(D'C + B'X) \\ W_1 &= I + XZ - \gamma^2 I \end{aligned} \quad (14)$$

c) e  $\gamma$ , que representa a margem de estabilidade do sistema, é dado por<sup>5</sup>:

$$\gamma_{\min}^2 = \varepsilon_{\max}^{-2} = 1 + \lambda_{\max}(ZX) \quad (15)$$

Assim, a solução do problema colocado requer que se resolvam duas equações de Riccati, que uma vez resolvidas permitem calcular diretamente a margem de estabilidade admitida pelo problema, não envolvendo buscas recursivas ou processos iterativos. Esta característica do algoritmo é extremamente importante, dado que a grande maioria das propostas para a solução do problema  $H^\infty$  requer alguma forma de busca recursiva (Glover e McFarlane, 1989).

Uma vez estabelecido um mecanismo de avaliar a robustez do sistema realimentado, resta estudar a questão de como modificar ou adequar o seu desempenho, tendo em vista atender os requisitos de projetos preestabelecidos.

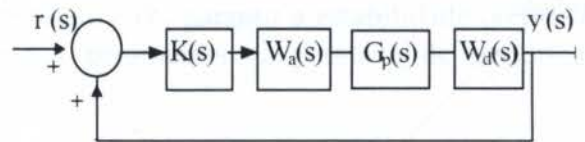


Figura 3 - Diagrama do sistema em malha fechada com os filtros de projeto.

### 3.2 Especificação de desempenho do controle $H^\infty$ .

O desempenho do sistema, na proposta de Hyde e Glover, 1993, pode ser especificado através de compensadores colocados antes e depois da planta. Estes compensadores permitem que se dê à função de transferência da planta a forma desejada no domínio da frequência, ou seja, faz-se:

$$G_s(s) = W_d(s)G(s)W_a(s) \quad (16)$$

onde  $W_d(s)$  e  $W_a(s)$ , de dimensões adequadas, são filtros de projeto e  $G_s(s)$  é a “nova” planta nominal. Este procedimento é uma extensão natural do projeto de compensadores para sistemas do tipo SISO (“single input single output”). A figura 3 mostra o diagrama do sistema

<sup>5</sup>  $\lambda(A)$  significa os autovalores de A.



PAPER CODE: COB678

## O USO DE CONTROLE $H^\infty$ NA ATENUAÇÃO DAS VIBRAÇÕES LATERAIS EM ROTORES FLEXÍVEIS

JOSÉ FRANCISCO RIBEIRO

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia – UFU  
CEP 38400-902 – Uberlândia-MG, Brasil –Email: jribeiro@ufu.br

### Abstract

This work studies the problem of applying active control to lateral vibration suppression in flexible rotors. Due to the inherent uncertainties that appear when formulating the rotor model and the fact that the rotor dynamical characteristics vary with the angular velocity, the use of robust  $H^\infty$  (Glover and McFarlane, 1989) controllers is proposed and implemented. Such controller is discussed, analyzed and evaluated using a case study, where numerical simulations are done in order to test robustness, stability and performance.

### Keywords

Robust Control - Rotor dynamics - Vibrations control -  $H^\infty$  controller – Magnetic Control

## 1. INTRODUÇÃO

Este trabalho estuda o uso do controle  $H^\infty$  no problema do controle ativo das vibrações laterais que aparecem em rotores flexíveis. Um dos maiores atrativos dos controladores ativos, quando comparados com os sistemas passivos de controle de vibrações é a versatilidade dos mesmos. Ao contrário dos amortecedores e absorvedores convencionais, os controladores ativos podem ser facilmente ajustados para diferentes condições de carregamento e operação das máquinas. Com o controle ativo o rotor pode operar acima das velocidades críticas, uma vez que o controlador limita os deslocamentos ou as vibrações que aparecem quando da passagem pelas críticas. Outra possibilidade é o controle das vibrações decorrentes do desbalanceamento da máquina, ou seja o sistema de controle faz as vezes de um sistema de balanceamento automático. Com o controle ativo e a conseqüente limitação das vibrações, as tensões elásticas desenvolvidas a nível do material de que é feito o rotor são minimizadas e conseqüentemente os riscos de fadiga do material são minimizados.

Dado que as propriedades dinâmicas dos rotores se modificam com a velocidade de rotação, uma característica de especial importância que o sistema de controle tem que apresentar é de ser robusto, ou seja o controlador deve satisfazer plenamente todos os requisitos de desempenho demandados pelo projeto dentro de um envelope de variações possíveis para os parâmetros do rotor. Esta particularidade do problema sugere fortemente o uso de controladores robustos. A proposta deste trabalho é avaliar as possibilidades do

2477



## 5. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

### 5.1 Densificação

Com base nos resultados apresentados na tabela 3, observando-se a coluna de propriedades obtidas, pode-se verificar a coerência das grandezas medidas com o respectivo ciclo tempo/temperatura de sinterização. Quanto a densificação, da mesma forma, observa-se uma significativa melhora com o aumento do fator tempo de sinterização, sobretudo na amostra 07D/15, Figura 4, processada num ciclo de 150 minutos por 1270 °C.

### 5.2 Variação de Tamanho e Distribuição de Poros

A figura 5a revela, para as quatro rotas de processamento utilizadas, uma evolução de ocorrência na redução das áreas dos poros, correlacionadas com o aumento da temperatura de sinterização. A Figura 4, amostra 07D/15, sinterizada a 1270 °C por 150 minutos, apresenta o maior percentual de ocorrência, acima de 50 %, concentrando as áreas dos poros no intervalo de até 10  $\mu\text{m}^2$ .

A figura 5b revela a evolução do fator de forma dos poros para as quatro rotas de sinterização. Verifica-se a influência do parâmetro temperatura, também, no arredondamento dos poros com uma significativa evolução do fator de forma. Da mesma forma, as temperaturas maiores contribuíram para o aumento de densificação das amostras sinterizadas conforme resultados da tabela 4.

## 6. CONCLUSÕES

Este processo, sinterização por plasma, ainda está em fase de desenvolvimento, entretanto, apresenta-se como um interessante potencial tecnológico. Os resultados obtidos neste estudo dão uma forte indicação de possível redução do parâmetro tempo no processo de sinterização, bem como no consumo de energia.

## 7. REFERÊNCIAS

- BATISTA, V. J.; Silva, J. E.; Klein, A. N.; Muzar, J. L.; Sinterização por Plasma - Resultados Preliminares, Cinquentenário da ABM - 50<sup>o</sup> CONGRESSO ANUAL, 01 a 04 de agosto de 1995, Água de São Pedro - SP
- JOHNSON, P. K.; P/M Applications Diversifying into New Market, Int. J. Powder Metal. 28 N<sup>o</sup> 3 (1992) 233-241.
- MALISKA, A. M.; Klein, A. N.; Souza, A. R.; "Nitretação por Plasma de Aços Sinterizados Contendo Mn, Si, e Ni". Proc. XII COBEM (1993) 1723-1726.
- MALISKA, A. M.; Klein, A. N.; Souza, A. R.; Microstructural Characterization of Nitriding Surface of Sintered Steels Containing Si. Surface of Coating Technology (1993).
- RISTOW, W. Jr.; O Processo de Moldagem por Injeção de Pós Metálicos, 11<sup>o</sup> CBECIMAT - Águas de S. Pedro - 11 a 14 de Dezembro de 1994.



A área dos tanques é  $A_1=A_2=97 \text{ cm}^2$ ; a área dos orifícios é  $a_1=0.396 \text{ cm}^2$  e  $a_2=0.395 \text{ cm}^2$ ; as constantes de descarga são  $c_1=0.53$  e  $c_2=0.63$ ; a altura dos orifícios é  $h_0=3 \text{ cm}$ , e a aceleração da gravidade é  $g=981 \text{ cm/s}^2$ . O atraso de transporte “ $\tau$ ” inserido no sistema é de 6 unidades de tempo.

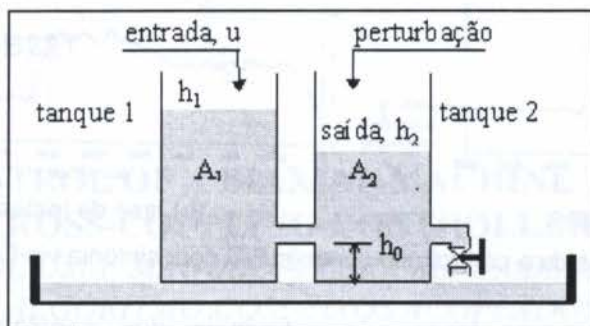


Figura 7: Sistema de regulação de nível não-linear composto de dois tanques acoplados.

Os testes experimentais são conduzidos para analisar a habilidade das técnicas em controle do processo, sendo o processo sujeito a mudanças de referência, na *fase de sintonia* dos controladores e sujeito a distúrbios de carga, na *fase de testes* de robustez dos algoritmos de controle. A função custo  $J(u,e)$  a ser minimizada é a equação

$$J(u, e) = \sum_{k=0}^N k(e(k)^2 + w\Delta u(k)^2) \quad (11)$$

onde  $e(k)$  é o erro dado pela diferença entre a saída  $y(k)$  do processo e a referência ( $sp$ ) desejada  $e$ ,  $\Delta u(k)$  é a variação do sinal de controle. Os ensaios realizados no sistema não-linear de regulação de nível visam manter o nível de líquido do tanque 2 durante 600 iterações, em cada uma das três referências propostas de 9 cm, 12 cm e 5 cm, respectivamente, com um mínimo de sobre-elevação e erro em regime nulo. Quanto ao projeto dos controladores com configuração inteligente, cabe enfatizar, que os controladores são configurados e otimizados apenas para as mudanças de referência, *não prevendo distúrbios de carga*. O sinal do controle de entrada do líquido no tanque 1 é restringido a faixa de  $[0;33.3 \text{ cm}^3/\text{s}]$  e obtém-se a saída da planta calculada, usando-se o método de Runge-Kutta de 4ª ordem (Coelho & Coelho, 1996).

O melhor resultado obtido pelo controle PID, analisando-se AG, AGSA e EE, é dado pela metodologia EE-(1+29) com variações correlatas e esquema de adaptação de parâmetros. Os parâmetros de sintonia obtidos são  $K_p=16.68$ ,  $T_i=0.32$  e  $T_d=0.02$ , e  $J(u)=127104$ . Os distúrbios de carga em cerca de 25% do controle máximo ( $8.325 \text{ cm}^3/\text{s}$ ) são aplicados no tanque 2, nos instantes 300 a 600, 900 a 1200 e 1500 a 1800, após o projeto dos controladores (fase de sintonia), para análise da robustez, sensibilidade e atuação dos controladores inteligentes frente a situações imprevistas no projeto do controlador. A figura 8 ilustra a resposta em malha fechada do controlador PID mais adequado na fase de sintonia e de testes (sujeito a mudanças de referência e distúrbios de carga).

SPALVINS, T.; Plasma Surface Coating/Modification Processes: An Emerging Technology, Proceedings of an Inter. Conf. on Ion Nitriding. ASM Inter. 15-17 Sept. (1986) 1-8.

SHOHET, J. L.; Plasma - Aided Manufacturing, IEEE - Transactions on Plasma Science, Vol. 19, NO. 5, October, 1991, 725-733.

THORTON, J. A.; Recente Development in Sputtering: Magnetron Sputtering, Metal Finishing. (1979) April, 45-49/May, 83-87.

THÜMMLER, F. and Oberacker, R.; An Introduction to Powder Metallurgy, The Institute of Materials. Séries Editors: I. Jenkins and J. V. Wood. (1993).

WHITE, D. G.; Exploring New P/M Horizons, Int. J. Powder Metal., 28 N<sup>o</sup> 3 (1992) 229-232.



## 8. CONCLUSÕES

O projeto de controladores eficazes para aplicações em sistemas mecânicos parecem depender hoje muito mais da obtenção de modelos dinâmicos coerentes do que da utilização das sofisticadas teorias atuais de Controle. Essa tendência pode ser explorada como motivação para os novos engenheiros que vislumbram o fosso entre a teoria e a prática na área. No caso dos engenheiros mecânicos, mesmo sistemas conhecidos e operados há séculos (fornos, estufas, sistemas de ar condicionado etc.) carecem de soluções de controle que permitam melhoria de desempenho. Procurou-se mostrar neste trabalho, um experimento simples que permite discutir esses aspectos e abrir novas linhas de investigação. Os resultados obtidos nessa primeira fase de seu desenvolvimento são encorajadores e espera-se torná-los ainda melhores à medida que novos aperfeiçoamentos, previstos desde sua concepção, sejam incluídos e testados.

## 9. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao CNPq-Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico e à CAPES-Coordenadoria de Aperfeiçoamento do Pessoal de Ensino Superior/MEC pelo financiamento de parte deste trabalho através de bolsas de estudo.

## 10. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Eykhoff, P. "Every Good Regulator of a System Must Be a Model of That System", *Modeling, Identification and Control*, v.15,n.3.,p.135-140,July 1994
- Friedland, B. *Control Systems Design: An Introduction to State Space Methods*, McGraw-Hill, Singapore, 1987
- Fernandez, M.L.A. & Silva, M.A. Desenvolvimento de um Experimento de Tanques Comunicantes para Laboratórios de Ensino de Controle em Engenharia Mecânica. *Trabalho de Graduação*, Departamento de Engenharia Mecânica, EPUSP, 1996
- Fleury, A.T.; Gizzi, J.E.; Koyama, H.M.; Fernandez, M.L.A.; Silva, M.A.; & Castro, M.R. Considerações, Seleção e Desenvolvimento de Projetos de Experimentos para Ensino de Controle em Engenharia Mecânica.. *Anais do XI CBA/Congresso Brasileiro de Automática, IPT, São Paulo, SP, 02-06 de setembro de 1996*, Vol. 2, p.851-856.
- Fleury, A.T.; Gizzi, J.E.; Koyama, H.M.; Fernandez, M.L.A.; Silva, M.A.; & Castro, M.R. Development of Control Laboratory Experiments for Mechanical Engineers. *Proceedings of DINAME 97/7th International Conference on Dynamic Problems in Mechanics, Hotel do Frade, Angra dos Reis, RJ, March 1997*, p.67-69.
- Koyama, H.M; Gizzi, J.E. (Bolsistas PET/CAPES). Desenvolvimento de Sistema de Controle Térmico de Ambientes. *Trabalho de Graduação*, Departamento de Engenharia Mecânica, EPUSP, 1996.
- Shoureshi, R.A. Course on Microprocessor-Based Control Systems, *IEEE Control Systems Magazine*, vol.12, n.3, pp. 39-42, June 1992.
- Silva, M.A; Fernandez, M.A.L Desenvolvimento de um Experimento de Suspensão Ativa para Laboratórios de Ensino de Controle em Engenharia Mecânica. *Trabalho de Graduação*, Departamento de Engenharia Mecânica, EPUSP, 1996.



atraso de transporte.. As respostas real e estimada da modelagem mais adequada do processo térmico em malha aberta e os respectivos resíduos são apresentadas nas figuras 6(a) e 6(b), respectivamente.

Tabela 2: Identificação do processo térmico com estimação do atraso do transporte via CE.

intervalo de busca dos polinômios $A(z^{-1})$ e $B(z^{-1})$ de $[-2;2]$								
$n^o$	$n_a$	$n_b$	$a_1$	$a_2$	$b_1$	$b_2$	$d$	ISE
1	2	2	-0.1732	-0.8230	-1.861	1.8701	9	114.202
2	1	1	-0.9949	-	0.0059	-	3	3.9704
3	1	1	-0.9952	-	0.0058	-	7	3.9533
4	1	1	-0.9956	-	0.0052	-	2	9.0182
5	1	2	-0.9959	-	0.1623	-0.1599	2	10.4556
6	1	1	-0.9950	-	0.1501	-0.1456	3	12.0432
7	1	1	-0.9950	-	0.0059	-	2	3.9561
8	1	1	-0.9950	-	0.0058	-	2	3.9200

Na análise da tabelas 2 observa-se que a estimativa de parâmetros mais adequada é a realizada pela metodologia EE-(1,29) com mutações correlatas em estimação dos parâmetros do processo térmico, com  $a_1=-0.9950$ ,  $b_1=0.0058$ , e atraso de transporte,  $d=2$ . O resultado é utilizado para plotar os gráficos da resposta real e estimada do processo térmico em malha aberta, conforme apresentado na figura 3. O resultado é utilizado em traçado dos gráficos de resposta real e estimada do processo térmico em malha aberta, conforme apresenta a figura 6.

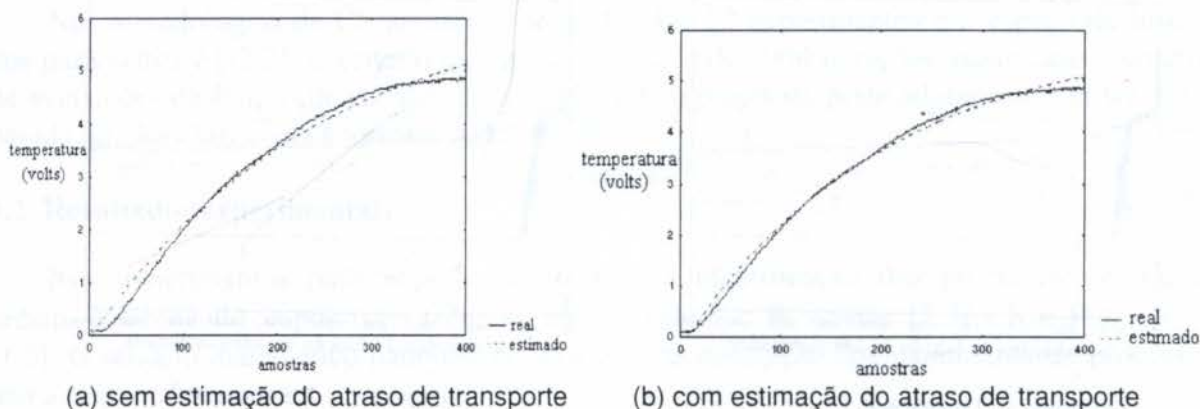


Figura 6: Resposta real e estimada do processo térmico em malha aberta via CE.

#### 4. EXPERIMENTOS EM CONTROLE DE PROCESSOS

Testes experimentais em controle de processos são conduzidos em um sistema não-linear de regulação de nível, composto de dois tanques acoplados, sujeito a mudanças de referência e distúrbios de carga. Neste caso, os paradigmas da CE são utilizados para sintonia dos parâmetros de projeto de um controlador PID monovariável. O sistema de regulação de nível não-linear é formado por dois tanques acoplados e está ilustrado na figura 7 (Li & Ng, 1995). As equações que caracterizam a dinâmica em malha aberta são:

$$A_1 \dot{h}_1 = u - a_1 c_1 \sqrt{2g(h_1 - h_2)} \tag{8}$$

$$A_2 \dot{h}_2 = a_1 c_1 \sqrt{2g(h_1 - h_2)} - a_2 c_2 \sqrt{2g(h_2 - h_0)} \tag{9}$$

$$y = h_2(t - \tau) \tag{10}$$



PAPER CODE: COB1045

## COMPORTAMENTO À TRAÇÃO DE FERRO E AÇO SINTERIZADOS NITRETADOS POR PLASMA - PARTE II / TENSILE BEHAVIOR OF PLASMA-NITRIDED SINTERED IRON AND STEEL - PART II

HELIO DE BRITO COSTA, INGEBOG KÜHN A. & ANTONIO ROGÉRIO DE SOUZA  
LABMAT - Dept<sup>o</sup> de Engenharia Mecânica - CTC - UFSC  
Caixa Postal 476 / 88040-900 Florianópolis, SC, Brasil  
e-mail: <helio@labmat.ufsc.br>, <ingeborg@emc.ufsc.br>

### Abstract

The micromechanisms involved in the tensile fracture of sintered materials submitted to thermochemical treatments have as yet not been clearly established. For this purpose, a scanning-electron fractographic analysis was performed on tension-ruptured sintered specimens of iron and low-alloy molybdenum steel, either nonnitrided or previously plasma nitrided. In order to investigate the effect of some typical microstructures, three different treatment atmospheres were employed, the nitrogen content being varied and a carbon-bearing component being introduced. Results show that nitriding generally favors the operation of fracture micromechanisms of low energy absorption in the near-surface regions. The nature of these mechanisms, their frequency, location and extent, depend on the base material, nitriding atmosphere and, in some cases, also on local porosity features.

### Keywords

Plasma Nitriding, Sintered steel, Sintered Iron, Tensile Test, Fracture Micromechanisms.  
Nitretação por Plasma, Aço Sinterizado, Ferro Sinterizado, Ensaio de Tração, Micromecanismos de Fratura.

## 1. INTRODUÇÃO

O processamento por metalurgia do pó é especialmente adequado para a produção em massa de componentes estruturais de formas complexas e dentro de estreitas tolerâncias. O processo é também benéfico do ponto de vista ecológico, uma vez que reduz tanto o consumo de matéria-prima como de energia. Estas vantagens têm feito aumentar o uso de produtos fabricados por metalurgia do pó em substituição a outros processos. Contudo, existe ainda um mercado em potencial para os componentes estruturais sinterizados que, para ser conquistado, requer a otimização de algumas propriedades mecânicas destes materiais.

A nitretação por plasma tem se mostrado particularmente adequada para melhorar muitas propriedades mecânicas dos produtos sinterizados; além de ser não poluente, versátil e suscetível de controle rigoroso, não produz os efeitos indesejáveis do processo congênere líquido (exsudação de sais pelos poros remanescentes característicos destes produtos e inevitável oxidação posterior do componente como um todo), nem necessita dos longos tempos de tratamento da nitretação gasosa. Embora a introdução de tratamentos termoquímicos também eleve o custo de produção, as vantagens deles advindas aumentam muito a relação custo-benefício do produto, uma vez que ampliam consideravelmente a sua aplicabilidade.



É interessante notar que, especificamente em materiais sinterizados, a nitretação por plasma pode levar também a um aumento não desprezível da resistência mecânica. Este efeito está relacionado com a fase poro que, dadas suas características (quantidade relativa, forma, distribuição e tamanho dos poros), afeta de tal forma os mecanismos envolvidos na fratura, que impossibilita o estabelecimento de relações diretas entre as propriedades dos produtos sinterizados e as dos similares obtidos por metalurgia convencional.

Nesta segunda parte, procurar-se-á caracterizar os mecanismos atuantes na fratura decorrente de ensaios de tração em corpos de prova de ferro puro e de aço pré-ligado ao molibdênio, nas condições não nitretada e nitretada por plasma; no tratamento de nitretação é ainda estudada a influência de variações da mistura gasosa sobre as características da camada nitretada e sobre os mecanismos de ruptura.

## 2. MICROMECHANISMOS DE FRATURA POR TRAÇÃO E FATORES INFLUENTES

O mecanismo geral de fratura dúctil envolve a nucleação, crescimento e coalescência de microcavidades (Pickering, 1971; Cetlin, 1982). Estas podem ser nucleadas como consequência da concentração de tensões verificada na extremidade de uma banda de deslizamento bloqueada por um precipitado ou uma inclusão, e que é aliviada pelo trincamento desta partícula ou pela decoesão da interface partícula/matriz. A intensidade das tensões é proporcional ao raio de curvatura da trinca ou do *dimple* (cavidade) resultante da decoesão. Desta forma, influem significativamente a forma e o tamanho das partículas, bem como sua quantidade relativa, distribuição e natureza, este último aspecto determinando a resposta da partícula à tensão aplicada (trincamento ou decoesão).

Os poros podem ser interpretados como partículas gasosas que, por não oferecerem resistência ao carregamento, interferem na distribuição de tensões no material sólido (matriz) ao seu redor, provocando um aumento localizado de tensões. Nesta linha de raciocínio, os poros se comportam como microcavidades que tendem ao crescimento e coalescência durante o carregamento. Como não há etapa de nucleação, o efeito dos poros é o decréscimo tanto nas propriedades de resistência, como nas de ductilidade (Esper, 1994). Se o material da matriz tem pouca ductilidade, o efeito de concentração de tensões dos poros pode ser suficiente para causar a decoesão, e assim ter-se a nucleação e propagação de trincas.

Em função das técnicas usualmente empregadas na fabricação de componentes estruturais de ferro e de aço sinterizados, a maioria dos produtos tem porosidade média na faixa de 8 a 10%, e apresenta normalmente poros de tamanho e forma bastante diversificados.

Diversos experimentos têm demonstrado que a aplicação de tratamentos de endurecimento superficial após a sinterização leva à melhoria das propriedades estáticas (Esper, 1994; Chardin et al., 1996). Contudo, os mecanismos de fratura relacionados com este efeito ainda não foram devidamente qualificados.

## 3. MATERIAIS E MÉTODOS

Os pós utilizados foram o pó de ferro atomizado Ancorsteel 1000B, para a fabricação do ferro puro, e o pó pré-ligado atomizado Ancorsteel 150 HP (Fe-1,5% Mo), para a produção do aço, ambos do fabricante Hoeganaes, USA. Ambos foram misturados a 0,8% em peso de estearato de zinco como lubrificante, durante 90 min a 45 rpm, em um misturador do tipo Y; no caso do aço foram adicionados 0,6 % em peso de pó de grafite nesta etapa.

A compactação foi realizada em matriz de aço de duplo efeito, resultando em corpos de prova para tração do tipo "cotonete" (norma MPIF 10/93) com densidade de  $7,1 \text{ g/cm}^3 \pm 0,1$ .



A sinterização, em tubo de aço refratário, ocorreu a 1150°C durante 60 min sob atmosfera superseca, de hidrogênio puro para o ferro e de uma mistura  $H_2 + 1,5\% \text{ vol. } CH_4$  para o aço, precedida de deslubrificação a 500°C durante 30 min.

A nitretação, em reator semi-industrial, foi efetuada a 540° C durante 120 min, mantendo-se a voltagem da fonte de alta tensão entre 400 e 500 V. Foram empregadas misturas gasosas de composição volumétrica 5%  $N_2 + 20\% \text{ Ar} + 75\% H_2$  (A), 25%  $N_2 + 75\% H_2$  (B) e 75%  $N_2 + 23,75\% H_2 + 1,25\% CH_4$  (C), a uma pressão de 400 Pa e um fluxo de 4  $cm^3/s$ .

Os ensaios de tração foram realizados em máquinas universais de ensaios MTS e Instron, ambas com extensômetros de precisão acoplados, de acordo com os procedimentos estabelecidos pela norma ASTM E 8M-90, e com velocidade de 1,0 mm/min.

Nas análises de fratura foi utilizado um microscópio eletrônico de varredura Philips 810, dotado de detector de elétrons retroespalhados, dispositivo este auxiliar na análise de imagens.

Maiores detalhes sobre o procedimento experimental e a análise metalográfica encontram-se na Parte I deste trabalho.

#### 4. RESULTADOS E ANÁLISE

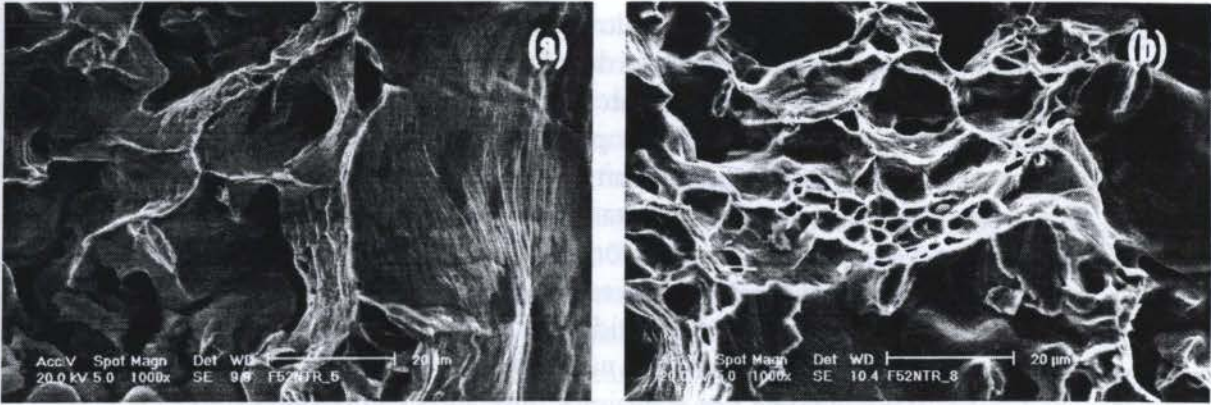
O ferro não nitretado, com sua matriz metálica monofásica ferrítica, apresentou fratura tipicamente dúctil. Apesar da forma irregular e da heterogeneidade do tamanho dos poros presentes, dando ocasião a estados triaxiais de tensão e a elevadas taxas de deformação nas ligações materiais (*necks*) entre as partículas, a ductilidade da matriz foi capaz de relaxar localmente os picos de tensão, promovendo um escoamento plástico generalizado, com um alongamento à fratura macroscópico médio de 13,5 % (cf. Parte I).

O exame da superfície fraturada mostra uma prevalência absoluta do mecanismo dúctil de separação (rasgamento) do material através dos necks - portanto pelo menos parcialmente intergranular, uma vez que por aí passam, normalmente, contornos de grão - com estrição total dos mesmos, até restarem apenas cristas, ou arestas, correspondentes à separação final do material (Fig. 1(a)). O material vizinho a essas arestas exibe sinais de intensa deformação plástica, com aspecto fortemente estriado. Em poucos locais esparsos foi detectado o mecanismo de fratura por coalescência de microcavidades (*dimples*), algumas das quais continham partículas que, no caso deste material, constituem impurezas, não identificadas (Fig. 1(b)).

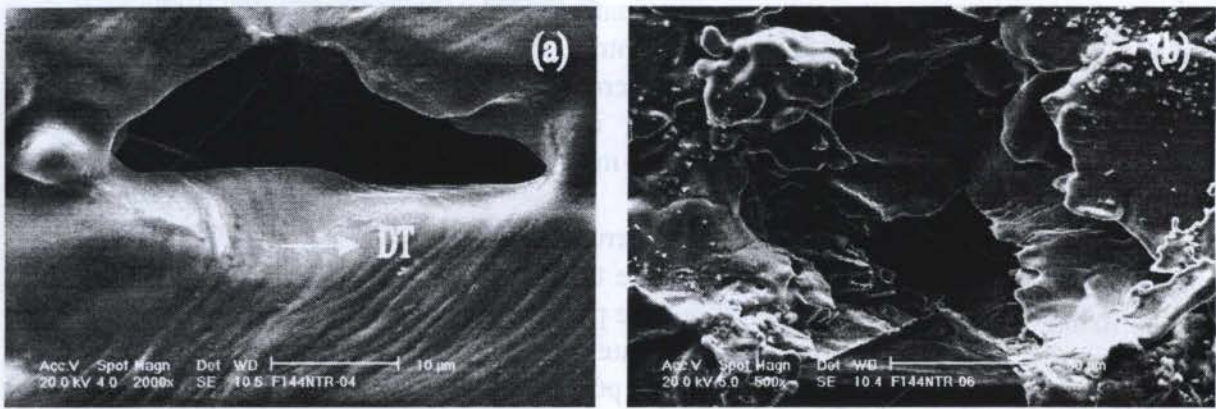
Em toda a superfície lateral da parte útil dos corpos de prova de ferro, os poros mostram-se alongados na direção de tração, indicando plastificação generalizada; cada grão metálico apresenta uma ou mais famílias de estrias paralelas, que mudam bruscamente de direção através dos contornos de grão, representando assim, com toda probabilidade, traços de planos cristalográficos de deslizamento na superfície livre dos cristais (Fig. 2(a)). Também nessa superfície lateral aparecem microtrincas secundárias, nitidamente transgranulares, tanto maiores e mais freqüentes quanto mais próximas da trinca principal (Fig. 2(b)). Com ampliações de 15 X já se podem ver algumas trincas secundárias maiores, nas vizinhanças da principal, partindo das arestas entre as faces laterais do corpo; e alguns espécimes exibem o que parece ser uma pequena estrição macroscópica imperceptível em todas as demais condições de material e tratamento (Fig. 2(c)).

A terminologia aqui adotada para identificar as trincas secundárias, em conformidade com Chen (1995), será: *microtrincas* para aquelas menores que 100  $\mu m$  de comprimento; *trincas pequenas* para aquelas entre 100 e 500  $\mu m$ ; e *macrotrincas* para as maiores que 500  $\mu m$ . Infere-se que as trincas maiores sejam decorrentes não só do crescimento de microtrincas, mas também de sua interação e coalescimento (Chen *et al.*, 1995).

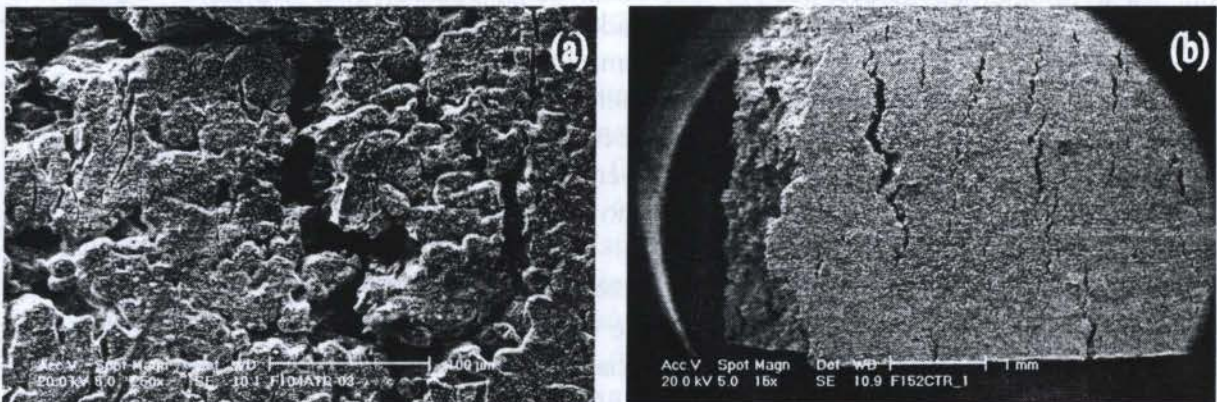
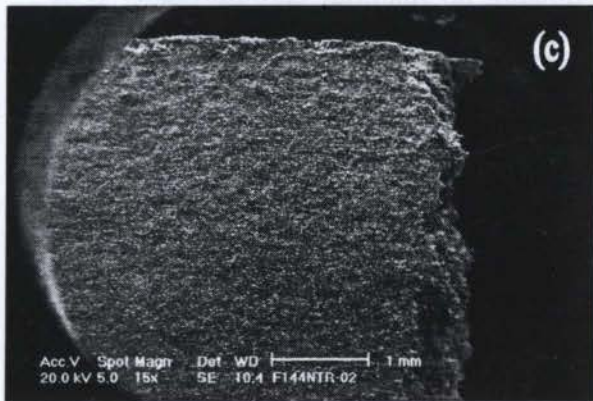




**Figura 1** – Micromecanismos de fratura no ferro sinterizado não nitretado: (a) rasgamento dúctil (predominante); (b) coalescência de microcavidades (*dimples*).



**Figura 2** – Aspectos da superfície lateral dos espécimes fraturados de ferro não nitretado: (a) poro alongado na direção de tração e linhas de deslizamento (DT = direção de tração); (b) detalhe de uma trinca secundária pequena próxima a uma aresta lateral; (c) vista de uma das faces laterais junto à fratura principal, onde é perceptível uma ligeira estricção macroscópica.



**Figura 3** – Superfície lateral de corpos de ferro nitretado: (a) pequenas trincas secundárias (gás A, 5 % N<sub>2</sub>); (b) macrotrincas (gás C, 75 % N<sub>2</sub> + 1,25 % CH<sub>4</sub>).



Os espécimes de ferro nas três condições nitretadas apresentam um grande número de microtrincas transgranulares, em toda a extensão da superfície lateral de sua parte útil (Fig. 3(a)), as quais partem dos poros e atravessam parcial ou totalmente uma ou mais partículas vizinhas. Nos primeiros 5 mm a partir da trinca principal, os espécimes nitretados com as misturas A (5 % N<sub>2</sub>) ou B (25 % N<sub>2</sub>) exibem algumas trincas secundárias pequenas e mesmo macrotrincas, estas geralmente partindo das arestas entre as faces laterais da peça, onde as pequenas rebarbas devidas ao processo de compactação possuem irregularidades que funcionam como concentradoras de tensão. Já os espécimes carbonitretados (mistura C, com 75 % N<sub>2</sub> e 1,25 % CH<sub>4</sub>) mostram uma quantidade muito maior de trincas pequenas e macrotrincas secundárias, algumas visíveis a olho nu, em toda a superfície lateral (Fig. 3(b)).

A presença de trincas secundárias nos espécimes nitretados é consequência provável de dois fatores: o primeiro está associado às tensões residuais de compressão oriundas da formação das camadas de compostos (Esper, 1994; Foulland-Paillé *et al.*, 1995); o segundo decorre das interações elastoplásticas entre a matriz ferrítica, de elevada ductilidade, e a camada branca, frágil e de alto limite de escoamento.

É interessante notar que a ductilidade macroscópica fica sensivelmente reduzida em comparação com a condição não nitretada, especialmente no caso dos espécimes carbonitretados, que por outro lado apresentam o maior aumento nos limites de escoamento e de resistência à tração (cf. Parte I).

A superfície de fratura dos corpos de ferro nitretados apresenta aspectos diversos, correspondentes a diferentes micromecanismos de trincamento e que, não raro, coexistem na mesma partícula. A camada branca fratura sempre por um mecanismo frágil e, aparentemente, intergranular (Fig. 4(a)). Os grãos imediatamente abaixo desta camada fraturam predominantemente por clivagem transgranular, a qual pode se estender por toda uma partícula e atingir profundidades superiores a 100 µm, especialmente no material carbonitretado (Fig. 4(b) e 4(c)). Observa-se também, em muitos grãos próximos à superfície e até profundidades da ordem de 150-200 µm (misturas A e B) a 250 µm (mistura C), um mecanismo de fratura intermediário entre frágil e dúctil, com aspecto muito semelhante à quase-clivagem (Dobson, 1985), e que parece ser, pelo menos parcialmente, transgranular (Fig. 4(b) e 4(d)).

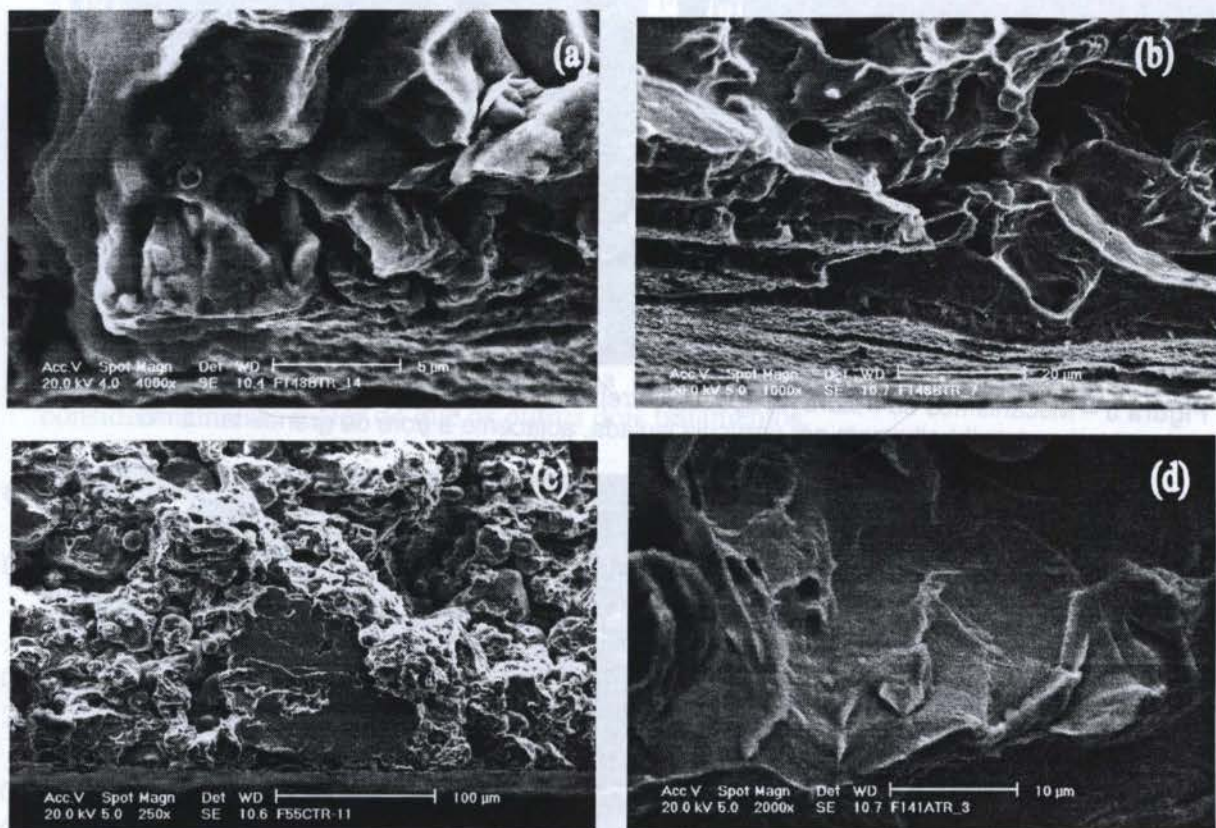
Outra diferença com relação ao ferro não nitretado consiste na maior frequência do mecanismo de fratura por coalescimento de microcavidades, o qual ocorre na camada de difusão, lado a lado com os mecanismos de clivagem e quase-clivagem, desde a região adjacente à camada de compostos, e passa a predominar numa faixa que se estende de cerca de 100 até algumas centenas de µm. Como o exame micrográfico revelou que esta faixa contém grande número de precipitados (Parte I), conclui-se que estes devem funcionar como pontos de nucleação de microcavidades. Em profundidades maiores a frequência deste mecanismo é semelhante à observada nos espécimes não nitretados.

O aço não nitretado mostra o predomínio da fratura por coalescimento de microcavidades (Fig. 5(a)), nucleadas provavelmente junto aos precipitados de carbonetos da matriz bainítica. Entretanto foi observado também, em pontos esparsos, o mecanismo de fratura por clivagem, sempre em partículas adjacentes a poros de grande tamanho (Fig. 5(b)), o que indica o favorecimento deste mecanismo pela concentração de tensões na matriz bainítica, de relativamente baixa ductilidade.

A superfície lateral dos espécimes de aço não nitretado tem muito poucas trincas secundárias, praticamente todas menores que 500 µm e restritas aos primeiros 3 a 5 mm a partir da trinca principal; seu modo de fratura é predominantemente intergranular, unindo poros vizinhos através dos *necks* entre as partículas (Fig. 6(a)). A deformação dos poros é pouco perceptível, ao contrário do que se vê no ferro puro, exceto nas proximidades da trinca principal.



A superfície de fratura dos espécimes de aço nitretado apresenta em toda a sua periferia uma faixa de clivagem, com profundidade variando de 50 a 350  $\mu\text{m}$  - portanto na zona de difusão da camada nitretada - dependendo da atmosfera nitretante (Fig. 7). As maiores profundidades com este mecanismo de fratura se verificam nos corpos nitretados com a mistura C (carbonitretante). Este modo de fratura é praticamente o único observado até profundidades de cerca de 50  $\mu\text{m}$  nos espécimes nitretados com as misturas A e B, e até em torno de 100  $\mu\text{m}$  nos nitretados com a mistura C. A partir daí coexiste o mecanismo de fratura por coalescimento de microcavidades, aumentando de frequência à medida que se caminha para o interior do material, até se tornar dominante em profundidades da ordem de 200  $\mu\text{m}$  no caso das misturas A e B, ou de 300  $\mu\text{m}$  no caso da mistura C. Aqui, tal como para o ferro puro, a diferença de efeito entre as misturas “pobre” (A) e “média” (B) é pouco significativa, ao contrário da diferença de efeito entre elas e a mistura C.



**Figura 4** – Fratura do ferro nitretado: (a) camada branca (gás B); (b) camada branca e zona de difusão (gás B); (c) partícula clivada (gás C); (d) quase-clivagem (gás A) (ver texto).

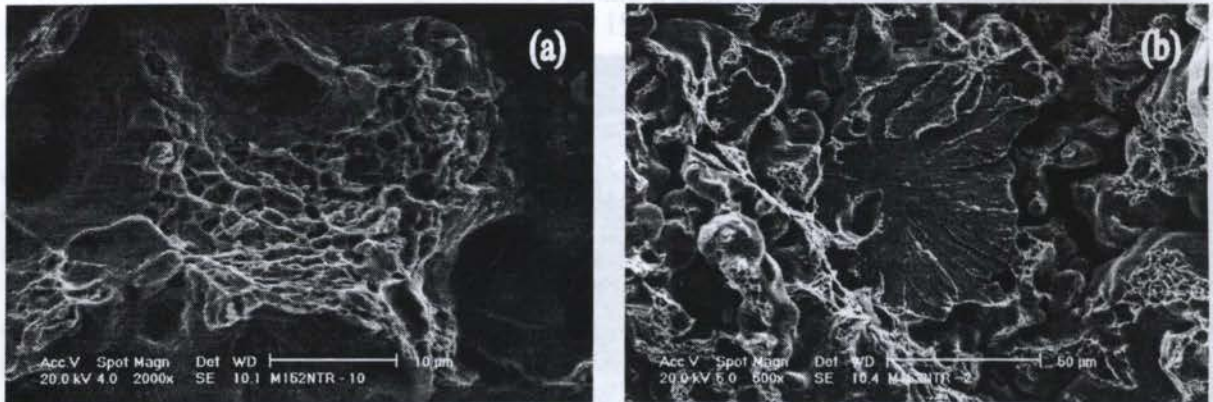
Na superfície lateral, os corpos de aço nitretado deixam ver algumas trincas secundárias nos primeiros 3 a 5 mm a partir da trinca principal, em quantidade maior do que nos de aço não tratado, mas muito menor do que nos de ferro, tratados ou não. Seu tamanho também é maior do que no aço não tratado, podendo atingir alguns mm, e seu modo de fratura é prevalentemente transgranular (Fig. 6(b)). Esta diferença é explicável pela fragilidade da camada nitretada, especialmente na sua zona mais superficial, formada por nitretos depositados (camada branca). Com relação ao ferro, a diferença pode ser explicada como consequência das menores tensões resultantes da interação elastoplástica entre uma matriz de maior resistência e menor ductilidade com a camada branca.

Tanto no ferro como no aço nitretados, os micromecanismos de fratura estão associados com um ligeiro aumento na resistência à tração, sem que se possam distinguir claramente os

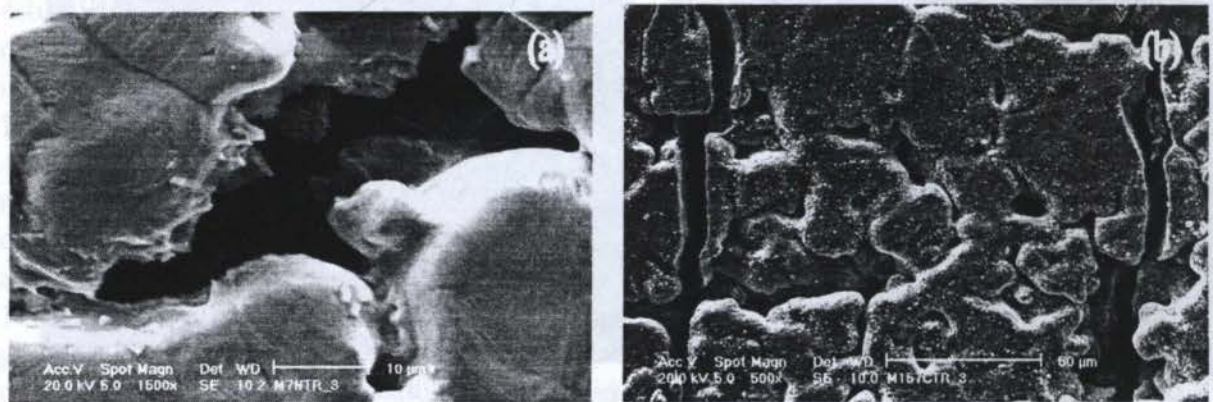


efeitos de cada mistura nitretante; e com uma redução, mais sensível, na ductilidade, sobretudo na condição carbonitretada (C) (Parte I).

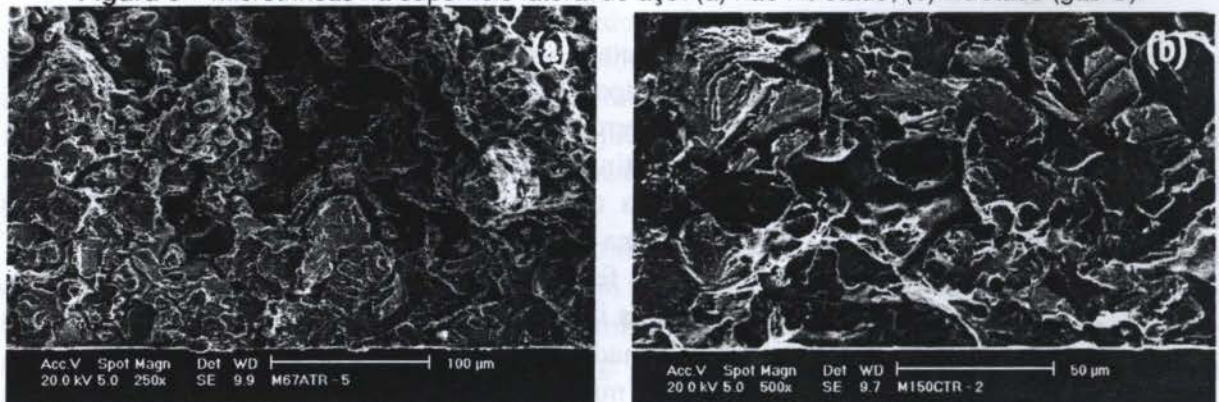
No ferro, em geral não se observa correlação entre a microdureza local e os micromecanismos de fratura na camada nitretada: enquanto que a microdureza cai para valores próximos aos da ferrita não nitretada já em profundidades superiores a 20 ou 30  $\mu\text{m}$  (cf. Parte I), modos de fratura frágil ou semifrágil são observados até profundidades bem maiores. Isto indica que os precipitados de nitretos presentes na zona de difusão - provavelmente em razão do seu relativamente grande tamanho - são mais efetivos em promover uma certa fragilização local do que um aumento de resistência da matriz metálica. No aço, pode-se admitir uma certa correlação entre a faixa de clivagem exclusiva e a faixa superficial com dureza superior a 350 HV0,025.



**Figura 5** – Mecanismos de fratura no aço não nitretado: (a) coalescimento de microcavidades (predominante); (b) clivagem em partícula isolada, adjacente a poro de grande tamanho.



**Figura 6** – Microtrincas na superfície lateral do aço: (a) não nitretado; (b) nitretado (gás C).



**Figura 7** – Superfícies de fratura do aço nitretado – clivagem periférica: (a) gás A; (b) gás C.



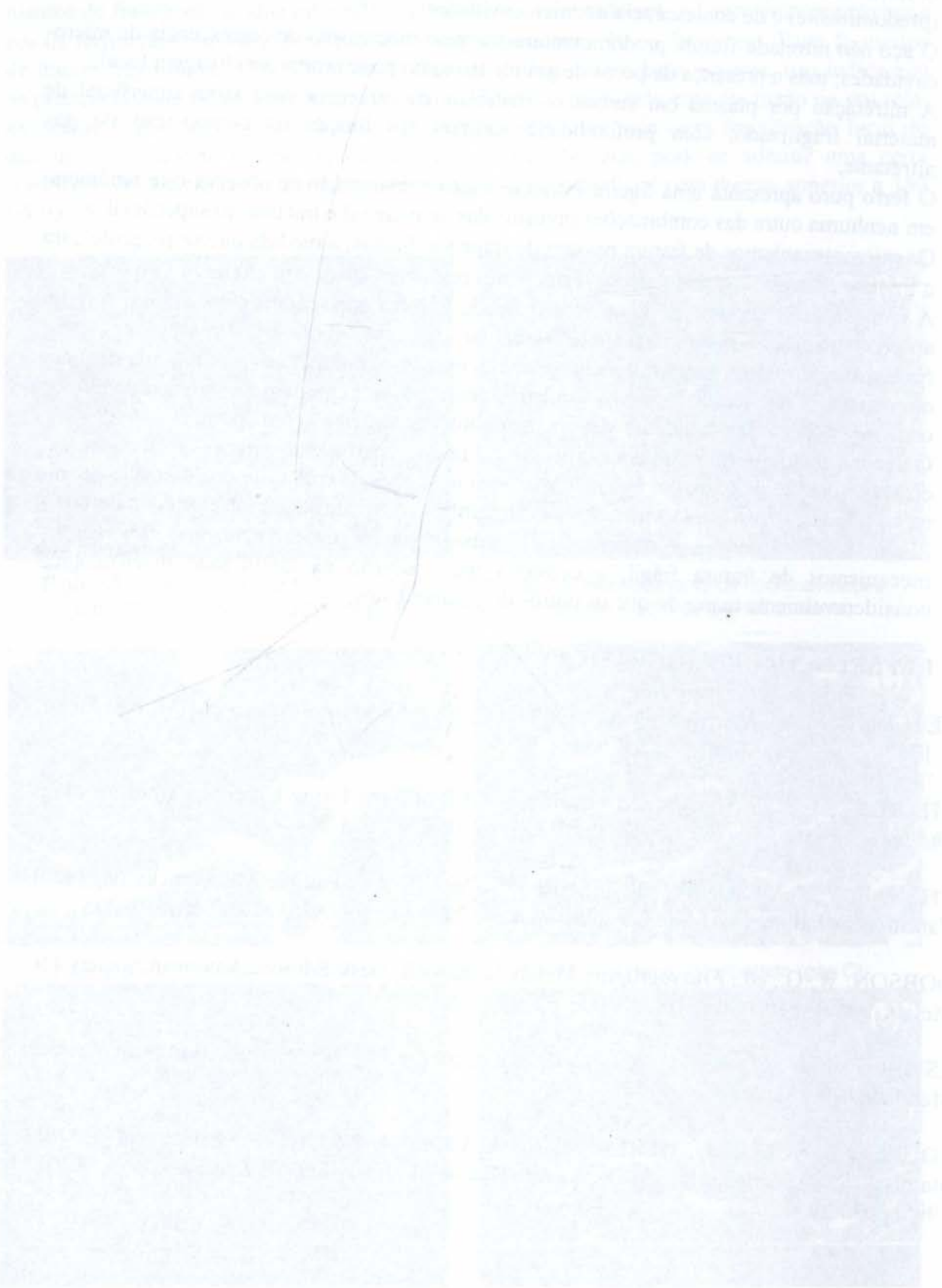
## 5. CONCLUSÕES

- O ferro sinterizado não nitretado fratura por modos exclusivamente dúcteis, de rasgamento (predominante) e de coalescência de microcavidades.
- O aço não nitretado fratura predominantemente pelo mecanismo de coalescência de microcavidades; mas a presença de poros de grande tamanho pode promover clivagem local.
- A nitretação por plasma em ambos os materiais dá origem a uma faixa superficial de material fragilizado, com profundidade variável em função da composição do gás nitretante.
- O ferro puro apresenta uma ligeira estrição macroscópica; não se observa este fenômeno em nenhuma outra das combinações investigadas de material e tratamento superficial.
- Os micromecanismos de fratura passam de frágeis a dúcteis, à medida que se progride para o interior de ambos os materiais nitretados, nos primeiros 200 a 400  $\mu\text{m}$  de profundidade.
- A camada mais superficial de nitretos (camada branca) apresenta sempre fratura frágil e aparentemente com predominância intergranular.
- Na zona de difusão, o ferro nitretado apresenta uma estreita faixa clivada, seguida de outra com aspecto de quase-clivagem; gradativamente passa a predominar o mecanismo de coalescência de microcavidades e, mais para o interior, o rasgamento dúctil.
- O aço nitretado mostra na zona de difusão uma faixa relativamente extensa de clivagem exclusiva, seguida de outra em que este mecanismo se mescla com o de coalescência de microcavidades, o qual passa a predominar conforme se progride para o interior do material.
- Em ambos os materiais o tratamento de carbonitretação (C) é o que mais favorece os mecanismos de fratura frágil, e ocasiona uma redução na ductilidade macroscópica consideravelmente maior do que os outros dois tratamentos.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- CETLIN, P. R., SILVA, P. S. P. & WOLYNEC, S., *Análise de Fraturas*, ABM, São Paulo, 1982.
- CHARDIN, H. et al., Superficial Densification of P/M Parts Using Ultrasonic Shot-Peening, *The Int. Journal of Powder Metall.*, vol. 32, nº 2, 1996, pp. 245-254.
- CHEN, E. Y., LAWSON, L. & MESHII, M., The Effect of Fatigue Microcracks on Rapid Catastrophic Failure in Al-SiC Composites, *Mat. Sci. Eng.*, vol. A201, 1995, pp. 192-206.
- DOBSON, W. G., ed., *Fractography*, Metals Handbook, Desk Edition, American Society for Metals, Metals Park, Ohio, USA, 1985, pp. 36.1-36.16.
- ESPER, F. J. & SONSINO, C. M., *Fatigue Design for PM Components*, European Powder Metall. Assoc., Shrewsbury, 1994.
- FOULLAND-PAILLÉ. L., GERLAND, M. & VIOLAN, P., Cyclic Behaviour of a 316L Stainless Steel Hardened by an Explosive Treatment, *Mats. Sci. & Engineer.*, vol. A201, 1995, pp.32-39.

PICKERING, F. B., The Effect of Composition and Microstructure on Ductility and Toughness, *Int. Conf. on Toward Improved Ductility and Toughness*, Kyoto/Japan, oct/91, pp. 9-31.







PAPER CODE: COB1046

**COMPORTAMENTO À TRAÇÃO DE FERRO E AÇO SINTERIZADOS  
 NITRETADOS POR PLASMA - PARTE I / TENSILE BEHAVIOR OF  
 PLASMA-NITRIDED SINTERED IRON AND STEEL - PART I**

HELIO DE BRITO COSTA, INGEBOG KÜHN A. & ANTONIO ROGÉRIO DE SOUZA

LABMAT - Dept<sup>o</sup> de Engenharia Mecânica - CTC - UFSC

Caixa Postal 476 / 88040-900 Florianópolis, SC, Brasil

e-mail: <helio@labmat.ufsc.br>, <ingeborg@emc.ufsc.br>

**Abstract**

Strength and ductility properties of sintered iron and low-alloy molybdenum steel in four different conditions, one nonnitrided and three nitrided under different gas mixtures (nitrogen volume fraction: low - 5% N<sub>2</sub> ; medium - 25% N<sub>2</sub> ; and high - 75% N<sub>2</sub> with added 1,25% CH<sub>4</sub> - nitrocarburizing mixture) were evaluated. An increase in strength and a decrease in ductility properties were generally observed in the nitrided conditions as compared to the nonnitrided one, and were also related to the increase of the nitrogen content in the nitriding gas mixture. This behavior was correlated with the microstructural features and the microhardness profiles of the nitrided layers produced by the different treatment conditions under investigation.

**Keywords**

Plasma Nitriding, Sintered steel, Sintered Iron, Mechanical Properties.

Nitretação por Plasma, Aço Sinterizado, Ferro Sinterizado, Propriedades Mecânicas.

**1. INTRODUÇÃO**

Até o início da década de 70, a noção de competitividade não era claramente reconhecida devido, principalmente, à visão americana de mercado, onde o ritmo interno das organizações ditava as leis do mercado e, por conseqüência, a vontade do consumidor. Atualmente, porém, é o mercado quem dita as leis e as regras de consumo. A diversificação dos produtos tornou-se necessária, e o tempo de permanência deles no mercado tornou-se menor.

As empresas começaram a buscar alternativas para uma rápida modernização. Uma forte tendência tem sido a de buscar competitividade através da utilização de tecnologia. Contudo, há uma dificuldade inerente em se ajustar ao mercado competitivo as últimas tendências do desenvolvimento tecnológico: a competitividade é um conceito estratégico, enquanto a tecnologia é um conceito típico de engenharia (Agostinho, 1996). Assim, a aplicação de novas tecnologias só será efetiva se gerar aumento da competitividade da empresa em relação às suas congêneres. Logo, torna-se fundamental identificar quais tecnologias são efetivamente significativas, isto é, quais as que criam uma vantagem competitiva sustentável por si própria.

No caso dos produtos sinterizados, seu emprego está cada vez mais disseminado. As várias razões desta demanda já são bem conhecidas. Todavia, devido a algumas de suas características intrínsecas, estes produtos têm tido tradicionalmente sua aplicabilidade restrita a componentes onde os requisitos de desempenho não incluam valores elevados de propriedades



mecânicas. Diversos estudos têm demonstrado a viabilidade da melhoria de propriedades através da alteração de uma ou mais etapas do processamento (Johnson, 1996).

Uma das soluções tecnológicas que parece ser comercialmente atrativa é a aplicação de um tratamento termoquímico por plasma aos componentes sinterizados, capaz de melhorar propriedades como resistência ao desgaste, à fadiga e à corrosão, aumentando a potencialidade destes produtos e tornando-os aplicáveis a novos segmentos tecnológicos.

A garantia de operacionalização desta tecnologia ainda merece estudos. Não há até agora um entendimento preciso da fenomenologia associada aos tratamentos superficiais por plasma, nem do efeito destes tratamentos sobre o comportamento mecânico e químico dos materiais porosos. Portanto, para que esta tecnologia possa ser usada na fabricação em série de componentes que operem satisfatoriamente em serviço dentro de tolerâncias aceitáveis, é preciso avaliá-la e quantificá-la. Este trabalho constitui parte de uma pesquisa mais ampla que se insere em tal propósito. Na Parte I, mostramos que a realização de nitretação e de carbonitretação por plasma em ferro e aço de baixa liga ao molibdênio sinterizados leva, inclusive, a um não desprezível aumento da resistência à tração. Este fato não é normalmente verificado nos aços convencionais. Na Parte II, procurar-se-á explicitar os mecanismos atuantes na fratura sob tração destes materiais.

## 2. SOBRE A INFLUÊNCIA DA POROSIDADE NAS PROPRIEDADES MECÂNICAS

Os materiais sinterizados podem ser considerados sempre polifásicos, uma vez que apresentam, pelo menos, uma fase sólida e uma fase gasosa (poros). Assim, suas propriedades são fortemente dependentes tanto das propriedades intrínsecas de suas fases componentes, como da geometria e do arranjo geométrico destas fases dentro do material, ou seja, de sua microestrutura.

A porosidade exerce uma forte influência sobre muitas propriedades dos materiais sinterizados. No caso das propriedades mecânicas de materiais dúcteis, esta influência resulta principalmente da deformação plástica localizada, causada pela concentração de tensões: reduzindo a área efetiva da secção transversal, os poros aumentam o valor médio da tensão transmitida através das ligações materiais entre eles. Por outro lado, o módulo elástico e o limite de resistência à tração de um material poroso decrescem a uma taxa consideravelmente maior do que a redução da área efetiva da secção resistente com o aumento da porosidade (Kubicki, 1995). É significativo o efeito das irregularidades morfológicas dos poros, ocasionando concentrações locais de tensão e deformação. Assim, o efeito global depende da forma e do tamanho dos poros, bem como da distribuição local da porosidade (Straffelini et al., 1995).

A grande maioria dos componentes sinterizados em ferro e aço, representando cerca de 80% do total dos produtos fabricados pela metalurgia do pó, é obtida a partir da mistura de pós comerciais. Estes encontram-se dentro de uma faixa de distribuição de tamanhos considerável, decorrente de seu processo de obtenção e que é comumente desejável uma vez que influi benéficamente sobre a escoabilidade do pó.

Em conseqüência, obtêm-se poros de tamanho bastante diversificado, heterogeneamente distribuídos, cuja forma é dependente não só do material, mas também dos demais parâmetros de processamento, em especial da compactação e da sinterização.

Sendo assim, é de se esperar uma dispersão significativa no valor medido de muitas propriedades, bem como uma grande dificuldade para se estabelecer correlações precisas entre estas e a porosidade total, quando os fatores forma e tamanho dos poros não forem devidamente considerados.



### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

Foram produzidas amostras a partir de pós atomizados do fabricante Hoeganaes (USA):

- de ferro, a partir do pó Ancorsteel 1000B; e
- de aço baixa liga ao molibdênio, a partir do pó pré-ligado Ancorsteel 150 HP (Fe-1,5% Mo).

Em ambos os casos, foi adicionado como lubrificante 0,8% em peso de estearato de zinco. Para o aço, foi também acrescentado 0,6 % em peso de pó de grafite. A comição foi efetuada em um misturador do tipo Y, a 45 rpm durante 90 min.

Corpos de prova para tração do tipo "cotonete" (norma MPIF 10/93) foram compactados em uma matriz de aço do tipo flutuante, para uma densidade de  $7,1 \text{ g/cm}^3 \pm 0,1$ .

A sinterização foi realizada em um forno tubular de aquecimento resistivo a  $1150^\circ \text{C}$  durante 60 min; a atmosfera usada foi, para o ferro, hidrogênio superseco, e para o aço, uma mistura de  $\text{H}_2 + 1,5 \text{ \% vol. CH}_4$ , objetivando-se minimizar a descarbonetação no material através do aumento do potencial de carbono na atmosfera. A deslubrificação ocorreu a  $500^\circ \text{C}$  durante 30 min, durante o aquecimento até a temperatura de sinterização.

Para a nitretação foi usado um reator de médio porte, composto por uma câmara de aço inoxidável AISI 310 com um volume útil de  $1,35 \times 10^5 \text{ cm}^3$ , conectada a dispositivos apropriados para o controle de temperatura, pressão, tensão, fluxo e composição do gás nitretante.

Tabela 1 - Atmosferas de tratamento

mistura gasosa	característica	composição (%vol.)
A	pobre em $\text{N}_2$	$5 \text{ N}_2/20 \text{ Ar}/75 \text{ H}_2$
B	média	$25 \text{ N}_2/75 \text{ H}_2$
C	rica carbonetante	$75 \text{ N}_2/23,75 \text{ H}_2/1,25 \text{ CH}_4$

As nitretações, em corpos de prova selecionados aleatoriamente de cada lote produzido, foram realizadas a  $540^\circ \text{C}$  durante 120 min, mantendo-se a tensão entre 400 e 500V, sob um fluxo de  $4 \text{ cm}^3/\text{s}$  e pressão de 400 Pa das misturas gasosas especificadas na Tabela 1. Estas atmosferas correspondem a

composições médias típicas de emprego comercial em aços (Bocchini et al., 1990) e produzem microestruturas nitidamente distintas.

Os efeitos dos tratamentos por plasma foram investigados por diferentes métodos. Os ensaios de tração foram realizados conforme a norma ASTM E 8M-90, em 12 CP de cada condição, em máquinas universais de ensaios MTS e Instron, ambas com extensômetros de precisão acoplados para a medida da deformação, e com velocidade constante de 1,0 mm/min.

A preparação de amostras para metalografia fez-se através dos procedimentos usuais, seguindo-se a um ataque químico com reativo Nital 2%.

Os perfis de microdureza foram determinados mediante um microdurômetro Shimadzu HMV 2000. As impressões nos primeiros 20  $\mu\text{m}$  de profundidade foram feitas com carga de 10 gf, e as demais com 25 gf, cada ponto correspondendo à média de 10 a 15 impressões.

As análises micrográficas foram realizadas nos microscópios Neophot 30 - Carl Zeiss (ótica) e Philips 810 (eletrônica).

As difratometrias de Raio-X foram feitas com um difratômetro Philips X-pert, usando-se radiação  $\text{Cu-K}\alpha$ .

### 4. RESULTADOS E ANÁLISE

#### 4.1. Microestrutura

O ferro mostrou-se inteiramente ferrítico. Os poros, irregulares e de tamanho muito diverso, ocuparam cerca de 8% do volume. A estrutura monofásica permitiu uma observação nítida das faixas superficiais de nitretos depositados e precipitados nas amostras nitretadas.

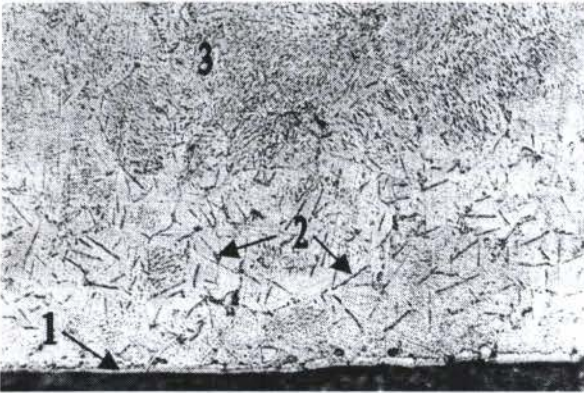


O aço apresentou uma microestrutura básica quase uniformemente bainítica, com raros grãos isolados de ferrita, correspondendo a um teor médio de 0,5 % de carbono, e formando um entrelaçamento bastante intrincado com os depósitos e precipitados resultantes da nitretação, dificultando a delimitação das diferentes zonas componentes da camada nitretada. A porosidade média de 10% mostrou morfologia similar à observada no ferro.

As características da camada nitretada foram afetadas não apenas pelo tipo de material, mas também pela composição do gás de tratamento.

No ferro, a mistura pobre em nitrogênio (A) possibilitou a formação de uma camada branca muito fina (2 a 5  $\mu\text{m}$ ), descontínua em alguns pontos e não recobrindo os poros superficiais, exceto os muito pequenos (Figura 1). Abaixo dela, a camada de difusão apresentou dois tipos de precipitados: na faixa mais externa, até 200  $\mu\text{m}$ , predominaram os precipitados em forma de agulhas, típicos do nitreto  $\text{Fe}_4\text{N}$ ; até uns 400  $\mu\text{m}$  apareceram precipitados em forma de bastonete, provavelmente do nitreto  $\text{Fe}_{16}\text{N}_2$  (Costa, 1996 / Metin, 1982).

A mistura com teor médio de nitrogênio (B) permitiu a formação de uma camada branca levemente mais espessa (4 a 9  $\mu\text{m}$ ), interrompida apenas por poros de abertura maior que a espessura da mesma, e tendendo a envolver os menores. O aspecto da camada de difusão era semelhante ao produzido pela mistura A, mas com precipitados finos até 600  $\mu\text{m}$  (Figura 2(a)).



**Figura 1** - Aspecto da camada nitretada (5% $\text{N}_2$  + 20% Ar + 75%  $\text{H}_2$ ) em ferro sinterizado, onde ficam caracterizadas a camada branca (1) e a camada de difusão composta por precipitados em forma de agulhas (2) e de bastonetes (3).

A mistura carbonitretante (C) levou à formação de uma camada branca contínua e com espessuras de 15 a 30  $\mu\text{m}$ , envolvendo inteiramente os poros superficiais e revestindo inclusive a superfície de poros subsuperficiais, até profundidades da ordem de 60  $\mu\text{m}$ . A camada de difusão apresentou precipitados aciculares grosseiros até 500  $\mu\text{m}$  e bastonetes visíveis até profundidades da ordem de 800  $\mu\text{m}$  (Figura 2(b)).

A análise por raios X revelou que as camadas brancas devidas às misturas A e B eram constituídas exclusivamente de nitreto  $\gamma$  ( $\text{Fe}_4\text{N}$ ), enquanto que a da mistura C era formada predominantemente pelo carbonitreto  $\epsilon$  ( $\text{Fe}_{2-3}[\text{C},\text{N}]$ ), com menor quantidade de nitreto  $\gamma$ .

No aço, a mistura A produziu uma camada branca bastante fina e irregular (2 a 8  $\mu\text{m}$ ), não promovendo o recobrimento superficial integral (Figura 3(a)). A camada de difusão apresentou precipitados em forma de agulhas até uma profundidade da ordem de 200  $\mu\text{m}$ , observáveis apenas por microscopia eletrônica.

A mistura B resultou numa camada branca levemente mais espessa (2 a 10  $\mu\text{m}$ ), contudo também bastante irregular (Figura 3(b)). A superfície, como um todo, apresentou-se revestida por esta camada. Na camada de difusão foram observados precipitados em forma de agulhas até uma profundidade média de 300  $\mu\text{m}$ .

A mistura C produziu uma camada branca bem mais espessa e regular (8 a 20  $\mu\text{m}$ ). Observou-se inclusive o recobrimento interno dos poros subsuperficiais contidos em até



estimação de parâmetros de processos de segunda ordem com atraso de transporte, a partir do levantamento da magnitude do sinal de saída nos instantes de tempo de 15%, 45% e 75% em relação ao seu valor de regime.

#### 4. ESTRATÉGIA DE CONTROLE ADAPTATIVO

No fim dos anos 70 duas estratégias de controle com horizonte estendido (controle preditivo) são desenvolvidas por diferentes grupos industriais: na França o MAC "Model Algorithm Control" e nos Estados Unidos da América o DMC "Dynamic Matrix Control". As técnicas de controle foram desenvolvidas para controlar processos multivariáveis com restrições sobre as variáveis de saída e de controle. Devido a simplicidade computacional e aos significativos resultados de implementação, o algoritmo encontra aplicação em sistemas auto-ajustáveis. D. W. Clarke em 1987, denominou esta ação de controle de controlador preditivo generalizado (GPC). O algoritmo de controle preditivo auto-ajustável com horizonte estendido, é o mais recente controle adaptativo apresentado na literatura de controle de processos e é uma generalização do controlador GMV. O GPC apresenta as seguintes características: i) pode ser aplicado em processos de fase não-mínima, ii) as propriedades de rastreamento e estabilidade não são afetadas pelo cancelamento de pólos (ou zeros) estáveis ou instáveis, iii) pode tratar aplicações multivariáveis e atraso de transporte variável ou desconhecido e, iv) proporciona uma lei de controle incremental evitando o problema do offset. No lugar do modelo da planta CARMA, utilizado no projeto de diferentes técnicas de controle auto-ajustáveis, o GPC emprega o modelo CARIMA (*Controlled Auto-Regressive Inegrated Moving Average*) para eliminar erro em regime entre a variável controlada e a referência para qualquer perturbação de carga e setpoint com comportamento degrau. O GPC representa uma versão robusta do GMV e provavelmente, é o mais popular algoritmo de controle com horizonte estendido (Clarke,1994).

A lei de controle do GPC é obtida minimizando-se a seguinte função custo:

$$J = \sum_{j=1}^{HY} [y_r(t+j) - y_r(t+j)]^2 + \sum_{j=0}^{HU-1} \Gamma \Delta u^2(t+j) \quad (1)$$

onde  $\Gamma$  é a ponderação do sinal de controle, HY é o horizonte de previsão da saída e HU é o horizonte de controle. Os termos  $y_r(t+j)$  e  $y_r(t+j)$  são o sinal da saída filtrado pelo polinômio  $P(z^{-1})$  e o sinal de referência, respectivamente.  $\Delta$  é igual a  $(1 - z^{-1})$  e  $\Delta u(t+j)$  é o incremento do sinal de controle no instante  $(t+j)$ . Os horizontes e os polinômios de ponderação são os parâmetros de sintonia do GPC. A partir destes diversos parâmetros é possível obter-se diferentes tipos de controladores preditivos e obter o desempenho desejado para o sistema controlado (Clarke,1994).

A previsão da saída filtrada do processo é obtida utilizando-se o modelo do processo CARIMA e dada por:

$$YF = G\Delta U + YFA \quad (2)$$

onde o vetor de saída de previsão (YF) é constituído do vetor incremental futuro  $\Delta U$  (para ser otimizado) e do vetor de previsão livre da saída (YFA), que contém as medidas disponíveis de entrada e saída. A matriz G é construída com os elementos da resposta ao degrau do modelo do processo.

Minimizando a função custo J, obtém-se os incrementos futuros ótimos do controle, isto

To discretize the system, we apply the assumed modes method, assuming that the displacement can be described as follow :

$$y_i(x_i, t) = \sum_{j=1}^N \phi_j(x) \eta_{ji}(t), \quad i = 1, 2; \quad 0 \leq x_i \leq L_i \quad (5)$$

The comparison function ( $\phi(x)$ ) chosen to obtain the numerical results is the solution of the Euler-Bernouille equation (Soares and Góes, 1994). Thus we can, using the Lagrangian approach, reach at the motion equation. After some manipulation of the equations (3), (4) and (5), we reach at the following equations of motion:

$$\underline{\underline{M}} \ddot{\underline{q}} + \underline{\underline{K}} \underline{q} = \underline{F} \quad (6)$$

where the mass ( $\underline{\underline{M}}$ ) and stiffness ( $\underline{\underline{K}}$ ) matrix of the system, have the following form :

$$\underline{\underline{M}} = \begin{bmatrix} I_\theta & \underline{\underline{M}}_{\eta_1\theta} & \underline{\underline{M}}_{\eta_1\theta}^T \left[ \int_0^{L_2} \rho \phi(x_2)(r+x_2) dx_2 \right]^T \\ \underline{\underline{M}}_{\eta_1\theta} & \underline{\underline{M}}_{\eta_1\eta_1} & 0 \\ \int_0^{L_2} \rho \phi(x_2)(r+x_2) dx_2 & 0 & 2 \int_0^{L_2} \rho \phi_2^2(x_2) dx_2 \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\underline{\underline{K}} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2 \int_0^{L_1} EI \left[ \frac{d^2 \phi(x_1)}{dx^2} \right] dx_1 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \int_0^{L_2} EI \left[ \frac{d^2 \phi(x_2)}{dx^2} \right] dx_2 \end{bmatrix} \quad (8)$$

and,

$$\underline{q} = [\theta \quad \underline{\eta}_1 \quad \underline{\eta}_2]^T \quad (9)$$

$$\underline{F} = [F_\theta \quad \underline{F}_{\eta_1} \quad \underline{F}_{\eta_2}]^T \quad (10)$$

$$I_\theta = I_{hub} + \frac{1}{2} \rho \sum_{i=1}^2 \frac{L_i^3}{3} + L_i^2 r + L_i r^2 \quad (11)$$

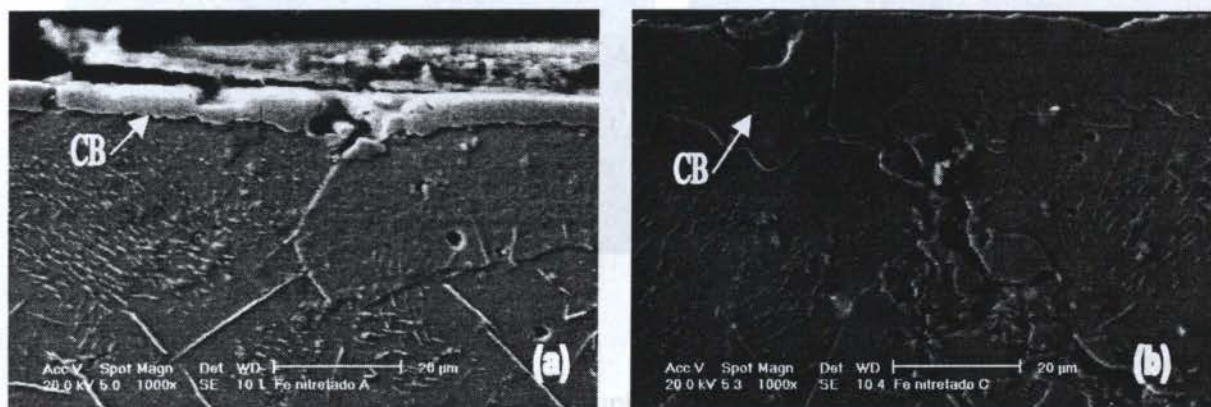
$$\underline{\underline{M}}_{\eta_1\theta} = \int_0^{L_1} \rho \phi(x_1)(r+x_1) dx_1 + m_t (r+L_1) \phi_1(L_1) + J_t \phi_1(L_1) \quad (12)$$

$$\underline{\underline{M}}_{\eta_1\eta_1} = \int_0^{L_1} \rho \phi_1^2(x_1) dx_1 + m_t \phi_1^2(L_1) + J_t \phi_1^2(L_1) \quad (13)$$

Now is simple to get the state-space representation of the system in the form :



pouco mais de 100  $\mu\text{m}$  de profundidade (Figura 3(c)). Induziu ainda ao aparecimento de maior quantidade de precipitados em forma de agulhas na camada de difusão, comparativamente às misturas anteriores, observáveis até cerca de 400  $\mu\text{m}$  de profundidade.



**Figura 2** - Aspecto da camada (a) nitretada ( $25\% \text{N}_2 + 75\% \text{H}_2$ ) e (b) carbonitretada ( $75\% \text{N}_2 + 23,75\% \text{H}_2 + 1,25\% \text{CH}_4$ ) em ferro sinterizado (CB = camada branca).

Em nenhum dos casos foi observada a presença de precipitados em forma de bastonetes na camada de difusão. Provavelmente estes não puderam ser distinguidos dada sua similaridade morfológica com a própria microestrutura bainítica.

#### 4.2 Perfis de Microdureza e Comportamento à Tração

A Figura 4 apresenta os perfis de microdureza dos dois materiais estudados resultantes das três condições de tratamento termoquímico. Estes são caracterizados por valores elevados na camada branca e pelo seu rápido decréscimo nos primeiros 20  $\mu\text{m}$  (ferro) ou de 50 a 150  $\mu\text{m}$  (aço), seguido de uma leve redução em direção contrária à superfície.

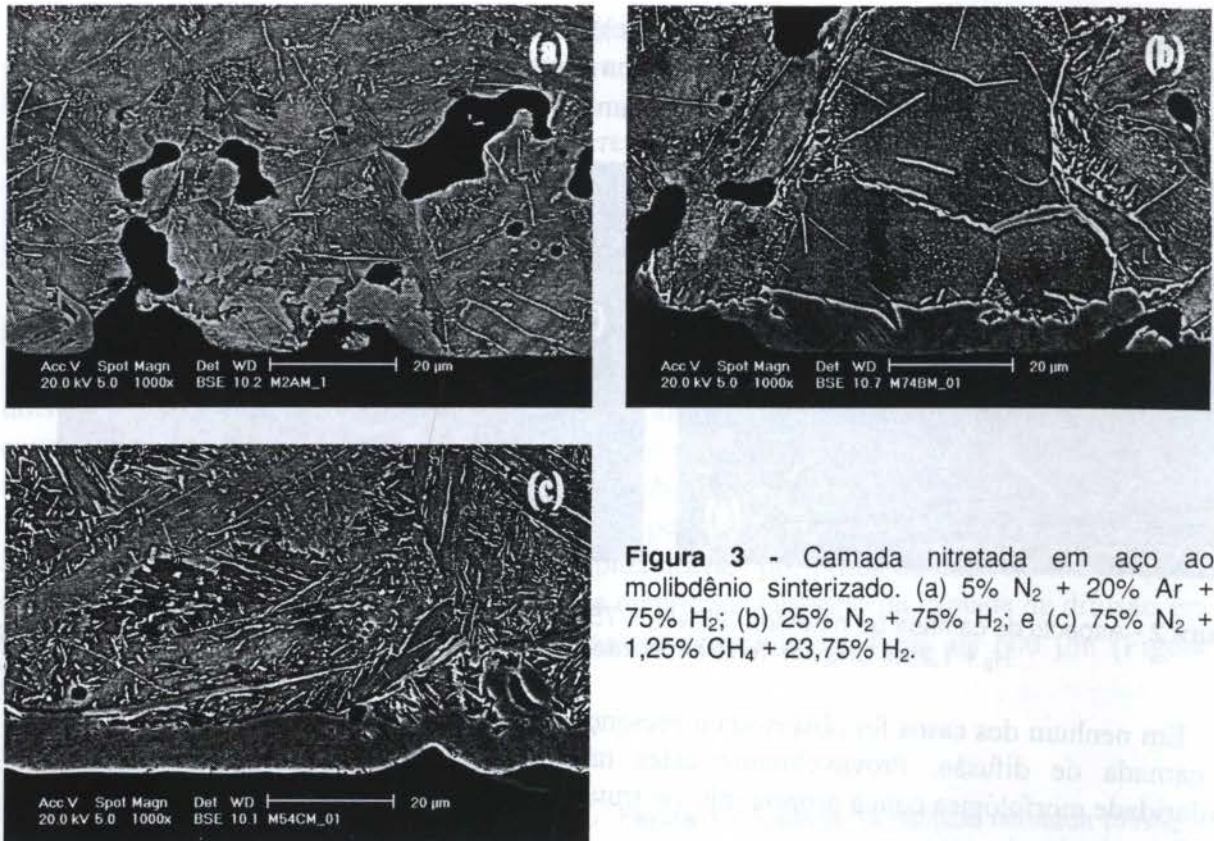
Estes resultados não fornecem nenhum indicativo preciso da profundidade da camada de difusão. O tamanho relativamente grande dos precipitados nesta camada, aliado à presença dos poros, não permite um efeito significativo de endurecimento local.

As Figuras 5 e 6 apresentam os valores médios das propriedades medidas nos ensaios de tração. Todas as amostras de ferro, nitretadas ou não, manifestaram o fenômeno do cedimento plástico descontínuo (patamar de escoamento), e o limite de escoamento apresentado corresponde ao valor do limite inferior. O aço não demonstrou um cedimento plástico definido, mas um escoamento extremamente gradual, com alta taxa de encruamento inicial, de modo que não foi possível determinar com precisão satisfatória o seu limite de escoamento.

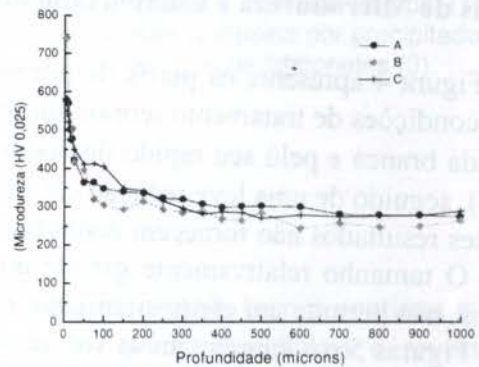
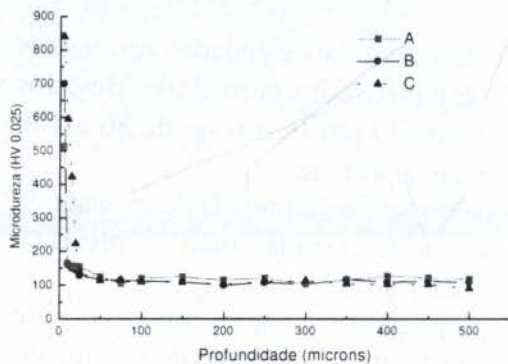
O efeito dos tratamentos de nitretação sobre as medidas de resistência mostrou-se mais nítido e consistente no ferro puro do que no aço. Em termos de valores médios, observou-se no ferro um aumento de cerca de 8 %, 9 % e 13 % no limite de escoamento, e da ordem de 10 %, 9 % e 11 % no limite de resistência, para os materiais tratados com as misturas gasosas A, B e C, respectivamente. Dada a dispersão dos resultados, não é possível distinguir claramente os efeitos das misturas A (5 %  $\text{N}_2$ ) e B (25 %  $\text{N}_2$ ); a mistura carbonitretante, C, por outro lado, parece ter uma influência mais clara no sentido do aumento da resistência.

No caso do aço ao Mo, os resultados indicam um aumento pequeno e pouco consistente da resistência em decorrência da nitretação (8,5 %, 4 % e 8 % respectivamente para as misturas A, B e C). Assim, os tratamentos de nitretação parecem induzir um pequeno aumento de resistência, sem que se possa distinguir entre os efeitos das misturas individuais.





**Figura 3** - Camada nitretada em aço ao molibdênio sinterizado. (a) 5% N<sub>2</sub> + 20% Ar + 75% H<sub>2</sub>; (b) 25% N<sub>2</sub> + 75% H<sub>2</sub>; e (c) 75% N<sub>2</sub> + 1,25% CH<sub>4</sub> + 23,75% H<sub>2</sub>.

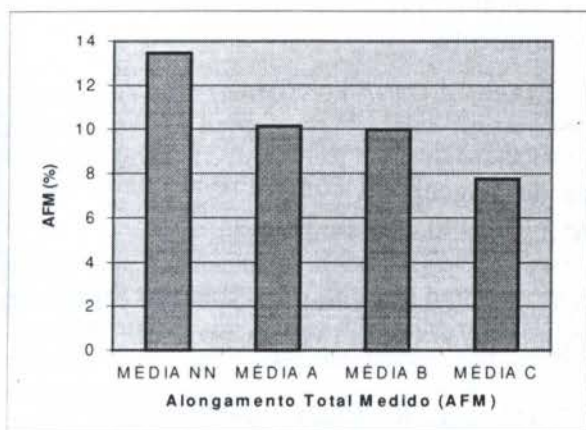
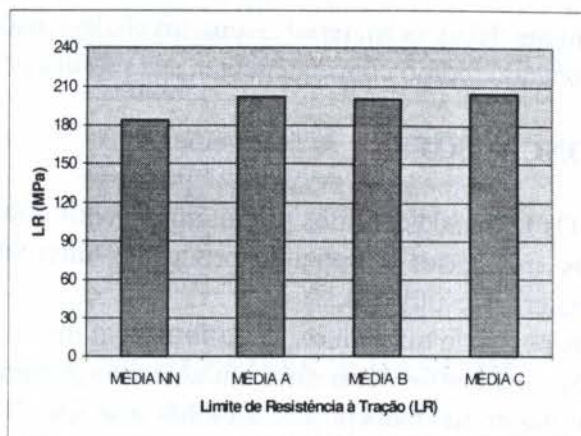
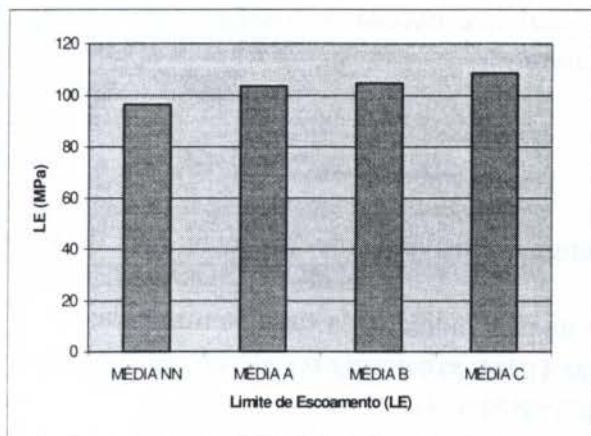


**Figura 4** - Perfis de microdureza das amostras nitretadas e carbonitretadas (a) de ferro, e (b) de aço ao molibdênio.

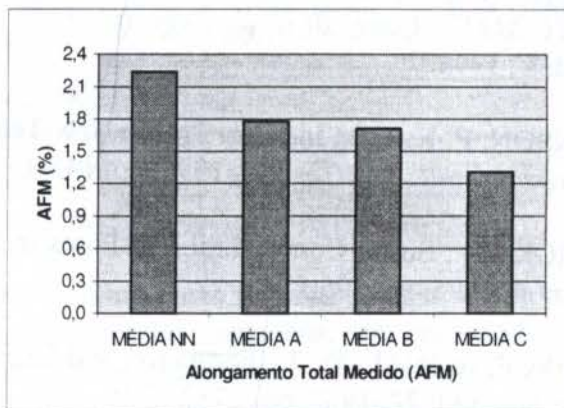
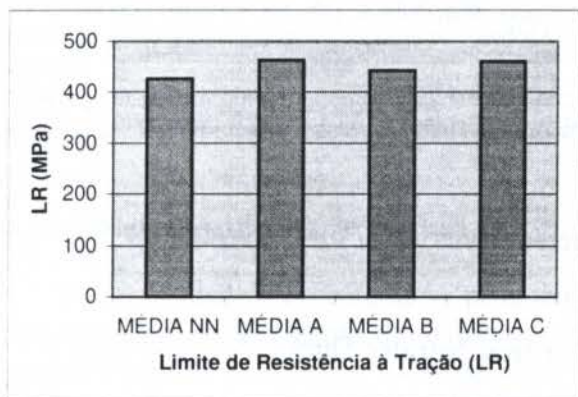
Quanto à ductilidade, em ambos os materiais a influência da nitretação é bastante clara no sentido de reduzir o alongamento à fratura com respeito à condição não nitretada. Enquanto que o efeito das misturas A e B é equivalente (redução de 25 a 26 % no alongamento à fratura para o ferro, e de 15 a 22 % para o aço), o tratamento de carbonitretação leva a uma diminuição bem mais significativa da ductilidade (da ordem de 42 % para ambos os materiais).

A dispersão verificada nos resultados (5 a 15% na resistência e 15 a 25% na ductilidade) já era esperada. É importante salientar que a amostragem utilizada (mínimo de 10 CP's por condição) foi representativa e que sua escolha deu-se por um processo aleatório, ou seja, não tendencioso, de modo a aumentar a chance de reprodutibilidade. Uma vez que os procedimentos de ensaio e análise foram os mais rigorosos possíveis, descarta-se qualquer possibilidade de que os resultados sejam devidos a flutuações de amostragem ou erros sistemáticos.





**Figura 5** - Limite de escoamento, limite de resistência e alongamento para o ferro nas condições não tratada (NN), nitretada com mistura pobre em nitrogênio (A) e com teor médio de nitrogênio (B), e carbonitretada (C).



**Figura 6** - Limite de resistência e alongamento para o aço ao molibdênio nas condições não tratada (NN), nitretada com as misturas A e B e carbonitretada (mistura C).

Conforme Popper (1989), em certas experimentações ocorre a “impossibilidade de efetivar medidas com uma precisão proibida pelo seu princípio de incerteza”. Todavia, os resultados legitimam uma tendência de comportamento, uma vez que exibem regularidade e são passíveis de reiteração (ibid.). É importante ressaltar que as propriedades medidas são influenciadas por um número considerável de fatores aditivos e independentes, e que resultados discrepantes podem ser consequência da interferência de uma variável que, sob determinadas circunstâncias, predomine sobre as demais, mascarando o resultado. Por exemplo, a existência de um único poro de tamanho consideravelmente maior do que a média, ou com fator de forma extremamente desfavorável, ou de uma inclusão não-metálica de proporções grandes em relação ao tamanho médio das partículas originais do pó, pode

facilmente levar o material a um nível de tensões local que exceda os valores toleráveis, ocasionando, como consequência, a sua ruptura prematura.

## 5. CONCLUSÕES

Os resultados obtidos permitem concluir que:

- Os três gases nitretantes produzem microestruturas sensivelmente distintas nos dois materiais estudados;
- Os perfis de microdureza não fornecem indicação da profundidade da camada nitretada;
- Os tratamentos levaram a um aumento pequeno nas propriedades de resistência de ambos os materiais, mais pronunciado na condição carbonitretada;
- Os tratamentos reduzem a ductilidade à tração, especialmente a carbonitretação;
- Os efeitos das misturas nitretantes de baixo e médio teor de nitrogênio sobre as propriedades mecânicas não se deixam distinguir claramente.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGOSTINHO, O. L., Adaptabilidades dos Sistemas de Engenharia como Pré-requisito de Competitividade, *Máquinas e Metais*, Ano XXXII, nº 370, 1996, pp. 22-33.
- BOCCHINI, G. F., MOLINARI, A., TESI, B. & BACCI, T., Ion Nitriding of Sintered Steels: Present Situation and Perspectives, *Metal Powder Report*, vol. 5, nº 11, 1990, pp. 772-778.
- COSTA, H. B., KÜHN-A., I., SOUZA, A. R. & MUZART, J. L. R., Efeito da Nitretação e da Carbonitretação por Plasma sobre a Textura Superficial de Ferro Sinterizado, *Anais do 12º CBECIMAT – Cong. Bras. de Engenharia e Ciência dos Materiais*, pp. 897-900, Águas de Lindóia, 1996.
- JOHNSON, P. K., P/M Industry Trends New Technologies Propel P/M Growth, *The Int. J. of Powder Metall.*, vol. 32, nº 2, 1996, pp. 145-153.
- KUBICKI, B., Stress Concentration at Pores in Sintered Materials, *Powder Metallurgy*, vol. 38, nº 4, 1995, pp. 295-298.
- METIN, E. & INAL, O. T., Formation and Growth of Iron Nitrides During Ion Nitriding, *J. Mat. Sci.*, vol. 22, 1982, pp. 2782-2788.
- POPPER, K., *A Lógica da Pesquisa Científica*, Cultrix, São Paulo, 1989.
- STRAFFELINI, G., FONTANARI, V. & MOLINARI, A., Influence of Microstructure on Impact Behaviour of Sintered Ferrous Materials, *Powder Metallurgy*, vol. 38, nº 1, 1995, pp. 45-51.



PAPER CODE: COB1050

**DESENVOLVIMENTO DE LIGAS SINTERIZADAS À BASE DE FERRO, FÓSFORO E NÍQUEL PARA APLICAÇÕES DE ENGENHARIA / DEVELOPMENT OF PHOSPHORUS AND NICKEL, IRON BASED SINTERED ALLOYS TO APPLY IN ENGINEERING**

JÚLIO NAVARRO SANTOS, PAULO JUNHO DE OLIVEIRA & EDMILSON OTONI CORRÊA  
*Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI*  
CEP 37500-000 Av. BPS, 1303, Pinheirinho, Itajubá, Brasil - E-mail: navarro@iem.efei.rmg.br

**Abstract**

In this work the possibility of sintering of iron based alloys with variable contents of nickel and the content of phosphorus kept constant in 0,5% has been examined. This investigation has the aim of developing iron based alloys for use in engineering where the introduction of nickel and phosphorus in a matrix of iron produces materials with a more adequate density and improved strength. The absence of carbon has the objective to make these products be recompactable, with the advantage of an improved final density and a better dimensional control. This fact can avoid the inconvenient of an excessive fragility and abrasivity that could be caused by the simultaneous presence of carbon and phosphorus. The mechanical properties of the mentioned alloys were analyzed. By these results, it was shown that, despite the presence of porosity, a reasonable compromise between hardness and tensile strength was obtained and this was better performed for alloys with a nickel content of 4% and 5%.

**Palavras chave:** desenvolvimento, ligas ferrosas sinterizadas, Propriedades mecânicas.

**Keywords:** Development, iron based sintered alloys, mechanical properties

**1. INTRODUÇÃO**

A necessidade crescente de se produzir peças com um custo mínimo de energia e com o máximo de aproveitamento de matéria prima, além de outras vantagens, tem propiciado um grande impulso na técnica da metalurgia do pó. Peças sinterizadas vêm tendo utilização crescente em várias aplicações industriais, principalmente nos setores automobilístico, de eletrodomésticos e de máquinas agrícolas.

Paralelamente a esta crescente demanda, novas exigências são feitas quanto às propriedades dos produtos sinterizados e por esta razão novas ligas têm sido pesquisadas.

No caso das ligas estudadas, o fósforo foi utilizado para aumentar a resistência à tração e dureza pelo seu efeito endurecedor. Já o níquel foi utilizado para aumentar a tenacidade da liga de forma que esta tenha um bom compromisso entre tais propriedades. Além disso, a combinação deste dois elementos reduz os efeitos de contração e melhora consideravelmente a sinterabilidade do ferro.

Alguns aspectos inerentes à produção de peças por metalurgia do pó devem ser considerados. Dentre estes, sabe-se que durante a etapa de compactação é importante que se tenha elevada plasticidade da mistura de pós, para que se reduza a porosidade do compactado, resultando numa melhoria das propriedades mecânicas.



Outro aspecto diz respeito à introdução dos elementos de liga. A introdução na forma elementar destes elementos e não na forma de pós pré-ligados pode apresentar algumas vantagens uma vez que, sendo o pó de ferro predominante e de maior granulometria, poderão estes fatores reduzir o desgaste das matrizes bem como produzir peças de maior densidade após a compactação. Isto resulta em vantagens significativas devido ao alto custo do ferramental e também porque há possibilidade de serem melhoradas as propriedades mecânicas dos produtos pela diminuição da porosidade e todas as suas implicações.

Finalmente, um outro aspecto muito importante a considerar reside no fato de que a produção em série de peças sinterizadas deve propiciar uma estabilidade dimensional do compactado, para que sejam mantidas as estreitas tolerâncias dimensionais exigidas pelo processo. Portanto para concorrer com os demais processos de fabricação, na área de peças estruturais, é necessário aperfeiçoar a técnica de produção pela metalurgia do pó e também desenvolver novas ligas que resultem em melhores propriedades a um menor custo.

O presente artigo relata o desenvolvimento e o estudo das propriedades mecânicas de ligas Fe-P-Ni, com as quais busca-se atender aos aspectos anteriormente citados. Os resultados permitiram avaliar o potencial dessas ligas sinterizadas no que se refere à aplicação das mesmas como peças estruturais de engenharia.

## 2. EXPERIMENTAL

### 2.1 Composição química das ligas desenvolvidas :

MISTURAS		
% DOS ELEMENTOS		
P	Ni	Fe
0,50	1,00	98,50
0,50	2,00	97,50
0,50	3,00	96,50
0,50	4,00	95,50
0,50	5,00	94,50

### 2.2 Matéria-Prima

- Pó de ferro - AG 150 - densidade aparente: 2,8 a 3,1 g/cm<sup>3</sup> ( ASTM )
- Pré-liga Fe-P ( 19,9 % P )
- Níquel hidróxido / carbonila - partículas finas- 3µm - comercialmente puro - 99,7 %

### 2.4 Mistura e lubrificação

As misturas sofreram operação de homogeneização e introdução de lubrificantes em misturador tipo Y . O tempo de mistura foi de 60 min, tendo-se adicionado 1% em peso de Estearato de Zinco como lubrificante.

### 2.5 Compactação

Foram compactados corpos de prova do tipo “cotonete” (norma ISO 2740 ) em matriz de duplo efeito. A compactação foi realizada através de uma prensa hidráulica, marca VEB-DDR, modelo ZD-40 com controle manual. A força de compactação foi de 36 T. A área dos corpos de prova foi 6 cm<sup>2</sup>, resultando numa pressão de compactação de 600 Mpa. A densidade a verde atingida se situou na faixa de 6,85 a 6,95 g/cm<sup>3</sup> .



## 2.6 Sinterização

Na sinterização foi utilizado um forno tubular com controle de atmosfera e um forno de alto vácuo.

O primeiro é constituído de uma câmara tubular cerâmica fechada em uma das extremidades. Após o estabelecimento de uma atmosfera de hidrogênio puro, promoveu-se um fluxo deste, com a finalidade de remover o lubrificante (etapa de pré-sinterização) e de manter aproximadamente constante o ponto de orvalho desta atmosfera.

O aquecimento da câmara foi feito usando-se um forno túnel marca LEYBOLD-HERAEUS, modelo DFR, tipo ROK/F7/60 com temperatura máxima de 1200°C.

Neste equipamento, as amostras foram aquecidas lentamente ( 10°C/min ) até a temperatura de 500°C e permanecendo nesta temperatura por 30 minutos. Em seguida, as amostras continuaram a ser aquecidas à mesma taxa até a temperatura de 750°C, a partir da qual foram resfriadas lentamente até a temperatura ambiente. Este ciclo térmico garantiu a remoção completa do lubrificante e a redução de óxidos presentes na matéria prima.

A sinterização final ocorreu sob uma atmosfera de alto vácuo. O forno utilizado é de marca LEYBOLD-HERAEUS, tipo PD 400 AZW, com elementos de aquecimento de tungstênio. Neste equipamento, depois de obtido um nível de vácuo de  $6 \times 10^{-5}$  mbar, as amostras foram aquecidas também à taxa de 10°C/min até a temperatura de 1180°C, onde foram mantidas durante 1 hora, seguindo-se um resfriamento lento até a temperatura ambiente.

## 2.8 Ensaios mecânicos

Os ensaios de tração foram realizados no equipamento de marca KRATOS , modelo CCI, série 44C7070 com capacidade de 20KN. No ensaio de tração foi ainda possível medir o alongamento ocorrido nos corpos de prova.

As medidas de dureza foram feitas usando-se um durômetro marca OTTO WOLPERT-WERKE, tipo TESTOR HT 1 a. A associação da carga ( 187,5 kgf ) e diâmetro da esfera do penetrador ( $\varnothing = 2,5$  mm ) foi escolhida de tal forma a levar em consideração que:

- as amostras eram de baixa dureza, requerendo portanto baixas cargas
- a influência dos poros no valor de dureza é menor quando a esfera do penetrador é de maior diâmetro.

## 2.9 Análises Metalográficas

Para as análises metalográficas e microfotografias, foi utilizado microscópio eletrônico de varredura marca CAMBRIDGE - modelo ESTEREOSCAN-S410. Foram realizadas microanálises pelo sistema de energia dispersiva em 5 pontos por amostra, dispostos em linha reta, equidistantes de 5  $\mu$ m.

As amostras foram analisadas com ampliação de 2000x e tensão de 20 KV

## 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Na análise dos produtos sinterizados deve-se considerar a presença de um novo micro-constituente: **o poro**. Sua quantidade relativa, tamanho e forma influenciam consideravelmente nas propriedades mecânicas das ligas sinterizadas. As propriedades do produto final são de fundamental importância, sendo estas, uma consequência tanto do grau de interdifusão alcançado na sinterização como da influência dos elementos de liga.



Parâmetros como temperatura, tempo e atmosfera de sinterização exercem influência direta tanto sobre a evolução da porosidade como sobre o processo de homogeneização do compactado. Já a composição química tem a sua influência sobre o produto ligada à forma pela qual são introduzidos os elementos de liga, pois os elementos de liga presentes estabelecem o comportamento cinético do compactado durante a sinterização.

As figuras 1(a), (b), (c) e (d), mostram a variação das propriedades mecânicas das ligas estudadas, em função dos teores crescentes de níquel.

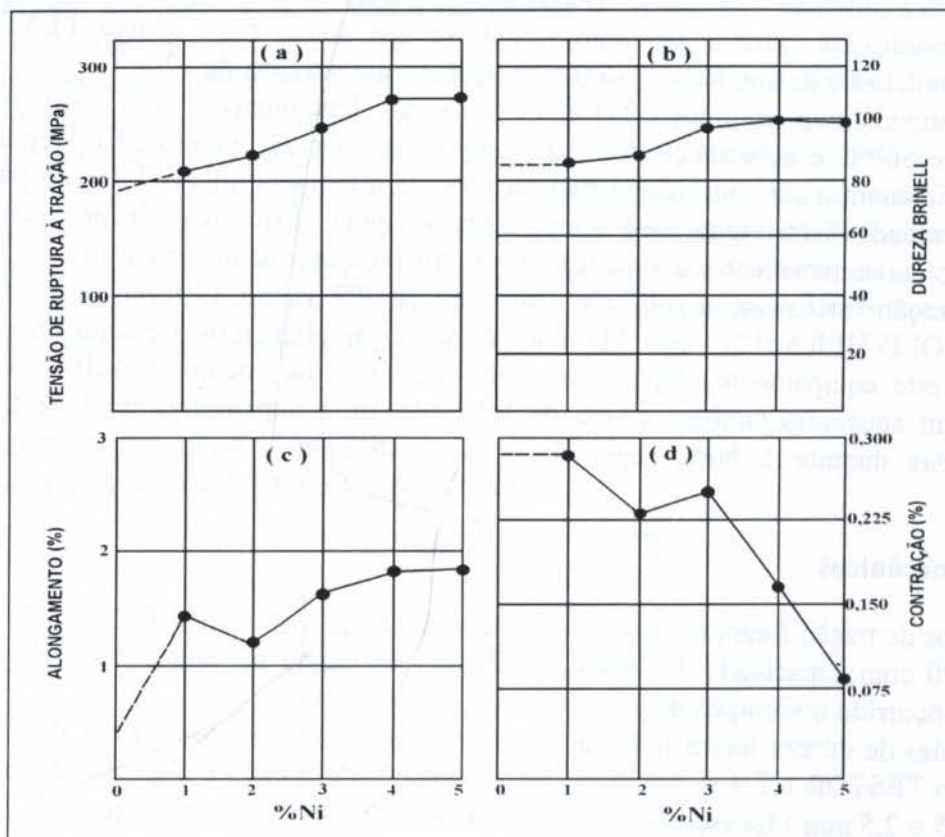


Figura 1: Variação da resistência à tração, contração, alongamento e dureza em ligas Fe+0,5 P com teores crescentes de Níquel. Amostras sinterizadas sob vácuo a 1180°C durante 1 hora.

Tabela 1: Resultados obtidos com análise química puntual para as ligas Fe-Ni-P e Fe-Ni sinterizadas sob vácuo à 1180°C durante 1 hora.

(\* → pontos situados nos contornos de grão)

Liga	Composição química	Pontos analisados	P [2,02 Kev]	Ni [7,48 Kev]	Fe [6,42 Kev]
Fe-Ni	4 % Ni + 96 % Fe	1	-	125	111591
		2	-	166	111466
		3 *	-	<b>3036</b>	104019
		4	-	646	111001
		5	-	2809	105659
Fe-Ni-P	0,5 % P + 4 % Ni + 95,5 % Fe	1	235	1260	115107
		2	384	1101	115537
		3 *	345	<b>1874</b>	114892
		4	535	911	114875
		5	475	914	114744



Da figura 1 (a) e 1 (b) pode-se observar que há um efeito acumulativo do fósforo e do níquel no sentido de endurecer o ferro puro, que se traduz no aumento da resistência à tração e da dureza.

Em comparação com ligas Fe-P e Fe-Ni sinterizadas sob as mesmas condições, pôde-se observar que o efeito simultâneo dos dois elementos é mais efetivo sobre as propriedades mecânicas que quando da adição dos mesmos separadamente), já que nas ligas Fe-Ni, análises de composição química constataram uma grande concentração de níquel no contorno de grão, devido à sua menor difusão nas partículas de ferro nas condições de sinterização adotadas; concentração esta que não se verificou nas ligas ternárias aqui estudadas, por motivos que serão explicitados adiante. A tabela 1 mostra os resultados obtidos com a análise química pontual, usando sistema de energia dispersiva (MEV), para duas das várias ligas sinterizadas Fe-Ni-0,5P e Fe-Ni estudadas, confirmando a maior concentração de níquel nos contornos de grão da liga binária.

Quando os teores de níquel são mais elevados (4 a 5%), percebe-se uma melhora geral das propriedades.

Na figura 1 (c) e 1 (d) observa-se que, embora o valor numérico do alongamento seja baixo (variando entre 1 e 2%), o melhor compromisso entre as propriedades ocorrerá em

teores mais altos de níquel onde a contração é quase nula. Entretanto, a dureza para teores altos de níquel está próxima de 100 Brinell (fig. 1 b), o que pode levar a um desgaste precoce do ferramental durante a operação de recalibração do componente da metalurgia do pó.

As micrografias das ligas Fe + 0,5% de P com teores crescentes de níquel são mostradas na figuras 2 (a), (b), (c), (d) e (e).

As análises indicaram que as ligas apresentavam 10 a 15 % de poros, aproximadamente. Nestas figuras, observa-se um efeito de arredondamento dos poros e o estabelecimento de contornos de grão bem delineados. Não se notam resíduos visíveis de níquel não dissolvido nestes contornos de grão, mesmo nas ligas contendo 5% de Ni. Estas observações estão em plena concordância com os níveis de níquel observados nos contornos, e nas vizinhanças destes, verificados pela análise da composição química utilizando energia dispersiva.

Por estas análises, observou-se que nas ligas ocorre um efeito importante. Este efeito consiste em fazer aparecer uma melhor difusividade do níquel no ferro em presença de fósforo. Este efeito é denominado **“difusão conjunta”** que

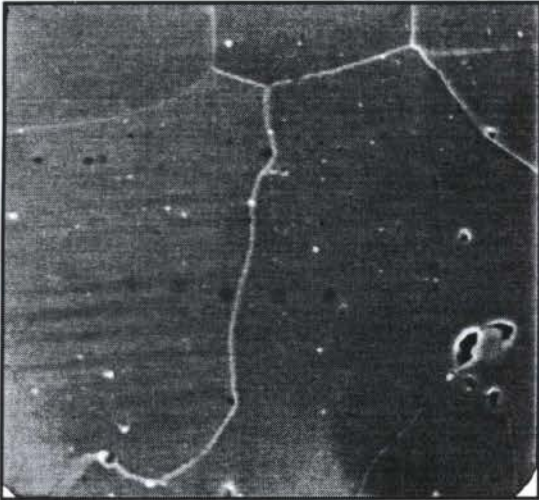


Figura 2 (a): [ Fe + 0,5%P + 1%Ni ]

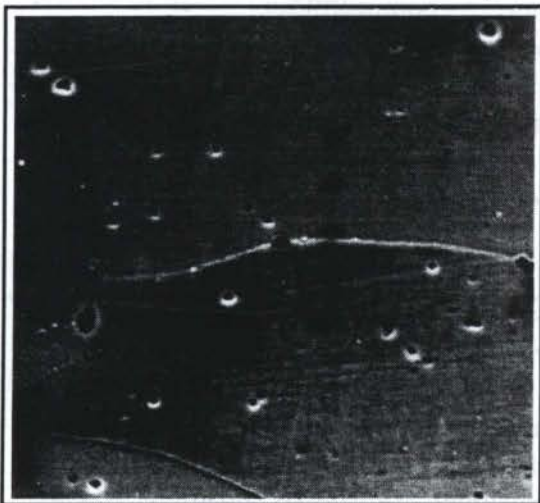


Figura 2 (b): [ Fe + 0,5%P + 2%Ni ]



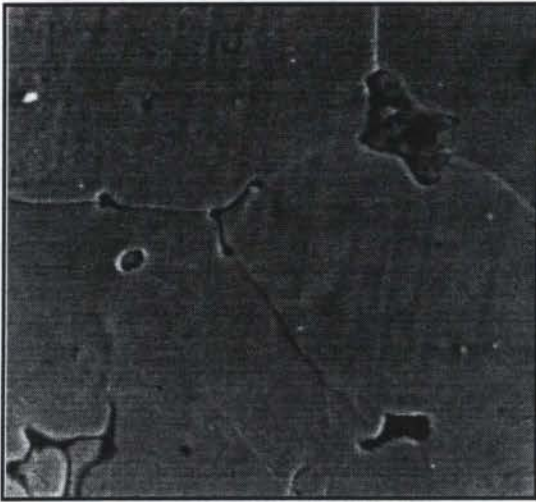


Figura 2 (c): [ Fe + 0,5%P + 3%Ni ]

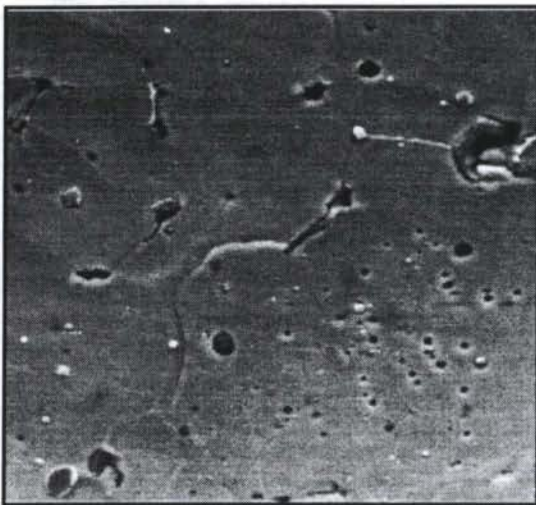


Figura 2 (d): [ Fe + 0,5%P + 4%Ni ]

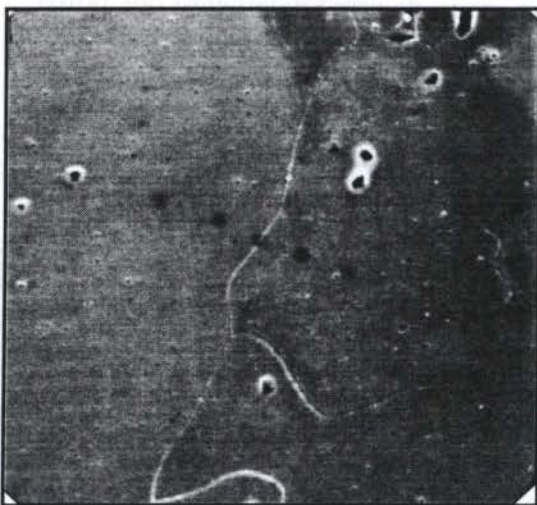


Figura 2 (e): [ Fe + 0,5%P + 5% Ni ]

consiste em fazer uma aceleração da difusão de um certo elemento (geralmente o de menor difusividade) quando em presença de um elemento com maior coeficiente de difusão. Em presença do fósforo, o níquel se difunde mais rapidamente, fazendo-se com que na análise química, este apareça em menor abundância nos contornos de grão em relação às ligas sinterizadas Fe-Ni produzidas sob as mesmas condições das ligas ternárias aqui tratadas .

Com relação ao efeito do fósforo, estudos em ligas sinterizadas Fe-P (0,25 a 0,75%P), também produzidas sob as mesmas condições da ligas ternárias, mostraram que houve uma melhoria nas propriedades mecânicas da liga com o aumento do teor de fósforo, principalmente dureza e tensão de ruptura à tração, confirmando o efeito endurecedor do fósforo .

Nas ligas ternárias optou-se por um teor de fósforo de 0,5 % (teor mediano) devido ao efeito fragilizante que este elemento tem, mesmo na ausência de carbono e também para que a dureza não fosse muito alta a ponto de comprometer possíveis operações de recalibração.

Comparando as propriedades mecânicas das ligas ternárias estudadas com as propriedades mecânicas das ligas binárias Fe-P e Fe-Ni, pôde-se verificar que as ligas ternárias apresentaram um melhor compromisso entre as propriedades, confirmando a maior efetividade do efeito simultâneo dos dois elementos de liga no ferro (figuras 3, 4, 5).

#### 4. CONCLUSÃO

1 - Os estudos mostraram que é possível desenvolver ligas ternárias (Fe+P+Ni), através da metalurgia do pó, que tenham a possibilidade de originar peças estruturais de boas propriedades mecânicas, com boa estabilidade dimensional, de baixo custo e viáveis tecnologicamente .



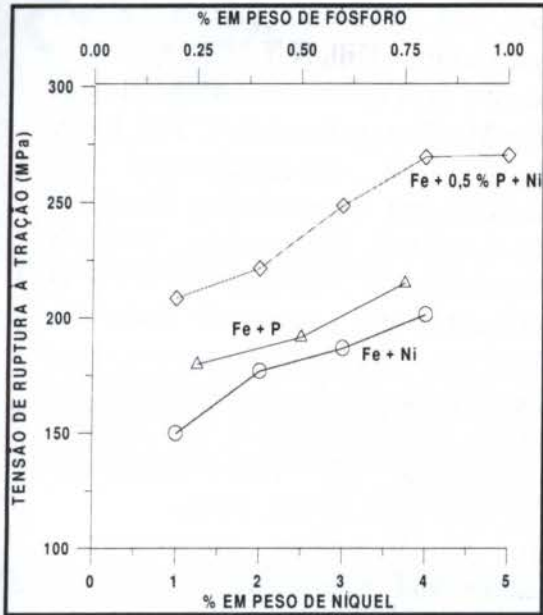


Figura 3: Resistência à tração ( $\sigma_R$ ) para as ligas Fe+P, Fe+Ni e Fe+0,5P+Ni sinterizadas sob vácuo a 1180°C e resfriadas lentamente

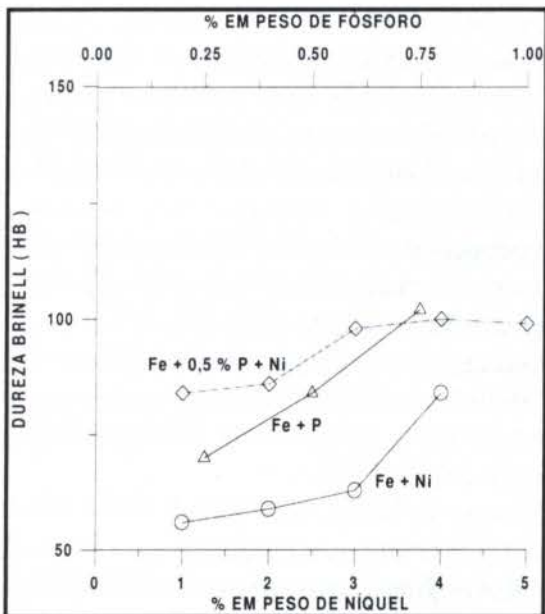


Figura 4: Dureza (HB) para as ligas Fe+P, Fe+Ni, e Fe+0,5P+Ni sinterizadas sob vácuo a 1180°C e resfriadas lentamente

2- Ficou evidenciada uma importante contribuição da **difusão conjunta** que, no caso das ligas em estudo, melhorava a difusão do níquel nas partículas ferrosas pela presença de fósforo em níveis altos.

3- Embora as ligas contenham somente traços de carbono, a adição de níquel e fósforo propiciaram resistência e dureza típicas de peças estruturais constituídas de ferrita (predominantemente) e perlita na temperatura ambiente.

4 - A forma com que os elementos de liga foram adicionados não causou maiores problemas no que diz respeito à compactação e sinterização das ligas .

5 - Houve uma boa clareza entre os resultados obtidos e os fatores envolvidos no processo ( difusão, homogeneização, redução da porosidade, etc.) como foi constatado através das propriedades, microestruturas e análises feitas.

## 5. BIBLIOGRAFIA

- Athy, L. F. Density, Porosity and Compaction of Sedimentary Rocks, Bull. Am. Assoc. Petrol., Geologist, vol. 14(1), pp. 1-24, 1930 .
- Bain, E. C. & Paxton, W. B. Alloying Elements in Steel, N.Y, ASM, 1966.
- Balshin, M. Y. Theory of Compacting, Vestnik Metalloprom., Vol. 18, pp. 127-137, 1938 .
- Blasko, M. J. & Kennedy, S. W. Developments in Vacuum Sintering of P/M Products, Mod. Dev. in Powder Metallurgy, Vol. 9, H.H. Hausner and P.W. Taubenblat, pp. 255-263, 1977.
- Chiaverini, V. Metalurgia do Pó - Técnicas e Produtos, ABM, SP, 1982
- Dixon, H., Fletcher, A . J. & Cunoili, R. T. Relationship Between Degree of Homogeneity and Physical and Mechanical Properties of a Sintered Nickel Steel, Powder Metallurgy, n.º 3, 1978.



ruído do tipo branco gaussiano com média nula e variância conhecida. Os parâmetros nominais de projeto foram aqueles descritos anteriormente e como velocidade de rotação escolheu-se 12000 rpm, que é uma velocidade entre a terceira e a quarta crítica.

As figuras 6 e 7 mostram o deslocamento do nó 08, nas direções perpendiculares ao eixo de rotação para o rotor sem controle e para o rotor sob ação do controle  $H^\infty$  respectivamente.

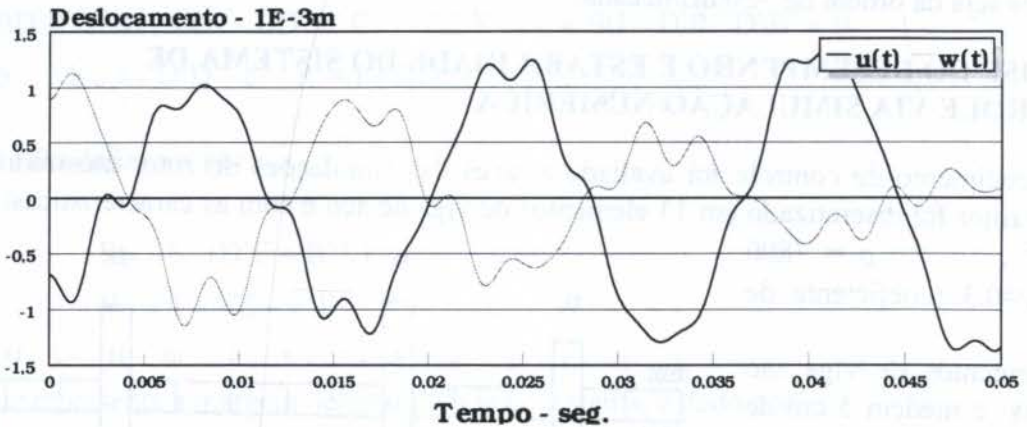


Figura 6 - Deslocamento do nó 8 para o rotor em condições nominais e sem controle.

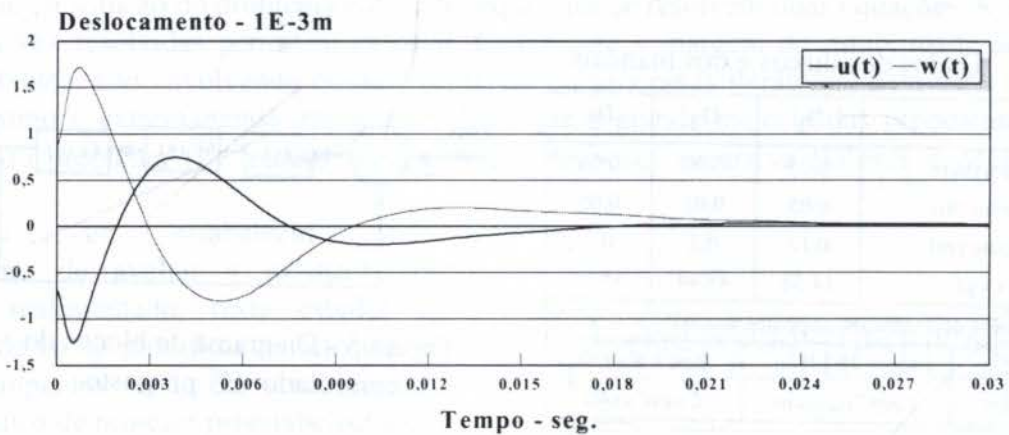


Figura 7 - Deslocamento do nó 8 para o rotor em condições nominais e controle  $H^\infty$ .

O comportamento do rotor frente à variação abrupta nos parâmetros foi analisado supondo o rotor operando em regime permanente<sup>6</sup> a uma velocidade de rotação 12000 rpm, sujeito a um desbalanceamento (no nó 11) de 200 gramas.milímetro e um ruído no sensor do tipo branco gaussiano, com desvio padrão de 10  $\mu\text{m}$ . No instante  $t=0.01$  seg. o rotor altera as suas características de tal forma que:

- o disco intermediário perde 5% da sua massa, cerca de 2297 gramas,
- os mancais alteram as suas características para  $K_{xx}=2.5E-7$  e  $K_{zz}=1.05E8$  N/m e
- o desbalanceamento cresce, passando a ser de 2000 gramas.milímetro.

<sup>6</sup> admitiu-se condições iniciais nulas na simulação.



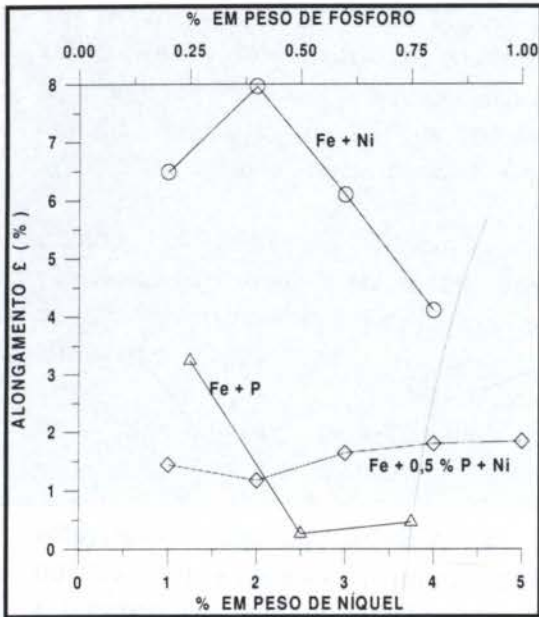


Figura 5: Alongamento ( $\epsilon$  %) para as ligas Fe+P, Fe+Ni, e Fe+0,5P+Ni sinterizadas sob vácuo a 1180°C e resfriadas lentamente

Hansen, M. Constitution of Binary Alloys, McGraw Hill, N.Y., (1958).

Jones, W. D. Fundamental Principles of Powder Metallurgy, London, p. 546, 1960.

Klein, A. N. Untersuchungen Zur Herstellung und Eigenschaften Neautiger Si-Mn Legierter Sinterstahle, Tese de Doutorado, Fakultät Für Maschinenbau der Universität Karlsruhe, 1983.

Kieffer, R. & Krall, F. Furnaces for Sintering Cemented Carbides, Planseeberichte für Pulvermetallurgie, vol.18, nº. 2, pp. 111-123, 1970.

Lenel, F. V., Powder Metallurgy - Principles and Applications, N. Jersey, MPIF, 1980.

Lindskog, P. The Effect of Phosphorus Additions on the Tensile, Fatigue and Impact Strength of Sintered Steels Based on Sponge Iron Powder and High-Purity Atomized Iron Powder, Powder Metallurgy, Vol. 16 (32), pp. 374 -386, 1973.

Metals Handbook Metallography, Structures and Phase Diagrams, vol.8, 8th Edition.

Nayar, H. S. Nitrogen-base Sintering Atmospheres ( Part I ), Mod. Dev. In Powder Metallurgy, vol. 9, H. H Hausner and P.W. Taubenblat, p. 587, 1960.

Palma, E. S. Desenvolvimento de Um aço Sinterizado Ligado ao Manganês e Fósforo, Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis, 1985 .

Richardson, F. D. & Jeffes, J. H. E. The Thermodynamics of Substances of interest in Iron and Steel Making From 0° C to 2400° C, Journal of Iron and Steel Institute, vol. 160, pp.261-270, 1948.

Salak, A., Miskovic, V. D. & Rudnayová, E. The Dependence of Mechanical Properties of Sintered Iron Compacts Upon Porosity, Powder Metallurgy International, Vol. 6, nº 3, 1974.

Sauerwald, F. On Synthetic Metal Bodies I, Z. F. Anorg. Ch. Vol. 122, pp. 277-294, 1922.

Sauerwald, F. On Synthetic Metal Bodies III, Z. F. Metallkunde, vol. 16, pp. 41-46, 1924.

Sauerwald, F. Lehrbuch der Metallkunde, Berlin, p.21, 1929.

Vandeska, W. F. Strength and ductility Enhancement of Low Temperature Sintered Iron Powder Structures, Metal Powder Reporter, vol. 18 (3), pp. 28-39, 1982.

Webber, H. M. Sintering Furnaces in Powder Metallurgy, J. Wulff, Cleveland, Ohio, pp. 292-303, 1942.

Zapf, G., Hoffmann, G. & Dalal, K. Effect of Additional Alloying Elements on the Properties of Sintered Manganese Steels, Powder Metallurgy, p. 18, 1975.



PAPER CODE: COB1461

**PROCESSAMENTOS ALTERNATIVOS PARA A OBTENÇÃO DE  
PASTILHAS SUPERCONDUTORAS DO SISTEMA (Bi,Pb):Sr:Ca:Cu:O**  
*ALTERNATIVE PROCESSING TO OBTAIN SUPERCONDUCTING PELLETS  
OF THE (Bi,Pb):Sr:Ca:Cu:O SYSTEM*

DAYSE I. DOS SANTOS &amp; ELISABETE AP. A. RUBO

*Departamento de Física, Faculdade de Ciências - UNESP Campus Bauru**CAIXA POSTAL 369 - CEP 17033-360 Bauru - SP - Brasil**E-mail : DAYSE@AZUL.BAURU.UNESP.BR***Abstract**

This work is about the obtaintion and characterization of samples of the Bi:Pb:Sr:Ca:Cu:O ceramic system. The powder was prepared by two processes: oxide/carbonate mixture and oxalate coprecipitation. These two processes were used in order to stablish the most favorable process to the 110 K phase formation. The characterization techniques were Inductively Coupled Plasma, Sedigraphy, X-ray diffraction and scanning electron microscope. The sinterization was made by conventional and an alternative techniques. The alternative one consists in applying an electrical current simultaneously to the temperature action. The expectation was that this technique would accelerate the reactions and, consequently, to promote higher volume fraction of the 110 K phase. The pellets were structural, electrical and magnetically characterized by X-ray diffraction, SEM, electrical resistivity and magnetic susceptibility. In the analysis of the electrical and structural characterization of the pellets made by both processing methods, we could not find any difference between them. But, the magnetization measurements indicated that there are numerous phases with critical temperatures bellow 110 K, in addition to a higher fraction of 2223 phase, in the pellet made by coprecipitation of oxalates. The alternative sintering process promoted only some alterations in the behavior of the electrical resistivity as a function of the temperature.

**Keywords**

Ceramic Superconductors, superconductor pellets, chemical process, Bi:Sr:Ca:Cu:O.

Supercondutores cerâmicos, pastilhas supercondutoras, processo químico, Bi:Sr:Ca:Cu:O.

**1. INTRODUÇÃO**

Desde que os materiais cerâmicos supercondutores surgiram, há cerca de dez anos (Berdnoz et. al, 1986), estes têm sido fabricados nas mais diversas formas e através de diversas técnicas. Os materiais podem ser obtidos na forma de pastilhas, filmes, cristais, fitas,

1892



fios ou bobinas, conforme a sua possível aplicação prática. Em termos de processamento do pó, são conhecidos os métodos convencional, como a difusão no estado sólido, e alguns métodos químicos, cujas reações se dão primeiramente em meio líquido e, que partem de produtos como os nitratos, oxalatos ou acetatos. Quanto à conformação do pó, isto tem sido feito normalmente através de prensagem à frio ou à quente, no caso de pastilhas, e um sem número de técnicas no caso da obtenção de filmes. Para a produção de fios, fitas ou bobinas as técnicas utilizadas vão desde a conhecida extrusão até o processamento composto de diversas etapas alternadas de trefilamento e aquecimento de compósitos de prata metálica/cerâmica chegando aos fios multifilamentares.

Este trabalho, entretanto, objetiva comparar o processo convencional de difusão no estado sólido com o processo químico denominado coprecipitação de oxalatos, analisando as propriedades elétricas, magnéticas e estruturais do material intermediário e final. O sistema em estudo é o Bi:Sr:Ca:Cu:O, o qual tem mostrado supercondução próximo à 110 K quando a proporção estequiométrica é 2:2:2:3 e à 80 K quando esta é 2:2:1:2. Utilizamos a dopagem com chumbo uma vez que Takano et al. (1988) verificou que isto estabilizava a fase 2223 e, escolhemos a proporção (Bi:Pb)= (1,7:0,4) pois, de acordo com Chen et al. (1992) esta seria a maneira mais satisfatória de compensar a volatilização do chumbo.

Ainda neste trabalho analisamos amostras submetidas à um tratamento térmico não convencional no qual aplica-se uma corrente elétrica através da pastilha durante a sinterização.

## 2. ESTUDO COMPARATIVO DOS PÓS

Analisaremos, primeiramente, pó a partir do qual iniciamos a calcinação (pó precursor).

### 2.1 PÓ PRECURSOR DO MÉTODO CONVENCIONAL

As pastilhas foram preparadas a partir da mistura de óxido de bismuto III, óxido de chumbo II, carbonato de estrôncio, carbonato de cálcio e óxido de cobre II. Os produtos foram pesados em quantidades necessárias a atender a estequiometria de ((1,7:0,4):2:2:3) e em seguida foram misturadas e moídas em meio líquido com isopropanol em moinho rotatório. Inicou-se a secagem espalhando o material em bandeja de pyrex, a qual foi levada a estufa até 70 °C para eliminação do álcool. Na sequência, o pó foi misturado em almofariz de ágata para depois seguir para a calcinação.

### 2.2 PÓ PRECURSOR DO MÉTODO DE COPRECIPITAÇÃO DE OXALATOS

Estas amostras foram preparadas a partir da dissolução de nitrato de chumbo, de estrôncio, de cálcio e nitrato de cobre em água bidestilada e nitrato de bismuto III em solução aquosa de ácido nítrico (65%). Após a completa dissolução dos nitratos estas foram juntadas. Os cálculos estequiométricos foram feitos almejando a mesma proporção final dos pós convencionais. O agente precipitante foi o ácido oxálico dissolvido em água bidestilada.

Em nosso estudo, o processo que mostrou mais eficiência na reação de precipitação foi o de gotejamento dos nitratos sobre a solução de ácido oxálico. Neste formava-se instantaneamente pequenas partículas que se depositavam no fundo do recipiente.

Após o gotejamento total da solução de nitratos sobre o agente precipitante, a mistura resultante foi submetida à agitação magnética por uma hora, onde se verificou o crescimento



das partículas. Através de filtragem em papel obtêve-se uma pasta a qual foi levada à estufa a 80 °C por cerca de 170 horas, resultando em um pó de granulação fina e de coloração azulada.

Para conhecer a eficiência da reação analisamos, por ICP (Induced Coupled Plasma), o líquido filtrado (Tabela 1). As maiores porcentagens de perda por peso encontradas foram para o estrôncio e o cálcio. A razão disto é que as condições de pH, naquele momento, não eram adequadas para a precipitação destes cátions. Porém, no pó utilizado no estudo comparativo foi feita uma correção usando quantidades em excesso destes sais.

Tabela 1 - Porcentagem de perda por peso dos elementos na precipitação (precisão de 0,01%)

Bi	Pb	Sr	Ca	Cu
0,03	6,51	23,86	15,55	1,90

O pó obtido quimicamente foi analisado utilizando diversas técnicas. Na sedigrafia encontrou-se um diâmetro médio de partículas próximo de 4,5 µm. Exames de microscopia eletrônica de varredura e de EDX, mostraram que ocorrem basicamente dois tipos de formações: cristais em forma de pirâmides e aglomerados. Os primeiros são compostos de Bi, Pb, Sr e Ca e os aglomerados são ricos em cobre. Esta análise é confirmada pelo estudo de difração de raios-X. Na Figura 1 apresentamos os espectros obtidos para o pó precursor convencional e para o pó químico. No espectro do pó químico pudemos indexar os picos do oxalato de cobre, sendo o restante atribuído a oxalatos mistos dos demais componentes. Realizou-se ainda análise térmica diferencial (equipamento TA Instruments - USP/São Carlos) em ambas as amostras já calcinadas feitas pelos métodos convencional e químico (C e Q), em fluxo de ar igual a 150 ml/min em um cadinho de alumina sob uma taxa de aquecimento de 20°C/min. Na faixa de temperatura acima de

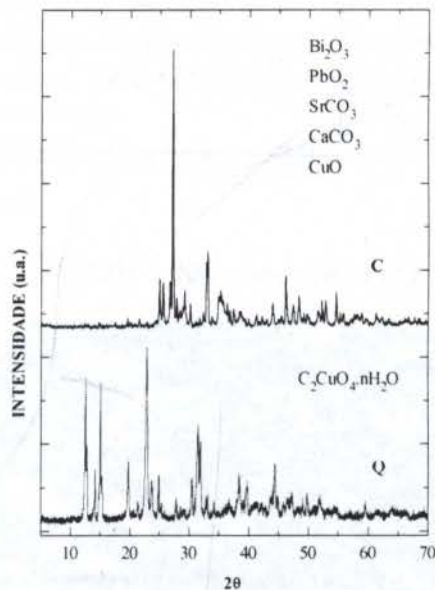


Figura 1 - Espectro de difração de raios-x dos pós precursores do método convencional (c), e do químico (Q)

600 °C, verificamos comportamentos semelhantes para ambos os pós. Na Figura 2 observamos uma sequência de picos endo e exotérmicos os quais justificamos como sendo os responsáveis pela formação das fases supercondutoras seguido de sua fusão em torno de 850 °C. A análise termogravimétrica feita no pó precursor obtido pelo método químico mostrou que a perda total de massa ocorrida até 1000 °C é de 21%, sendo que a sua maior parte (18%) se deu até a temperatura de 450 °C.



## 2.2 CALCINAÇÃO

A calcinação dos pós convencional e químico foi feita em três ciclos de 790 °C por 16 horas, alternando com moagem manual (taxa de aquecimento de 10 °C/min). O pó químico foi, primeiramente, submetido a uma pré-calcinação, sob taxa de aquecimento baixa, até 600 °C por 12 horas. Ao final de cada um dos três ciclos de calcinação, foram realizadas análises de difração de raios-X dos pós (Figura 3). Neles observamos, para ambos os pós, o crescimento

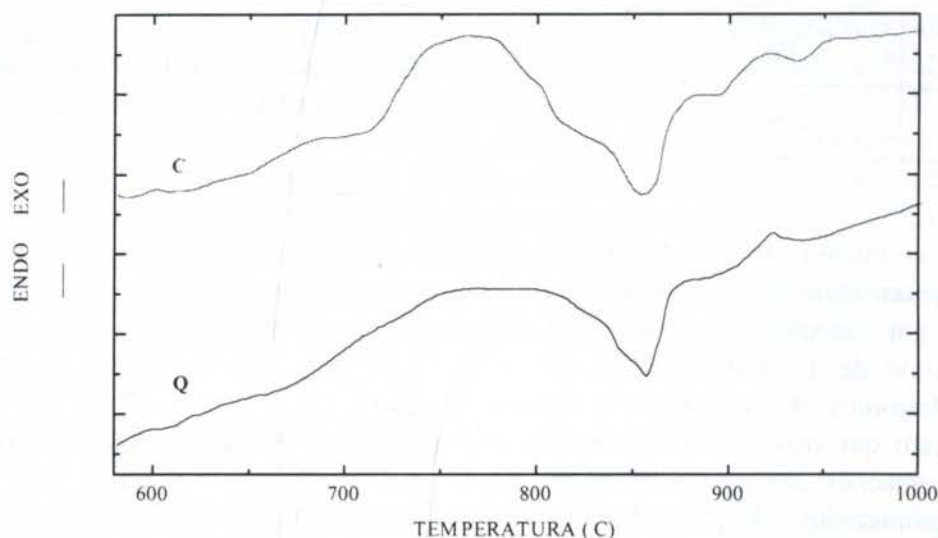


Figura 2 - ATD feito entre 600 e 1000 °C dos pós pré-calcinados até 600 °C (convencional e químico Q)

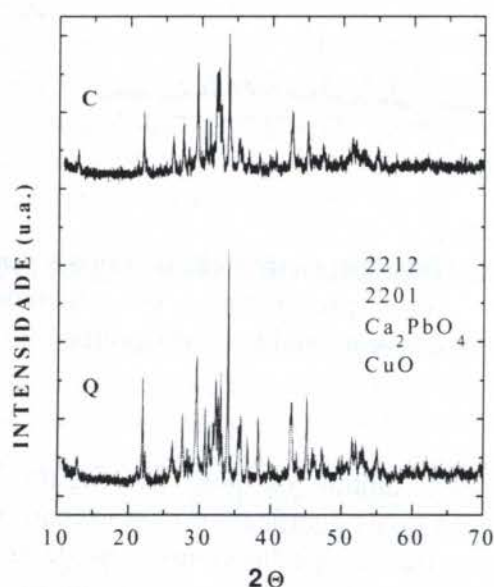


Figura 3 - Difratoogramas dos pós C e Q após a calcinação

gradual dos picos, principalmente da fase 2212, ao longo de todo processo. No caso do pó Q, os difratogramas são diferenciados para o primeiro e segundo ciclos e se estabiliza na terceira calcinação. Para o pó convencional não verificamos mudanças significativas após o primeiro ciclo da calcinação. Ainda no caso químico, notou-se que os picos da fase 2201 (fase que superconduz próximo de 20 K) decresceu ao longo das etapas de calcinação. Na Figura 3 apresentamos os difratogramas dos pós, após o último ciclo de calcinação.

Ao microscópio eletrônico de varredura também observamos para ambos os pós um progressivo aumento no número de placas as quais são formações cristalinas típicas das fases supercondutoras. Essas formações serão mostradas mais adiantes neste artigo.



## 2.3 CONFORMAÇÃO E SINTERIZAÇÃO

A conformação foi feita, com pastilhador de aço temperado, através de prensagem uniaxial, em prensa hidráulica, até 2,5 toneladas. As pastilhas, com cerca de 1,5g de massa, possuíam 13 mm de diâmetro e 1,5 mm de espessura.

A etapa seguinte é a sinterização. Somente após este tratamento térmico é que podemos testar as suas propriedades supercondutoras. Nesta etapa a fase 2223 deve se formar e os grãos devem se unir formando uma cerâmica de baixa porosidade. Particularmente, para a obtenção desta fase, a temperatura de sinterização exerce um papel muito importante, visto que, observando o diagrama de fases proposto por Strobel et al. (1992) notamos que esta é de baixa ocorrência e sua presença se verifica em pequeno intervalo de temperatura.

Outrossim, na literatura existe um consenso no sentido de que acima de 800 °C ocorre a formação de uma fase líquida contendo chumbo que favorece o crescimento da fase 2223, que se forma em temperatura próxima à 840°C, e cuja reação necessita de um longo tempo devido à cinética lenta deste sistema (Hatano et al., (1988), Strobel et al., (1992), Wong-NG et al. (1992)). Todos concordam quanto ao fato de que além de se utilizar a composição ideal, a temperatura e o tempo de sinterização devem ser adequados, a fim de se obter a fase 2223 em proporção significativa.

Após realizarmos uma série de testes com amostras obtidas pelos dois métodos e utilizando a temperatura crítica ( $T_c$ ) como critério avaliador, verificamos que o tratamento em ar à 840 °C por 100 horas produzia os valores mais altos. Vale ressaltar que este tratamento também é citado normalmente na literatura sobre este material.

Uma vez sinterizadas as pastilhas foram analisadas quanto à sua estrutura e às suas propriedades elétricas e magnéticas.

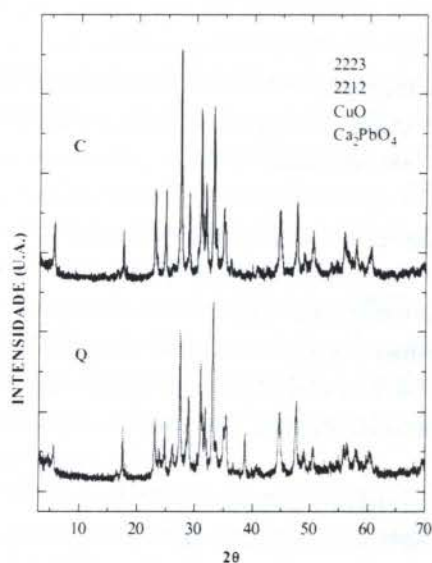


Figura 4 - Espectros de difração das amostras C e Q sinterizadas por 100 horas a 840 °C em ar.



Figura 5 - Micrografia típica das amostras sinterizadas para ambos os métodos.



Na análise dos difratogramas (Figura 4) encontramos muitos dos picos referentes à fase de 110 K (2223) para ambos os materiais. No caso da amostra convencional o espectro se mostra mais limpo e com os picos mais bem definidos. Alguns picos, principalmente, aqueles atribuídos à fase 2212, apresentam intensidade maior do que aqueles verificados no espectro da amostra obtida quimicamente. Neste último, entretanto, apresenta um maior número de picos atribuídos à fase 2223, e mesmo as suas intensidades são maiores comparadas às do outro. A indexação dos picos do difratograma foi feita de acordo com Matheis et al. (1990) e Pandey et al. (1992). Na microscopia eletrônica foi confirmada a presença de placas em todo o corpo da amostra. Estas placas são indicativas da existência das duas fases de mais alto  $T_c$ , 2212 e 2223 (Figura 5).

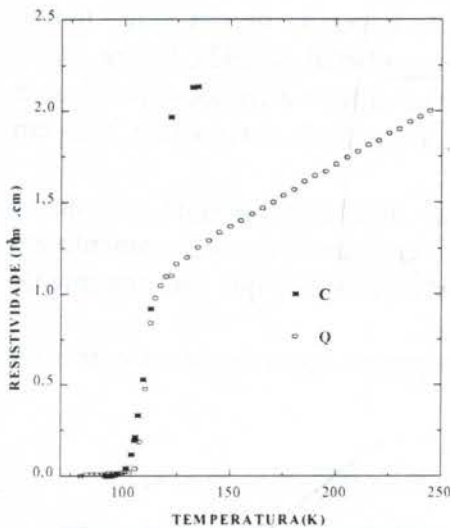


Figura 6 - Curvas da resistividade elétrica das amostras sinterizadas C e Q.

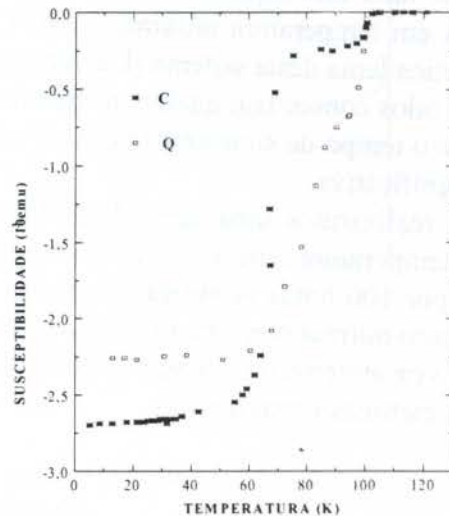


Figura 7 - Componente real da susceptibilidade magnética das amostras sinterizadas C e Q.

A propriedade elétrica testada foi a resistividade em função da temperatura de resfriamento das pastilhas. Para isto utilizou-se o método de quatro pontas (Van der Pawn, 1958), no qual aplicamos uma corrente elétrica de 5 mA e medimos a diferença de potencial entre outros dois eletrodos (todos fixados com tinta prata). Ao observarmos a Figura 6 notamos que ambas as pastilhas possuem  $T_c$  próximo à 110 K indicando a presença da fase 2223. Entretanto, a partir deste gráfico não podemos concluir acerca da fração desta fase presente em cada amostra.

O fato de uma amostra apresentar, na curva da resistividade elétrica, uma  $T_c$  de 110 K, significa que existe pelo menos 15% desta fase presente. Sabemos que, se houver apenas um caminho, entre os eletrodos de medida de voltagem, constituído de grãos da fase 2223, esta curva poderá indicar a  $T_c$  somente desta fase, como se este fosse o comportamento global da amostra. Por outro lado, a medida de susceptibilidade magnética reflete o comportamento do material como um todo, uma vez que leva em conta a orientação de todos os domínios magnéticos, indicando a presença das várias fases formadas. Este tipo de medida foi feita aplicando um campo magnético ac de 0,327 Gauss e frequência de 100 Hz (feito no Laboratório de Medidas Magnéticas na USP/São Carlos). Comparando as curvas da componente real da susceptibilidade (Figura 7) confirmamos que em ambos os casos existe a



fase 2223, pois o sinal começa a cair próximo à 110 K. Entretanto, em nenhuma das amostras esta se apresenta como predominante, uma vez que este primeiro degrau possui pequena profundidade. O segundo degrau, associado à fração de outras fases, tal como a 2212, é o que mostra uma queda mais pronunciada no sinal da componente. Comparativamente, podemos notar que a amostra obtida quimicamente apresenta uma maior porção da fase de interesse.

### 3. MÉTODO ALTERNATIVO DE SINTERIZAÇÃO

Conforme dito anteriormente, com o objetivo de acelerar a reação e favorecer o crescimento das fases supercondutoras nas pastilhas feitas com o pó químico, utilizando o método de sinterização com aplicação simultânea de corrente elétrica apresentado por Monteiro et al. (1993).

Por esta razão, além da sinterização convencional, que foi feita na amostra que chamamos de "referência", tratamos também uma amostra que foi prensada com fios de prata (Degussa 99%,  $\phi = 0,5$  mm) na configuração apresentada na Figura 8, onde a corrente elétrica aplicada partiu de cerca de 100  $\mu$ A até aproximadamente 200  $\mu$ A, mantendo a tensão constante. Neste esquema a amostra é um elemento do circuito através do qual ocorre a passagem da corrente, ou seja, em seu interior existe um campo elétrico. A ação deste campo poderia justificar alterações na cinética de reação uma vez que alteraria a mobilidade dos íons dentro do material favorecendo a formação de uma fase e, talvez, evitando a formação de outras. Desta maneira, estas condições de sinterização refletiriam nas propriedades finais e na estrutura da cerâmica supercondutora.

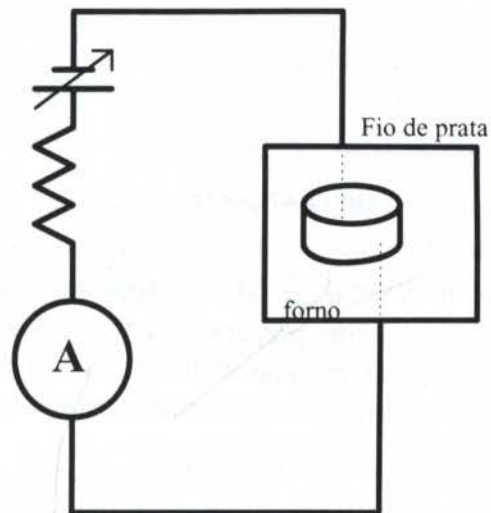


Figura 8 - Esquema da montagem utilizada para a sinterização com aplicação de corrente elétrica

Após a sinterização as amostras foram analisadas utilizando a difração de raios-X, a microscopia eletrônica de varredura (MEV) e medidas de resistividade elétrica.

Os difratogramas não apresentaram diferenças significativas no número nem na intensidade dos picos. O que também se verificou na sua estrutura de placas quando observados no MEV.

Na Figura 9 é apresentado o comportamento da resistividade em função da temperatura de resfriamento das pastilhas e neste gráfico observamos que a pastilha sinterizada pelo método alternativo apresentou uma temperatura crítica mais alta relativamente à outra sinterizada normalmente (a referência). Ao compararmos os gráficos obtidos no experimento anterior no estudo dos processos de obtenção do pó, notamos também que estas pastilhas não apresentam a mesma qualidade pois não apresentam um  $T_c$  próximo de 110 K indicando a presença da fase 2223. Justificamos o ocorrido com o fato de que houve mudança de forno de sinterização e provavelmente as condições de temperatura deste último tratamento foram diferentes do inicial.



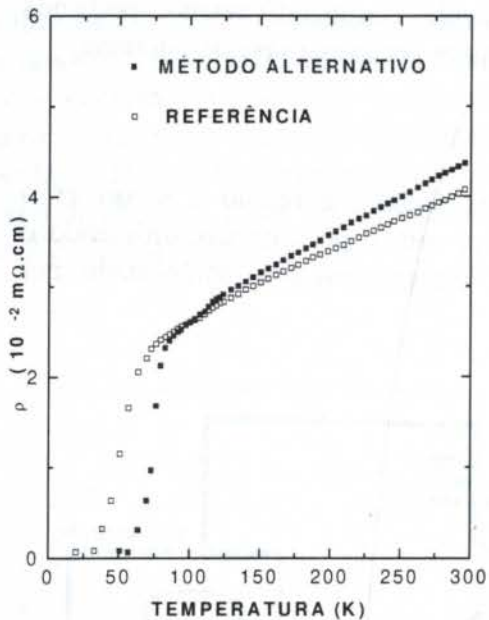


Figura 9 - Curvas de resistividade da amostras preparadas quimicamente e sinterizadas com o procedimento alternativo e o normal (referência).

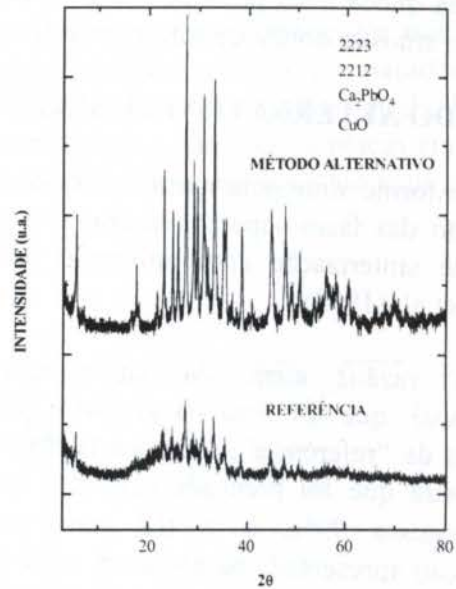


Figura 10 - Difratogramas da amostra e sua referência sinterizadas por apenas 20 horas a 840 °C em ar.

Infelizmente não pudemos ainda realizar as medidas de susceptibilidade magnética nestas amostras e, com base apenas nas suas medidas de resistividade, afirmamos que existe uma leve alteração das propriedades supercondutoras devido a essa forma de sinterização. Entretanto, em testes feitos por apenas 20 horas de tratamento verificamos grandes mudanças no espectro de raios-X quando a corrente elétrica é aplicada, conforme podemos ver na Figura 10. Portanto é possível que a estrutura da pastilha ao fim de 100 horas já tenha alcançado estabilidade, de maneira que não seja mais perceptível a influência do tratamento alternativo.

Por outro lado, analisando o esquema apresentado na Figura 8, podemos considerar a pastilha como um elemento do circuito colocado em série com a fonte de tensão e o resistor. Levando em conta a variação da corrente ocorrida durante o tratamento, e mesmo considerando que o fio de prata possa apresentar um aumento de sua resistência elétrica devido à alta temperatura a que ele fica submetido, notamos que a resistência elétrica da pastilha decresceu com o tempo de sinterização. Este monitoramento da resistência elétrica da pastilha pode servir como parâmetro de informação no processo de sinterização e formação das fases supercondutoras nesta cerâmica. Experimentos mais detalhados neste sentido estão sendo encaminhados.

#### 4. CONCLUSÃO

Em nosso estudo sobre o sistema cerâmico supercondutor Bi: Sr:Ca:Cu:O, trabalhamos paralelamente com a preparação de amostras e sua caracterização, tendo em vista que as propriedades finais da amostra dependem das condições de processamento. Quanto ao método



químico de coprecipitação de oxalatos, entendemos que a maior dificuldade encontra-se no fato de não se obter simultaneamente a precipitação das várias espécies químicas, visto que cada uma possui um pH ideal para que isto ocorra.

Comparando as características das pastilhas sinterizadas a 840 °C em ar, obtidas a partir do pó convencional (C) e químico (Q), observamos que a fase 2223 está presente em ambas nos gráficos de resistividade elétrica mas que, através da medida da componente real da susceptibilidade magnética, uma maior fração de volume desta fase se encontra na cerâmica proveniente dos oxalatos. Pudemos ainda verificar tanto pelas medidas magnéticas como pelos difratogramas que no volume desta última amostra existe uma porção bem definida da fase 2223 e uma porção restante, representada pela larga transição observada na Figura 7, sob a forma de uma "barriga", no intervalo entre 100 e 60 K, que pode ser interpretada como uma mistura de fases (2212 e outras de mais baixas temperaturas críticas). No caso da pastilha obtida pelo método convencional, a sua curva na Figura 7, mostra a existência de duas porções bem definidas referentes às fases 2223 e 2212. O que se apresenta parece indicar que a fase 2212 é mais estável no material obtido com o pó convencional.

Com relação ao estudo feito sobre a aplicação de corrente elétrica, durante a sinterização das pastilhas observamos que a estrutura da cerâmica sofre alterações, principalmente no início do tratamento, e que estas podem levar à formação de uma maior porção da fase 2223.

A possibilidade de elaboração de um circuito que inclua a pastilha em tratamento como um de seus elementos, deverá ser aperfeiçoado a fim de que possa ser usado como uma ferramenta de estudo das cinéticas das reações que ocorrem ao longo da sinterização da cerâmica.

## 5. REFERÊNCIAS

- Bednorz, J. G. & Müller, K. A. Possible High Tc Superconductivity in the Ba-La-Cu-O System, *Z. Phys. B - Condensed Matter* 64, pp. 189-193, 1986.
- Chen, Y. L. & Stevens, R. 2223 Phase Formation in Bi(Pb)-Sr-Ca-Cu-O: I, The Role of Chemical Composition, *J. Am. Ceram. Soc.* 75 [5], pp. 1142-1149, 1992.
- Hagberg, J., Usimaki, A., Levosca, J. & Leppavuosi, S. *Physica C*, vol. 160, pp. 369-374, 1989.
- Hatano, T., Aota, K., Ikeda, S., Nakamura, K. & Ogawa, K. *Jpn. J. Appl. Phys.* 27 (11), pp. 2055-2058, 1988.
- Matheis, D. P. & Snyder, L. *Powder Diffraction* 5 (1), pp. 03-25, 1990.
- Monteiro, M. A. A., Cruz, J. A., Santos, C. A. M., Machado, A. J. S., Strecker, K. & Vernilli Jr., F. *Anais do 10<sup>o</sup> CBECIMAT*, Aguas de Lindóia, SP, dezembro de 1992, pp. 248-251, 1993.
- Pandey, D., Singh, A. K. & Singh, A. P. *Physica C* 204, pp. 248-251, 1993.
- Pawn, L. J. van der. *Phillips Research Report*, vol. 13, pp. 01-09, 1958.
- Strobel, P., Toledano, J. C., Morin, D., Schneck, J., Varquer, G., Monnereau, O., Primot, J. & Fournier, T. *Physica C*, 210, pp. 27-42, 1992.
- Takano, M., Takada, J., Oda, K., Kitaguchi, H., Miura, Y., Ikeda, Y. & Mazaki, H. *Jpn. J. App. Phys.* 27 (6), pp. 1041-1043, 1988.
- Wong-NG, W., Chiang, C. K., Freiman, S. W., Cook, L. P. & Hill, M. D. *Science & Technology*, 71 (8), pp. 1261-1267, 1992.





PAPER CODE: COB362

**NITROCEMENTAÇÃO POR PLASMA DE FERRO PURO  
SINTERIZADO/PLASMA NITROCARBURIZING OF PURE SINTERED IRON**

Elenice C. Borba, Ana M. Maliska, Antônio R. de Souza & Aloísio N. Klein

LABMAT/ Laboratório de Materiais - Depto de Engenharia Mecânica / UFSC

CEP 88015-100, Florianópolis, SC - BRAZIL

Fone: (55) 048 231 9268 - Fax: (55) 048 234 0059

<http://www.labmat.ufsc.br>

E-mail: [elenice@labmat.ufsc.br](mailto:elenice@labmat.ufsc.br)

E-mail: [ana@labmat.ufsc.br](mailto:ana@labmat.ufsc.br)

E-mail: [rogerio@labmat.ufsc.br](mailto:rogerio@labmat.ufsc.br)

E-mail: [klein@labmat.ufsc.br](mailto:klein@labmat.ufsc.br)

**Abstract**

The microstructure of the material produced by powder metallurgy in presence in the nitrocarburizing atmosphere is investigated. In order to study the influence of the amount of carbon in the atmosphere for the formation of the treated layer, sintered powdered iron was nitrocarburized in 90N<sub>2</sub> - 10 H<sub>2</sub> atmosphere containing CH<sub>4</sub> in the range from 1 up to 2%. The formation of the surface layer was analysed by plasma nitrocarburizing of pure sintered iron. The samples were treated at 3 Torr, 540 and 570°C, during 1-3 hours, using a dc discharge. The nitrocarburezed layers were examined by standard optical and scanning electron microscopy (SEM), X-ray diffraction and electron probe microanalyse (EPMA). Results have shown that the thickness of compound layer is very sensitive to the temperature rises, with microstructural modification. It was also detected a micropore formation in the outermost compound layer as a result of increasing treatment time.

**Palavras-Chave**

Nitrocementação por plasma, Sinterização, Fase-ε, carbonitreto/ Plasma nitrocarburizing, Sintering, Phase-ε, carbonitrites

**1. INTRODUÇÃO**

É crescente a utilização do tratamento termoquímico de nitrocementação por plasma na indústria de componentes de materiais ferrosos, tais como, eixos, engrenagens para máquinas têxteis, balancim, deslizadores de acento de carro entre outros (Dawes, *et al*, 1991). Suas inúmeras vantagens em relação aos processos convencionais tornam este processo um dos mais promissores no aumento das propriedades mecânicas e tribológicas na superfície dos componentes dos materiais ferrosos. Além de ser um dos tratamentos de superfície mais

1901



indicado para melhoria das propriedades da superfície dos componentes obtidos por metalurgia do pó.

O aumento nas propriedades está relacionado às variações microestruturais próximas à superfície pela formação de uma fina camada de carbonitreto e nitreto de ferro. Abaixo desta uma segunda camada, denominada zona de difusão, que pode ser uma solução sólida intersticial de nitrogênio na ferrita ou uma solução sólida acompanhada da precipitação de nitreto de ferro  $\gamma'$ -Fe<sub>4</sub>N na forma de agulhas. A ocorrência de uma estrutura ou de outra depende da velocidade de resfriamento (Bell *et al.*, 1975).

Os parâmetros comumente conhecidos que determinam os resultados da nitrocementação são mistura gasosa, pressão, taxa do fluxo, densidade de corrente, temperatura e tempo de tratamento. Neste trabalho é mostrada a influência da composição química da mistura gasosa, tempo e temperatura de tratamento na microestrutura, taxa de crescimento e dureza da camada composta em componentes de ferro puro sinterizados. O comportamento da camada, bem como sua evolução com o tempo e temperatura, foi avaliada por técnicas padrão de metalografia ótica, microscopia eletrônica de varredura (SEM) acoplada com análise de energia dispersiva de raio-X (EDX), difração de raio-X (XRD), além de medidas de microdureza.

## 2. EXPERIMENTAL

### 2.1 Preparação das Amostras

As amostras de ferro puro sinterizado foram obtidas pela mistura do pó de ferro ASC 100.29 e sendo preparadas de acordo com o procedimento convencional da metalurgia do pó, mistura, compactação e sinterização. A compactação foi realizada em uma matriz uniaxial flutuante com pressão de 600 MPa. Na etapa da sinterização foi utilizada uma atmosfera redutora de H<sub>2</sub> em forno tubular na temperatura de 1150 °C durante 1 hora.

### 2.2 Nitrocementação

A unidade de nitrocementação por plasma DC utilizada neste experimento (câmara inox AISI 310) é semelhante a descrita por Maliska (Maliska *et al.*, 1995). Anterior à nitrocementação, as amostras foram submetidas a uma limpeza para remover as possíveis impurezas da superfície. Para este fim foi utilizado uma descarga de hidrogênio na temperatura de 230 °C durante 20 minutos com uma pressão de aproximadamente 2 Torr.

As tensões utilizadas durante o tratamento de nitrocementação foram da ordem de 380 a 480 V, provocada entre dois eletrodos, sendo que um deles, o cátodo, é a própria peça a ser nitrocementada e o outro, o ânodo, a carcaça do reator que é ligada ao terra. Durante o processo de nitrocementação a pressão foi mantida em 3 Torr sob o fluxo constante da mistura 90%N<sub>2</sub>/10%H<sub>2</sub> contendo CH<sub>4</sub> nas seguintes proporções: 1; 1,5 e 2%. A temperatura utilizada foi de 540 e 570 °C pelo tempo de 1, 2, e 3h. Finalizada a nitrocementação as espécies foram resfriadas lentamente no reator previamente evacuado.

### 2.3 Análise Microestrutural

A análise morfológica da superfície da amostra sinterizada e nitrocementada bem como a análise microestrutural da seção transversal da camada foram realizadas utilizando um microscópio eletrônico de varredura Philips XL 30. A microdureza foi medida com a



microdureza Vickers, usando um equipamento Shimadzu HMV-2000 com uma carga de 20 g. As impressões de microdureza na camada de compostos foram obtidas usando de 15-20 g de carga dependendo da espessura da camada composta. A composição de fases da zona de compostos foi determinada por difração de raios-X (radiação  $K\alpha$  do Cu) utilizando o difratômetro X'Pert.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

#### 3.1 Evolução Morfológica

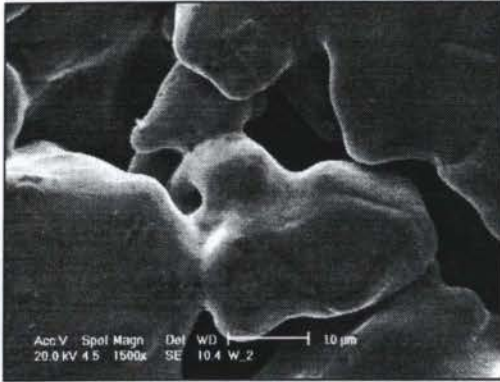


Figura 1. Ferro puro sinterizado.

A Figura 1 mostra a superfície de uma amostra de ferro puro sinterizado em uma ampliação de 1500X. Na Figura 2 já nitro cementadas sob o fluxo constante de 90%N<sub>2</sub>/10%H<sub>2</sub> com diferentes adições de CH<sub>4</sub>, 1,0 1,5 e 2,0% em (a) (b) e (c), respectivamente, na temperatura de 540 °C em 1 h. O exame da superfície revelou que o recobrimento da superfície, por nitretos ou carbonitretos finamente dispersos, é acelerado a medida que a quantidade de CH<sub>4</sub> aumenta na atmosfera que é evidenciado pela diminuição da porosidade externa

característica dos sinterizados. Isto sugere que a deposição de material na superfície cresce com o aumento do conteúdo de CH<sub>4</sub>.

Com a variação do tempo uma parte deste material difunde-se para o interior da matriz, e o restante aderidos a superfície dão lugar a uma rugosidade superficial, Figura 2, (d), (e) e (f). Quando a temperatura é aumentada para 570 °C este efeito é intensificado, e a superfície perde seu caráter liso na primeira hora do tratamento, Figuras 2, (g), (h), e (i). Esta rugosidade da superfície tem sido noticiada como tendo uma significativa influência no coeficiente de fricção e propriedades de desgaste (Kim *et al.*, 1993).

#### 3.2 Identificação da Fase

Apesar dos difratogramas terem revelado que a superfície tratada é formada principalmente por nitretos de ferro  $\gamma'$  e  $\epsilon$ , sabe-se que devido a presença de carbono na atmosfera tem-se também a presença de carbonitretos. Nos difratogramas não se consegue diferenciar os nitretos dos carbonitretos porque os parâmetros de rede são praticamente os mesmos.

Os difratogramas obtidos da espécie tratada com mistura gasosa de 90%N<sub>2</sub>/10%H<sub>2</sub> e 1% CH<sub>4</sub> na temperatura de 540 °C revelaram que a mesma é composta das fases Fe- $\alpha$ ,  $\epsilon$ -Fe<sub>2-3</sub>N (ou Fe<sub>2-3</sub>(CN)<sub>1-x</sub>) e  $\gamma'$ -Fe<sub>4</sub>N (ou Fe<sub>4</sub>(CN)<sub>1-x</sub>). Não ocorrendo modificação com a variação do tempo. Com o aumento da temperatura para 570 °C a ferrita é completamente suprimida e observa-se somente a presença das fases  $\epsilon$  e  $\gamma'$ .



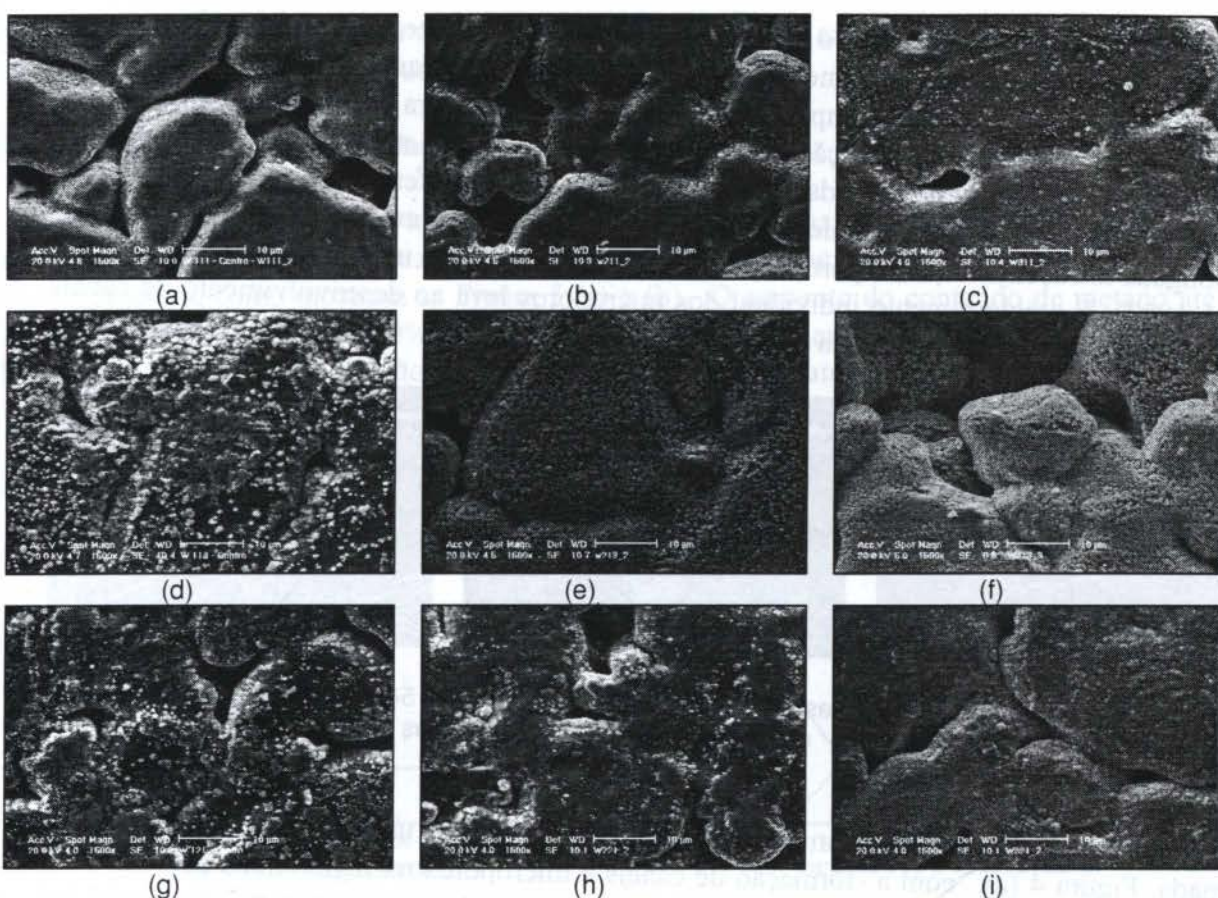


Figura 2. Superfície das amostras nitrocementadas utilizando a mistura de 90%N<sub>2</sub>/10%H<sub>2</sub> e 1, 1,5 e 2% de CH<sub>4</sub> respectivamente. (a), (b) e (c), temperatura de 540<sup>o</sup> C pelo período de 1h, em (d), (e), e (f) 3h. de tratamento. (g), (h) e (i) temperatura de 570<sup>o</sup> C por um período de 1h.

Quando o conteúdo de CH<sub>4</sub> na mistura é elevado a 1,5%, e a nitrocementação realizada na temperatura de 540<sup>o</sup> C, há uma variação nas fases formadas com o avanço do tempo de tratamento. Em 1h temos a presença de três fases, Fe- $\alpha$ ,  $\epsilon$ -Fe<sub>2-3</sub>N (ou Fe<sub>2-3</sub>(CN)<sub>1-x</sub>) e  $\gamma'$ -Fe<sub>4</sub>N (ou Fe<sub>4</sub>(CN)<sub>1-x</sub>), em 2h há uma sensível diminuição da fase  $\gamma'$  e para 3h de tratamento é completamente suprimida. Quando a temperatura é elevada para 570<sup>o</sup> C a ferrita já não se encontra mais presente e as fases  $\epsilon$  e  $\gamma'$  são constante nos diferentes períodos de tratamento.

Quando 2% CH<sub>4</sub> é adicionado à mistura 90%N<sub>2</sub>/10%H<sub>2</sub>, na temperatura de tratamento de 540<sup>o</sup> C, temos novamente a presença das fases Fe- $\alpha$ ,  $\epsilon$  e  $\gamma'$ . Com o aumento do tempo de nitrocementação de 1 para 3h, há uma sensível diminuição da fase  $\gamma'$ . Com o subsequente aumento da temperatura para 570<sup>o</sup> C em 1h de tratamento, as fases presentes são as mesmas obtidas na temperatura de 540<sup>o</sup> C. Para 2h de tratamento a fase  $\gamma'$  é completamente suprimida. Em 3h de nitrocementação temos novamente as fases Fe- $\alpha$ ,  $\epsilon$  e  $\gamma'$ . Os resultados aqui apresentados na temperatura de 570<sup>o</sup> C estão em concordância com o diagrama de fase sugerido por Slycke (Slycke *et al*, 1988).

### 3.3 Zona de Compostos

A variação dos diferentes parâmetros utilizados neste estudo deu origem a distintas microestruturas na zona de compostos. Todas as amostras nitrocementadas a 540<sup>o</sup> C, durante 1h, Figura 3, (a), (b) e (c), apresentam a zona de compostos fina e compacta, e não mostram



sinais de trincas internas. Com o avanço do tratamento de nitrocementação observa-se a formação de microporos especialmente na parte mais externa da camada de compostos, que é intensificado pelo aumento da temperatura (Rie *et al.*, 1991), Figura 4. O desenvolvimento dos microporos surge pela recombinação do nitrogênio atômico para o nitrogênio molecular com o subsequente enriquecimento da superfície. Ocorre preferencialmente em sítios energeticamente favoráveis na microestrutura tais como grão e em fronteira de grão. Após prolongada nitrocementação, a porosidade também desenvolve-se intragranularmente (Somers *et al.* 1992). E o coalescimento individual dos microporos leva ao desenvolvimento de canais que conectam o interior da camada com a atmosfera externa.

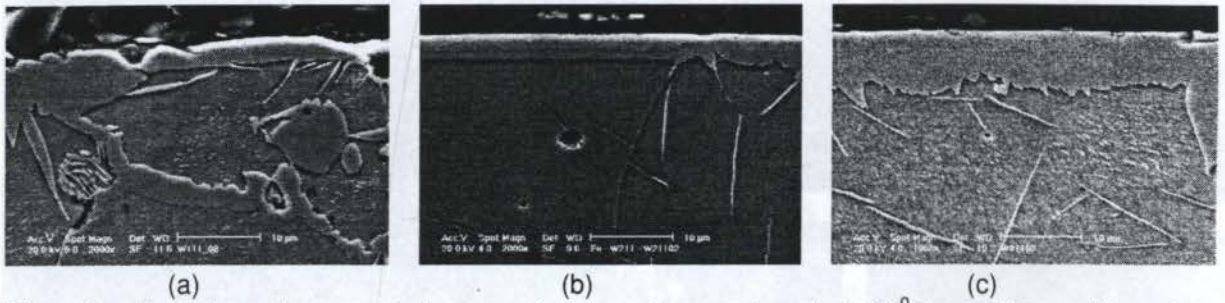


Figura 3. Espécies nitrocementadas por plasma na temperatura de 540 °C por 1 hora utilizando a mistura gasosa de 90%N<sub>2</sub>/10% H<sub>2</sub> com adição de CH<sub>4</sub> nas seguintes proporções; 1,0, 1,5 e 2,0% em (a), (b) e (c) respectivamente.

Com a elevação da temperatura para 570 °C observou-se um grande espessamento da camada, Figura 4 (a), com a formação de canais e microporos na região mais externa. Para nitrocementações mais prolongadas é observado o aumento desta microporosidade, a qual é a principal fonte de microtrincas e conseqüentemente quebra de camada nas espécies sinterizadas, como mostra a Figura 4 (b). A presença dos maiores poros nesta região é devido ao processo do sinterizado causando a fragilização da camada composta.

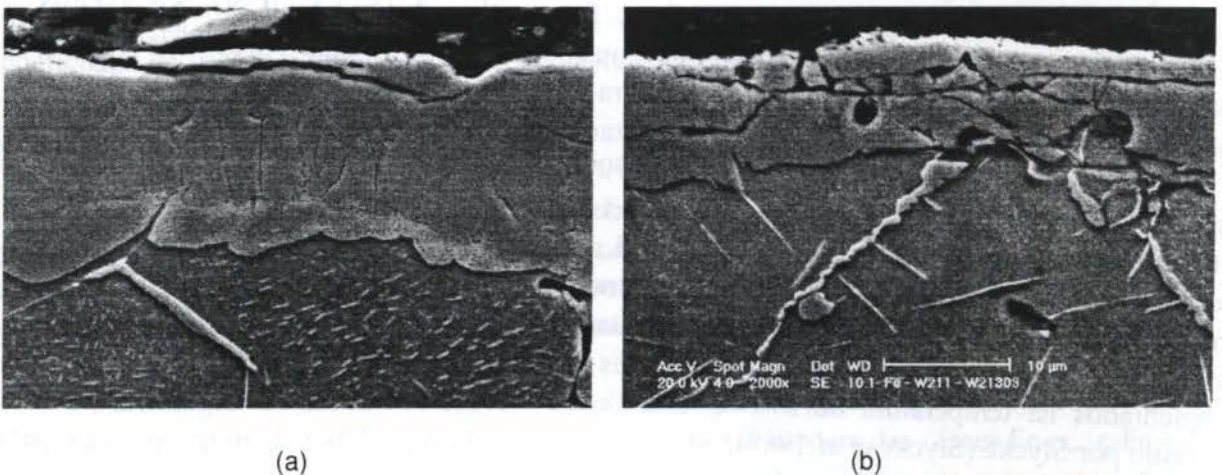


Fig. 4 - Camada de compostos das espécies nitrocementadas por plasma em 90%N<sub>2</sub>/10%H<sub>2</sub> com 1,0% de CH<sub>4</sub> em (a) tratada a 570 °C durante 1h, (b) 1,5 % CH<sub>4</sub> a 540 °C por 3h. Ampliação 2000X.

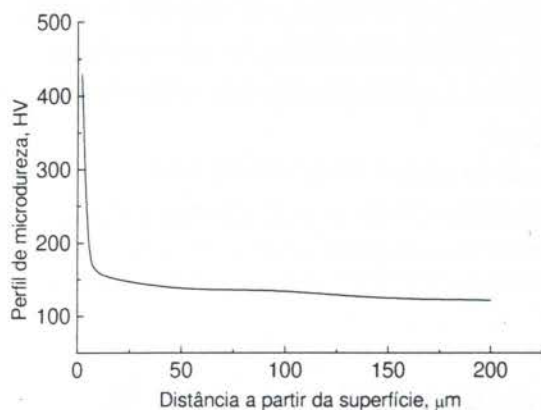
Para a quantidade 2% de metano utilizada na mistura gasosa observa-se um crescimento mais rápido da camada de compostos, atribuído a ampliação do campo de solubilidade da fase  $\epsilon$  para o carbono e nitrogênio. Com a elevação da temperatura para 570 °C a camada



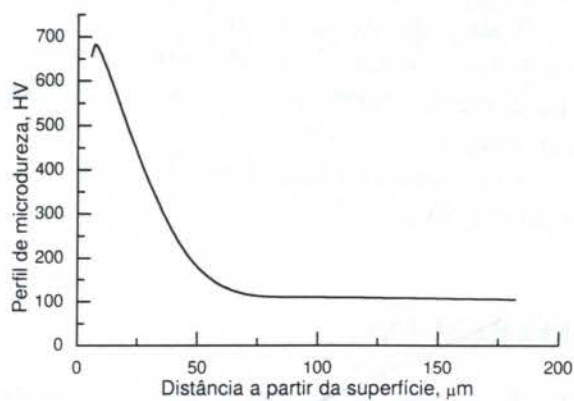
composta em sua parte mais externa torna-se quebradiça. A camada composta se torna tão frágil que trinca durante o embutimento com a baquelite

### 3.4 Análise da Dureza da Camada

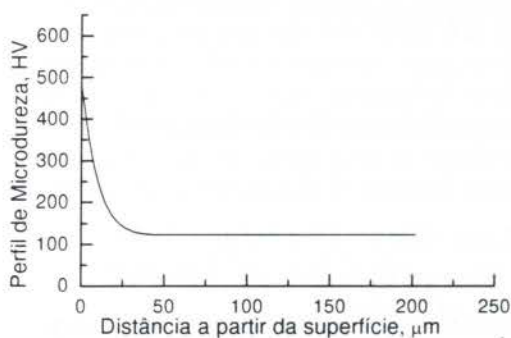
A análise do perfil de microdureza realizado na zona de compostos revelou um comportamento geral na dureza. O aumento desta surge principalmente devido ao aumento da temperatura, como mostram as Figura 5 (a) e (b). O aumento do conteúdo de metano até 2,0% adicionado a 90% $H_2$ /10% $H_2$  também contribui para o aumento da dureza da camada, Figuras 5 (c) e (d), mas não é tão significativo quanto a temperatura.



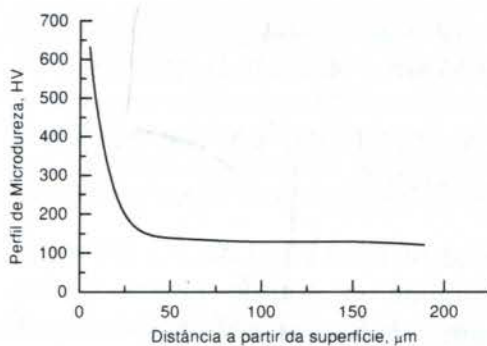
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 5. Perfil de microdureza para espécies tratadas com 90% $N_2$ /10% $H_2$ , e 1,0% de  $CH_4$ , tempo de 1 h na temperatura de 540 °C (a) e (b) 570 °C. Em (c) e (d) temperatura de 540 °C em 2h com 1,0% e 2 %de  $CH_4$  adicionado a 90% $N_2$ /10% $H_2$  respectivamente.

### 3.5 Zona de Difusão

A zona de difusão de todas as espécies resfriadas lentamente contém grandes agulhas de nitreto  $\gamma$ - $Fe_4N$  ( ou  $Fe_4(CN)_{1-x}$  ),  $\epsilon$ - $Fe_{2-3}N$  ( ou  $Fe_{2-3}(CN)_{1-x}$  ) e  $\alpha$ "-  $Fe_{16}N_2$  , material que é precipitado durante o resfriamento.

As impressões de microdureza realizadas na zona de difusão de todas as espécies tratadas por diferentes parâmetros revelou uma medida de aproximadamente 100 HV, o que é justificado pela matriz essencialmente ferrítica salvo a presença dos poros.



#### 4. CONCLUSÕES

Quando aumentamos a concentração de  $\text{CH}_4$  até 1,5% na atmosfera nitretante, a camada composta torna-se muito dura. Acima desta quantidade não há aumentos significativos, e abaixo não há aumento nesta quando comparada com o processo de nitretação. Isto indica uma relação entre dureza e conteúdo de nitrogênio, e que esta não é afetada pelo aumento do conteúdo de carbono na camada.

Com a elevação da temperatura para  $570^\circ\text{C}$  a camada composta torna-se espessa e passa a exibir diferentes microestruturas, há um aumento na microporosidade em sua parte mais externa além da formação de canais, que é intensificado pelo tempo de tratamento. Com adição de  $\text{CH}_4$  (2%) há um aumento na fase  $\epsilon$ , como também um crescimento mais rápido da camada composta.

A zona de difusão de todas as espécies contém nitretos  $\alpha''$ - $\text{Fe}_{16}\text{N}_2$ ,  $\epsilon$ - $\text{Fe}_{2,3}\text{N}$   $\text{Fe}_4\text{N}$  (ou carbonitretos) em forma de agulhas, material que é precipitado durante o resfriamento. Não há aumento significativo na dureza da zona de difusão o que é justificado pela matriz essencialmente ferrítica.

A seqüência de fases formada a  $570^\circ\text{C}$  esta de acordo com o diagrama de fase sugerido por Slycke (Slycke, *et al.*, 1988).

#### 5. REFERENCIAS

BELL, T. Ferritic Nitrocarburising, *Heat treatment of Metals*. Vol. 2, n. 2 pp. 39-49, 1975.

DAWES, C. Nitrocarburising and its Influence on Design in the Automotive Sector, *Heat Treatment of Metals*, vol. 18, n. 1, pp.19-30, 1991.

MALISKA, A. M., KLEIN, A.N. and SOUZA, A.R. *Surface & Coating Technology*, vol. 70, pp. 175-179 (1995).

RIE, K. T. and SCHNATBAUM, F., Influence of Pulsed d.c. Glow -Discharge on the Phase Constitution of Nitride Layers During Plasma Nitrocarburizing of Sintered Materials, *Materials Science and Engineering*, A140, pp. 448-453, 1991.

SLICKE, J., and SPROGE, L. and J. AGREN, Nitrocarburizing and the Ternary Fe-N-C Phase Diagram, *Scandinavian Journal of Metallurgy*. 17 pp. 122-126 (1988).





PAPER CODE: COB608

**PROCESSO DE OBTENÇÃO DE COMPOSTOS INTERMETÁLICOS  
DE Ti E Al UTILIZANDO ONDAS DE CHOQUE / PROCESS OF  
OBTAINING INTERMETALLIC COMPOUNDS OF Ti AND Al BY USING  
SHOCK WAVES**

ARNALDO FERREIRA E JOÃO EDISON MINNICELLI

*Departamento de Engenharia Mecânica e de Materiais, Instituto Militar de Engenharia - IME.  
Praça General Tibúrcio 80, 22290-270, Praia Vermelha, Rio de Janeiro, RJ - Brasil*

**Abstract**

Elemental powders of Ti and Al were mixture and, by employing the flyer plate technique, experiments were performed in order to determine the threshold chemical reaction between the powders, and to obtain compacts that allow to characterize the reagents compacted by shock wave. Different proportional mixtures between Ti and Al were used, as an attempt of obtaining improved reactions and better compaction of the materials. The experimental parameter that was varied was explosive quantity, increasing the amount of energy imparted to the powder material. The intermetallic compound TiAl was also mechanically mixture with Ti and Al powders, in order to compare the compacted material. Analysis by X-Ray diffraction and Scanning Electron Microscopy were performed to determine the chemical changes during the compression by shock waves. Successful consolidation was obtained and was improved by strong bonding between individual particles. The main parameter that is significant during the process of chemical reaction and the experimental results are presented and discussed.

**Keywords**

Dynamic Consolidation; Shock Waves; Shock-Induced Chemical Reactions; Ondas de Choque; Metalurgia do Pó.

**1. INTRODUÇÃO**

O processamento de pós é um método versátil e eficiente para produzir peças e componentes. A eliminação de macrosegregação, e conseqüente uniformidade da propriedades mecânicas, é uma das grandes vantagens desse método ( Clapp, 1985 ).

As ligas baseadas em compostos intermetálicos de titânio e alumínio são materiais em potencial para diversas aplicações, tanto em componentes estáticos quanto dinâmicos, devido às propriedades de baixa densidade, resistência à corrosão e propriedades mecânicas estáveis a elevadas temperaturas ( Lipsitt *et al.*, 1980 ). Entretanto, um problema usual com este material é sua pequena ductilidade, e pobre tenacidade à fratura, na temperatura ambiente ( Lipsitt, 1985 ), dificultando sua fabricação. Um dos modos de aumentar a ductilidade é introduzir um elemento de segunda fase, de modo a homogeneizar os planos de deslizamento ( Teal *et al.*, 1986 ), através do processo de rápida solidificação empregado na Metalurgia do Pó.



O processo de consolidação dinâmica envolve a aplicação de altas taxas de carregamento, por meio da passagem de uma onda de choque no material. Este método caracteriza-se pela repentina deposição de energia na superfície das partículas, região na qual são produzidas alterações químico-estruturais. É um processo adequado para consolidar materiais rapidamente solidificados, de modo que as propriedades adquiridas pelo processo de fabricação não sejam perdidas devido a longa exposição a altas temperaturas, durante a fase de sinterização, no processo de consolidação convencional. Trata-se de um método não convencional e, embora ainda não seja extensivo para produção de peças, a consolidação dinâmica oferece atrativos para a fabricação de produtos especiais, quando: (a) as propriedades do compacto só possam ser obtidas por meio de consolidação dinâmica ( granulação fina, ativação para sinterização, etc.); (b) as propriedades singulares dos pós devam ser mantidas ( estrutura amorfa, pós rapidamente solidificados, etc.); (c) as pressões de compactação sejam muito mais elevadas do que as do processo tradicional ( diamante industrial, etc.). O grande problema, comum à consolidação por onda de choque, é o trincamento generalizado dos materiais duros e frágeis.

Na tentativa de resolver este problema pós elementares são usados para produzir reações químicas e auxiliar na consolidação por choque, pela formação de uma fase aglutinante que melhore a união entre as partículas. As reações ativadas por choque são iniciadas pela elevada taxa de deposição de energia na superfície das partículas do pó. Alguns autores, ( Horie, 1986; Thadhani, 1994 ), tem tentado explicar o fenômeno envolvido neste processo e, a despeito de uma significativa quantidade de dados experimentais disponíveis, muito dos mecanismos básicos da reação induzida por choque ainda não são inteiramente compreendidos.

A Síntese Induzida por Choque ( SIC ) é um processo de consolidação dinâmica que tem amplas possibilidades de ser aplicada em sistemas de materiais intermetálicos, cerâmicos e outros ( Graham *et al.*, 1983; Advani and Thadhani, 1992; Song and Thadhani, 1992). As principais características da SIC são a pequena duração das reações químicas, da ordem de poucos microsegundos, rápido aumento da pressão e temperatura induzindo à deformação plástica, ausência da geração de gases e, geralmente, requer menores temperaturas do que em processos similares, como na Síntese Autopropagada em Alta Temperatura, devido a densificação e íntimo contato das partículas de pó ( Thadhani, 1994; Horie, 1986 ).

O objetivo deste trabalho é comprovar a existência de reação química induzida por onda de choque, e analisar a formação de compostos intermetálicos na mistura de pós de Ti-Al.

## 2. DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL

Utilizou-se uma mistura homogênea de pós de 60% de Ti e 40% de Al ( em peso ), cujas partículas apresentam características de forma e tamanho listadas na Tabela 1. Uma liga de TiAl também foi usada em alguns experimentos para verificar o grau e a influência da reação entre pós elementares de Ti e Al durante o processo de consolidação. A composição básica do pó de TiAl, produzida pela técnica de rápida solidificação é: Ti - 30.9%Al - 14.2%Nb - 1.1%Er - 1.0%B ( em peso ). com tamanho médio de partícula de  $133 \pm 60 \mu\text{m}$  O pó tem considerável quantidade de Nb, mas retém as fases características do TiAl, e o papel do Nb, Er e B é discutido em outro trabalho ( Ferreira *et al.*, 1991 ). Diferentes classes de experimentos foram realizados, nos quais a pressão e a mistura de pós foram variadas, de modo a comprovar a reação por síntese e analisar a qualidade do material compactado. A Tabela 2 mostra a composição de cada teste, e o grau da mistura entre os pós elementares ( Ti e Al ) foi escolhido de acordo com o diagrama de fase do Ti-Al



Tabela 1: Características das Partículas Utilizadas

Pó	Formato	Tamanho médio (μm)	Área Superficial (m <sup>2</sup> /cm <sup>3</sup> )
Titânio	Irregular	45,7	0,1674
Alumínio	Irregular	42,6	0,2419

Tabela 2: Pressão e Composição dos Testes

Pressão ( GPa )	Composto	Mistura Ti/Al (% peso )	Mistura TiAl + Ti/Al (% peso )
20	TiAl	60/40	100% mistura de Ti/Al
20	TiAl	60/40	70% TiAl + 30% Ti/Al

A Figura 1 mostra, esquematicamente, o aparato experimental utilizado na consolidação por choque. É uma combinação do projeto de Sawaoka, ( Akashi and Sawaoka, 1984 ), e de placa voadora inclinada, no qual o grau de inclinação entre a placa voadora e o suporte das cápsulas de aço é calculado para assegurar um impacto plano. A mistura de pós é colocada nas cápsulas que são montadas no suporte. A placa voadora é acelerada pelo explosivo em direção do suporte das cápsulas, o impacto gera uma onda de choque plana que se propaga através do material em pó no interior das cápsulas.

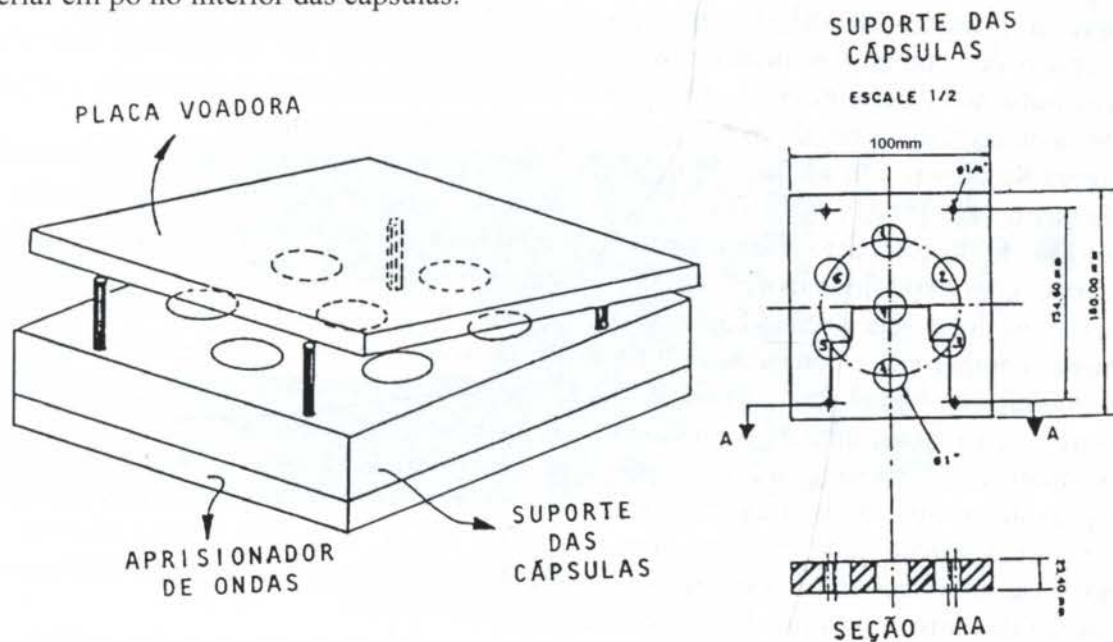


Figura 1 - Aparato experimental

A Figura 2a mostra o aspecto da cápsula onde foi acondicionada a mistura de pós, que após ser carregada foi vedada com um tampão roscado, assegurado o completo selamento da mistura. A Figura 2b fornece uma vista do conjunto montado pronto para ser acionado, com o explosivo disposto sobre a placa voadora. A geometria triangular do iniciador é necessária



para garantir uma frente de onda plana. O explosivo lança a placa voadora a velocidades variando de 500 m/s a 900 m/s, e neste sistema a distribuição de temperatura e pressão no interior da cápsula não são uniformes ( Norwood *et al.*, 1986).

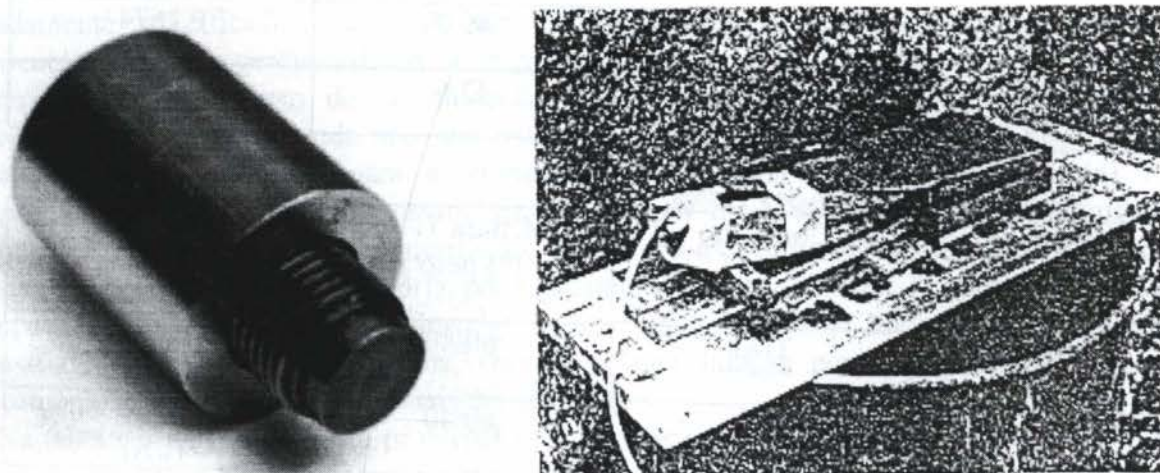


Figura 2 - (a) Cápsula de aço inoxidável; (b) Aspecto do conjunto experimental montado

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A Figura 3a a 3d mostra a estrutura e morfologia típica dos pós como recebido, obtido por microscopia eletrônica de varredura. Os pós de Ti e Al possuem, em geral, formas alongada e irregular ( Figura 3a e 3b ), enquanto que o pó do composto intermetálico TiAl possui morfologia esférica, característica do processo de rápida solidificação ( Figura 3c ). A Figura 3d mostra a presença de Nb incorporado na composição química. As características macroscópicas dos compostos intermetálicos de TiAl compactados por choque são descritas em outros trabalhos ( Ferreira *et al.*, 1991, 1992 ). Extenso trincamento é observado , sendo atribuído às ondas trativas refletidas nos compactos após o descarregamento.

A Figura 4a mostra um seção reta típica do material, compactado a 20 GPa, contendo 100% da mistura de Ti+Al ( 60% Ti e 40% Al ). Pode-se notar três regiões distintas, desde o topo até o fundo do compacto. Esta é uma característica do aparato experimental , e está em concordância com experimentos realizados por outros pesquisadores ( Yu *et al.*, 1990 ). A região clara no topo está apenas compactada, a região mais escura no fundo parece estar inteiramente compactada e consolidada, e na região central apenas ocorreu reação parcial. A micrografia ótica da Figura 4b mostra a presença de vazios, que foram formados na região de fusão entre as partículas, durante o processo de consolidação, devido a retração do material fundido durante a fase de solidificação ou pelo aprisionamento de gases

A Figura 4b mostra ainda a existência de duas regiões, uma delas próxima de grandes vazios, na qual parece estar presente uma região de fusão. Na outra região observa-se contornos e/ou interfaces entre as partículas de Ti e Al. Nesta região os poros são menores e próximos um do outro, constituindo uma extensa região

A Figura 5a mostra uma micrografia eletrônica de varredura desta última região exibida na Figura 4b, e os correspondentes mapeamentos de Ti e Al nas Figuras 5b e 5c, respectivamente.

A região mapeada mostra a mesma aparência, indicando que houve reação entre Ti e Al. O modelo de difração por Raios-X, na Figura 5d, comprova a evidência da reação entre os pós elementares de Ti e Al, nos quais foram observados picos de TiAl e  $Ti_3Al$



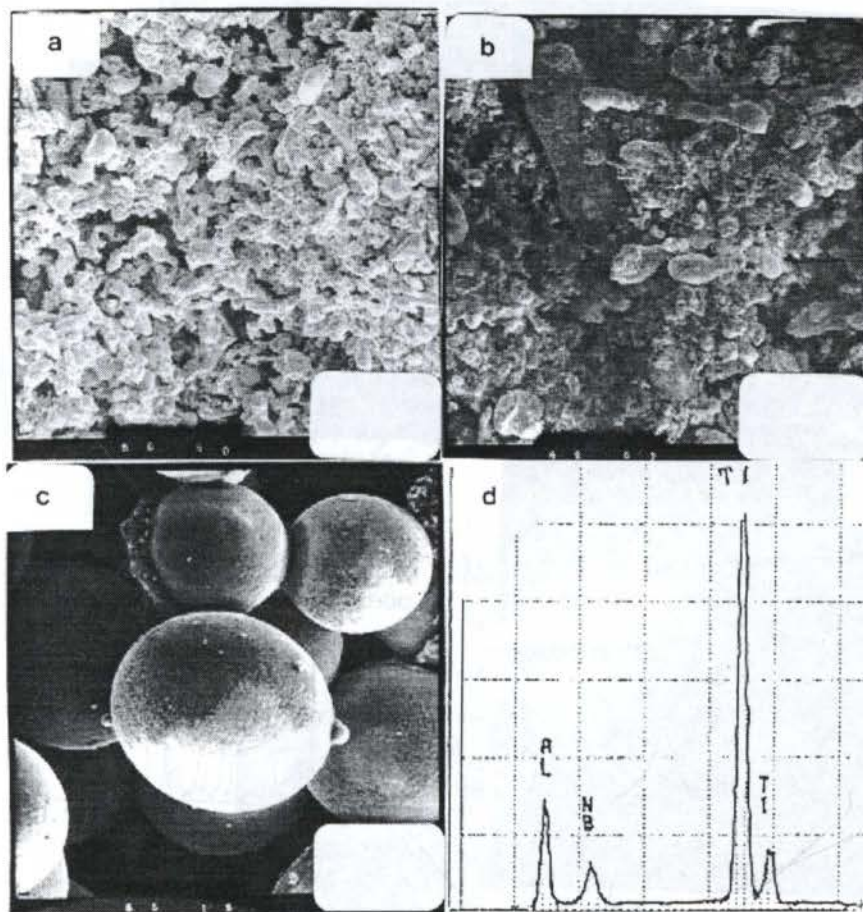


Figura 3 - Microscopia eletrônica de varredura das partículas de (a) Alumínio, (b) Titânio, (c) TiAl e (d) Análise EDS da partícula de TiAl.

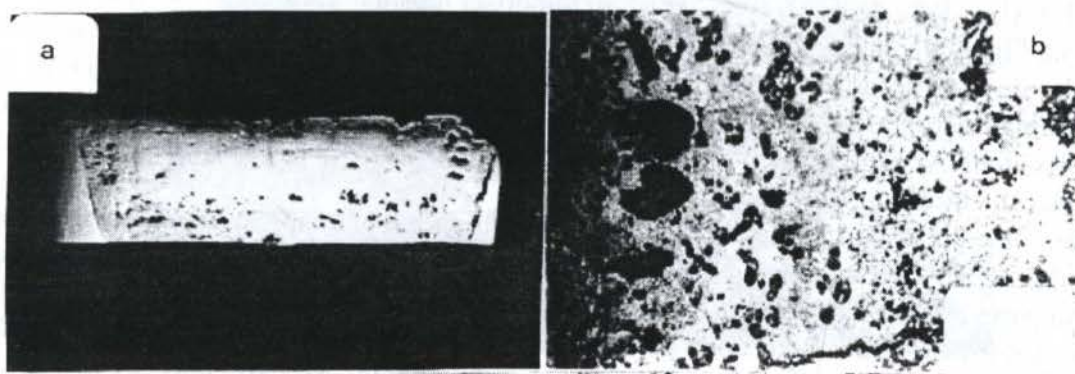


Figura 4 - (a) Seção reta típica do material compactado por choque contendo mistura de Ti+Al; (b) Micrografia ótica da região central.



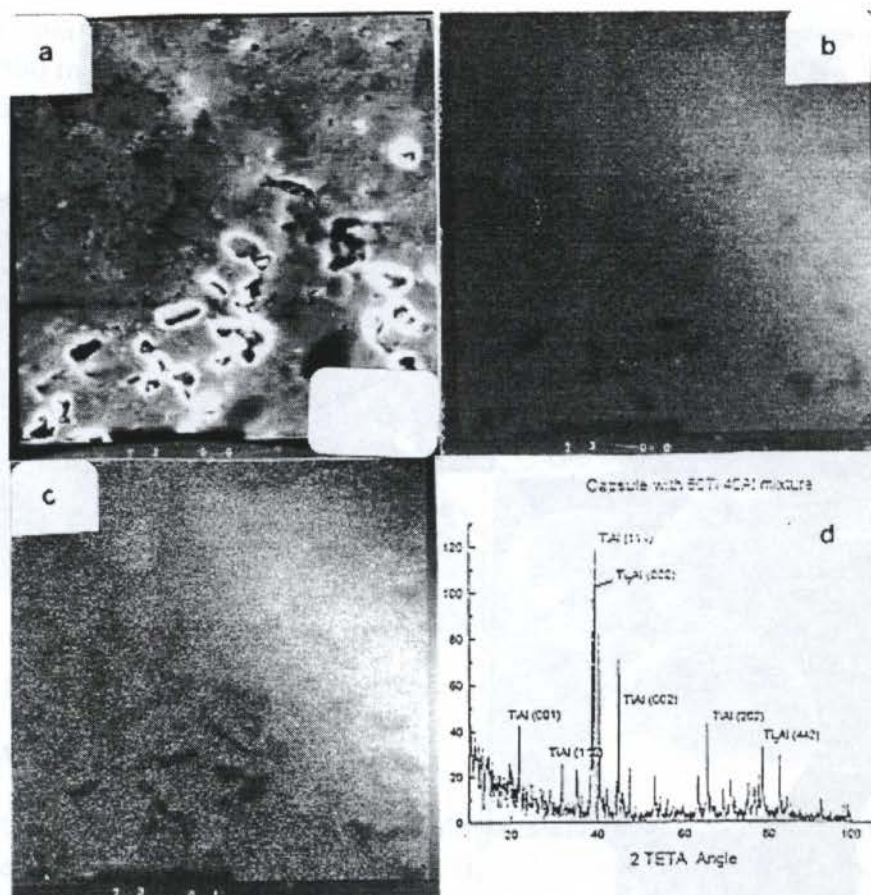


Figura 5 - (a) Micrografia eletrônica de varredura exibindo região mostrada na Figura 3b; (b) Mapeamento de Ti; (c) Mapeamento de Al; (d) Difração de Raios-X da região da Figura 5(a).

A Figura 6a mostra a seção reta do material compactado a 20 GPa, contendo 70% da mistura (Ti+Al) e 30% de TiAl, ( em peso), exibindo as mesmas características que estavam presentes na Figura 4a. A Figura 6b é uma micrografia ótica da região escura, e pode-se notar as partículas de TiAl deformadas pela onda de choque, circundadas pela mistura de Ti+Al. Na Figura 6c, uma micrografia ótica com maior aumento da região intermediária, observa-se que as partículas de TiAl estão dispersas em uma matriz de um material mais claro, parecendo indicar a reação entre os pós elementares de Ti e Al.

A Figura 7a é uma micrografia eletrônica de varredura da região apresentada na Figura 6c. As partículas de TiAl estão claras e nítidas, cercadas por uma mistura de pós elementares de Ti e Al. Na parte inferior da micrografia aparece uma região na qual a microestrutura tem uma aparência dendrítica, indicando uma provável área de fusão. As Figuras 7b e 7c são mapeamentos, da mesma área, para o Ti e Al respectivamente. As partículas do composto intermetálico TiAl permanecem escuras em ambos os mapeamentos. Conseqüentemente, a pesquisa para reação entre os pós elementares de Ti e Al, formando compostos intermetálicos, se restringem a áreas que permanecem com coloração cinza em ambos mapeamentos. Um simples exame visual permite comprovar que uma reação parece ter ocorrido no material.



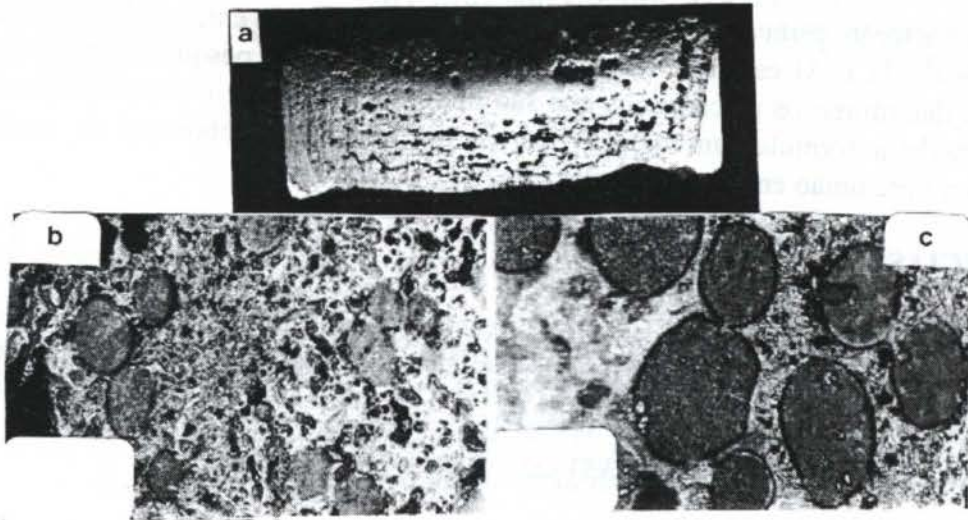


Figura 6 - (a) Seção reta típica do compacto contendo 70% da mistura (Ti+Al) e 30% de TiAl; Micrografia ótica mostrando (b) região escura; (c) região intermediária.

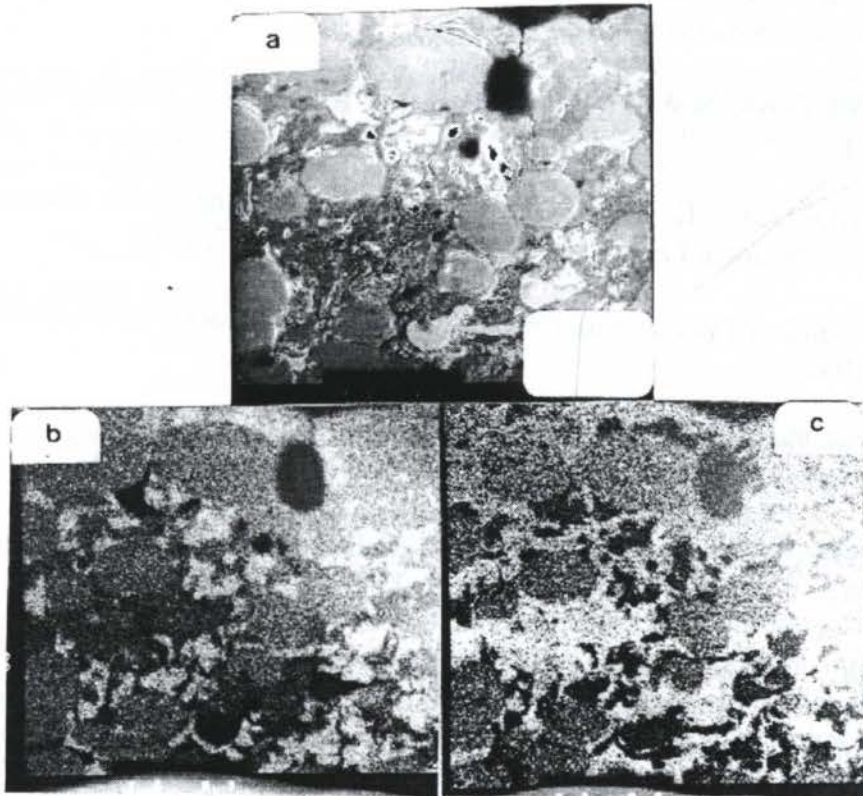


Figura 7 - (a) Micrografia eletrônica de varredura da região intermediária mostrada em 6(a); (b) Mapeamento de Ti; (c) Mapeamento de Al.

#### 4. CONCLUSÃO

A reação química induzida por onda de choque durante o processo de compactação e consolidação é um método que pode ser aplicado para obtenção de melhores compactos de materiais de elevada dureza, tais como os compostos intermetálicos de Ti e Al. Comprovou-se a existência de reação entre os pós elementares de Ti e Al, formando compostos intermetálicos de TiAl e/ou  $Ti_3Al$ . A deposição de energia da onda de choque, função da



pressão de compactação, é um fator importante na obtenção da reação entre os pós, que para o sistema de pós de Ti e Al está na ordem de 20 GPa. A presente pesquisa está ainda em progresso para determinar os mecanismos que são importantes durante o processo de reação química, de modo a formular um modelo teórico que conduza a obtenção de melhores compactos, com forte união entre as partículas.

## 5. REFERÊNCIAS

ADVANI, A. & THADHANI, N.N., Chemical Reaction Synthesis of Isomorphous Copper-Nickel and Immiscible Copper-Niobium Materials by Shock Compression, *Scripta Metallurgica*, vol. 27, 1992.

AKASHI, T. & SAWAOKA, A., *Materials Letters*, vol. 3, p. 11, 1984..

CLAPP, D. *Advanced Materials & Process*, ASM, vol. 148, p. 60, 1985.

FERREIRA, A., MEYERS, M.A., THADHANI, N.N., CHANG, S.W. & KOUGH, J.R., *Metallurgical Transaction A*, vol. 22, p. 685, 1991.

FERREIRA, A., MEYERS, M.A., THADHANI, N.N., *Metallurgical Transaction A*, vol. 23, p. 3251, 1992.

GRAHAM, A., MOROSIN, B., DODSON, B., *The Chemistry of Shock Compression: A Bibliography*, Sandia National Laboratories, Report SAND 83-1887, 1983.

HORIE, Y., *Shock-Induced Solid State Chemistry: Theoretical Background*, Sandia Report, SAND 86-0933, 1986.

LIPSITT, H.A. *High Temperature Ordered Intermetallics Alloys*, C.C. Koch, C.T. Liu & N.S. Stoloff Editors, MRS Symposium Proceedings, p. 351, Pittsburgh, PA, 1985

LIPSITT, H.A., SHECHTMAN, D. & SCHAFRIK, R.E., *Metallurgical Transaction A*, vol. 11A, p. 1369, 1980.

NORWOOD, F.R., GRAHAM, R.A. & SAWAOKA, A., *Shock Waves in Condensed Materials*, Plenum Press, New York, p. 837, 1986.

SONG, I & THADHANI, N.N., *Metallurgical Transaction A*, vol. 23, pp. 41-48, 1992.

TEAL, K.R., JACKSON, A.G., EYLON, D. & FROES, F.H., *Proceedings of Conference on Titanium: Rapid Solidification Technology*, p. 231, Warrendale, PA, 1986.

THADHANI, N.N., *Journal of Applied Physics*, vol. 76, nº. 4, p. 2129, 1994.

YU, L.H., MEYERS, M.A. & THADHANI, N.N., *Journal of Materials Research*, vol.5, p. 302, 1990.





PAPER CODE: COB8

**RELAÇÃO ENTRE LIMITE DE RESISTÊNCIA A FADIGA E LIMITE DE  
RESISTÊNCIA A TRAÇÃO DE MATERIAIS SINTERIZADOS**  
*RELATIONSHIP BETWEEN FATIGUE STRENGTH AND ULTIMATE TENSILE STRESS  
OF SINTERED MATERIALS*

Ernani Sales Palma

Departamento de Engenharia Mecânica - UFMG

E-Mail: [ernani@vesper.demec.ufmg.br](mailto:ernani@vesper.demec.ufmg.br)

**Abstract**

The influence of porosity on the relationship  $S_N/\sigma_{RES}$  for sintered iron and steels are investigated. Data are presented for tensile and fatigue properties in the porosity range 3-14%, in the as sintered conditions. It is observed that the relationship  $S_N/\sigma_{RES}$  decreases by increasing porosity. This becomes more evident in the sintered steels than in iron. Finally, with exception of Fe, it was shown that experimental results do not fit in the results obtained from a empirical equation take of literature.

**Keywords**

Fatigue, porosity, sintered materials, fracture

**1. Introdução**

As propriedades mecânicas de materiais sinterizados tendem a melhorar na medida em que a porosidade residual, inerente ao processo de fabricação, é reduzida. Esta generalização é amplamente conhecida e aceita. Inúmeros trabalhos foram realizados e a influência da porosidade sobre as propriedades mecânicas destes materiais está bem documentada (Haynes, 1971, Bocchini, 1986, Straffelini et al, 1993 e Straffelini e Molinari, 1996). A porosidade, em conjunto com a microestrutura, são os fatores predominantes na determinação do limite de resistência à tração ( $\sigma_{RES}$ ) e do limite de resistência à fadiga para vida infinita ( $S_N$ ) dos materiais sinterizados. A forma, distribuição e tamanho dos poros têm papel secundário.

Apesar dos avanços realizados no sentido de se compreender a interação porosidade, microestrutura e propriedades mecânicas de materiais sinterizados, ainda existem incertezas quanto ao comportamento destes materiais sob carregamentos cíclicos, onde fadiga é o modo de falha predominante. Um ponto importante é a relação existente entre o aumento da porosidade e o decréscimo relativo do limite de resistência à fadiga ( $S_N$ ), quando comparado ao limite de resistência à tração ( $\sigma_{RES}$ ). Assim, pretende-se neste trabalho mostrar os resultados experimentais dos valores de  $\sigma_{RES}$  e  $S_N$  de vários materiais sinterizados e verificar a influência da porosidade existente sobre a relação  $S_N/\sigma_{RES}$ . Será feito ainda um estudo comparativo entre os valores da relação  $S_N/\sigma_{RES}$  obtidos experimentalmente e aqueles obtidos através do uso de um método empírico, usado no dimensionamento de componentes



mecânicos com porosidade nula.

## 2. Procedimento Experimental

### 2.1 Materiais

Utilizou-se dois grupos de materiais para fabricação dos corpos de prova mostrados na Figura 1:

- (I) Ferro comercialmente puro e três ligas Fe-P (0,45%P), Fe-Cu (1,50%Cu) e Fe-C-Cu (0,6%C e 1,51%Cu), com várias porosidades distintas (Tabela 1). Enquanto os corpos de prova de Fe-Cu e Fe-C-Cu foram obtidos através da mistura dos pós elementares, utilizou-se em Fe-P uma mistura do pó de ferro com uma pré-liga constituída de ferro e fósforo. Em todos os corpos de provas adicionou-se 0,6-Ma% de lubrificante (Mikrowachs). A sinterização, após a compactação com pressão variável conforme a porosidade, foi realizada durante 30 minutos, com temperatura igual a 1150 °C, sob atmosfera constituída de 20% H e 80% N.
- (II) Dois aços Distalloy AB e MSP2, com composições químicas idênticas (Fe-1,5%Cu-2%Ni-0,5%Mo) e porosidades semelhantes (Tabela 1). Estes aços porém, foram fabricados de maneiras distintas: No primeiro usou-se uma pré-liga com composição química pré-determinada e idêntica à composição final. Para a produção do MSP2 foi utilizado um mistura de pós elementares e a homogeneização ocorreu durante o proceso de sinterização. Alguns corpos de provas destes aços foram produzidos com adição de 0,6% de carbono sob a forma de grafita. A sinterização ocorreu de maneira idêntica aos materiais do grupo I.

Tabela 1: Porosidades após sinterização dos materiais utilizados

Material		Porosidade sinterizada $P_0$ (%)			
Grupo I	Fe	3,7	6,2	8,8	12,5
	Fe-P	-	6,5	9,7	12,2
	Fe-Cu	-	6,2	8,3	12,1
	Fe-C-Cu	-	5,9	8,3	12,3
Grupo II	Material	$P_0$ (%)		Material	$P_0$ (%)
	D	7,12	-	DC	7,13
	M	7,09	-	MC	6,99

D=Distalloy AB sem adição de Carbono      DC =Distalloy AB com adição de 0,6% C  
M=MSP2 sem adição de Carbono      MC=MSP2 com adição de 0,6%C



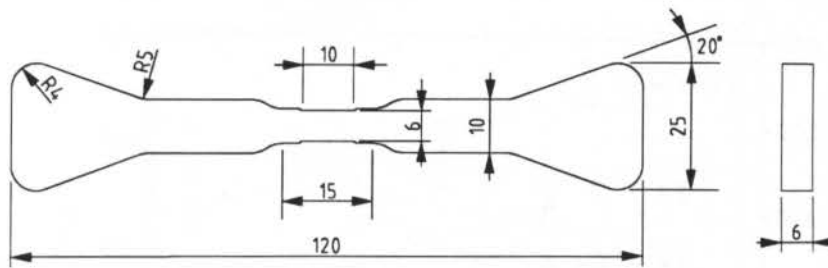


Figura 1 - Geometria dos corpos de prova. Dimensões em mm

## 2.2 Metodologia

Os ensaios de fadiga tração-compressão foram realizados em uma máquina servo-hidráulica. Os corpos de provas foram montados em garras especialmente desenvolvidas. A medição da força aplicada foi realizada através de células de carga da própria máquina. Os ensaios de fadiga foram controlados pela tensão, com uma variação  $\sigma$ -t em forma triangular, utilizando-se uma frequência de 5 Hz. Para cada tensão aplicada foi registrado o número de ciclos até a ruptura do corpo de prova ( $N_B$ ). Se se atingisse  $N = 2 \cdot 10^6$  ciclos sem ruptura, o ensaio era interrompido e o resultado marcado com uma seta. O Limite de Resistência à Fadiga ( $S_N$ ) foi determinado baseado na probabilidade de sobrevivência de 50%, segundo uma distribuição Logarítmica-Gaussiana. Os resultados do limite de resistência à fadiga do Fe-P, Fe-Cu e Fe-C-Cu foram obtidos por Klumpp (1992)

Os ensaios de tração foram realizados a temperatura ambiente em uma máquina de ensaios universal. Utilizou-se uma velocidade do travessão de 0,18 mm/min, o que correspondia a uma velocidade inicial de deformação igual a  $2.0 \times 10^{-4} \text{ s}^{-1}$ . Utilizou-se extensômetros capacitivos, presos aos corpos de provas, para medir as deformações. O Limite de Resistência à Tração ( $\sigma_{RES}$ ) foi determinado dividindo-se a força máxima registrada no ensaio de tração pela seção transversal inicial do corpo de prova.

Para análise quantitativa da porosidade, usou-se um analisador de imagens ligado a um computador. As medidas foram realizadas em corpos de prova polidos, sem nenhum ataque químico, ao longo da seção transversal. O Fator de Forma dos poros (FF) foi determinado através da equação

$$FF = \frac{4\pi A}{U^2} \quad (1)$$

onde A é a área do poro e U o seu perímetro.

## 3. Resultados Experimentais

### 3.1 Materiais do Grupo I

A influência da porosidade sobre o limite de resistência a tração dos materiais do grupo I está mostrada na figura 2. Conforme era esperado, porosidade crescente provoca uma redução do valor de  $\sigma_{RES}$ . Observa-se ainda que, devido a adição de elementos de liga, o limite de resistência a tração aumenta na seqüência Fe, Fe-Cu, Fe-P e Fe-C-Cu.



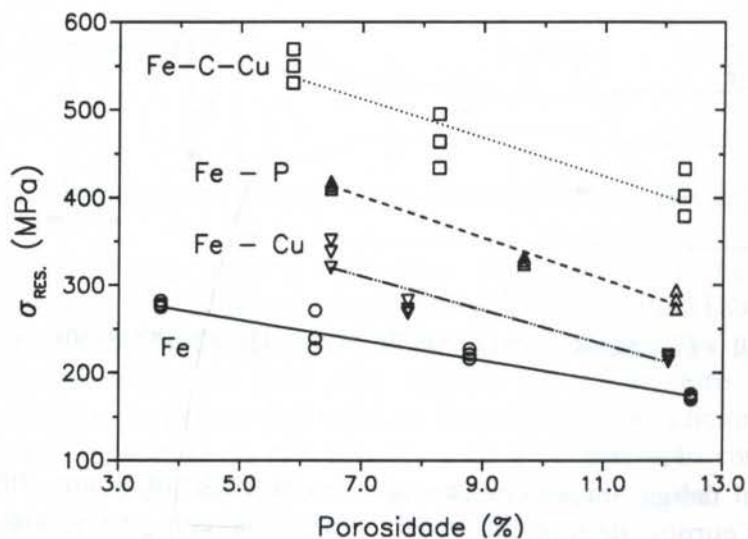


Figura 2 - Influência da porosidade sobre o limite de resistência a tração ( $\sigma_{RES}$ ) dos materiais do grupo I

A influência da porosidade sobre os valores do limite de resistência à fadiga dos materiais do grupo I fica evidente através da análise da figura 3. Observa-se inicialmente que o Ferro puro apresenta os menores valores de  $S_N$ , seguido pelo Fe-Cu. Ao contrário dos resultados do limite de resistência à tração, Fe-P e Fe-C-Cu possuem valores semelhantes de  $S_N$ . Além disto, a porosidade exerce uma influência mais forte sobre os aços do que sobre o ferro puro.

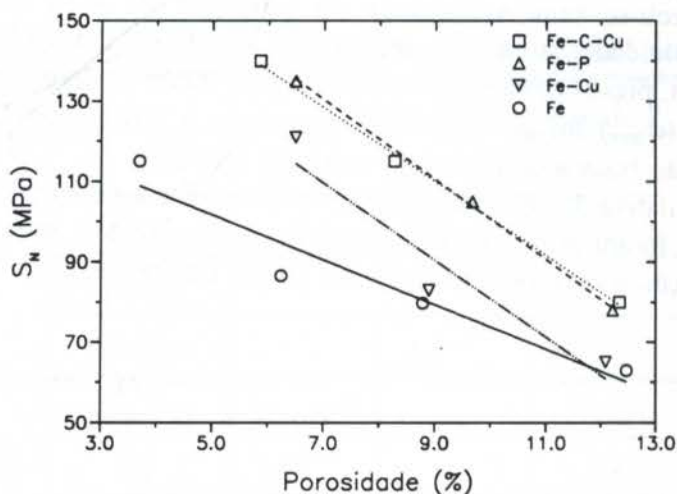


Figura 3 - Influência da porosidade sobre o limite de resistência à fadiga ( $S_N$ ) dos materiais do grupo I

A Figura 4 mostra a influência da porosidade sobre a relação  $S_N/\sigma_{RES}$  dos materiais do grupo I. Observa-se nesta figura uma seqüência exatamente inversa a aquela mostrada na Figura 2, ou seja, os materiais com elevados limites de resistência a tração apresentam os menores valores da relação  $S_N/\sigma_{RES}$ .



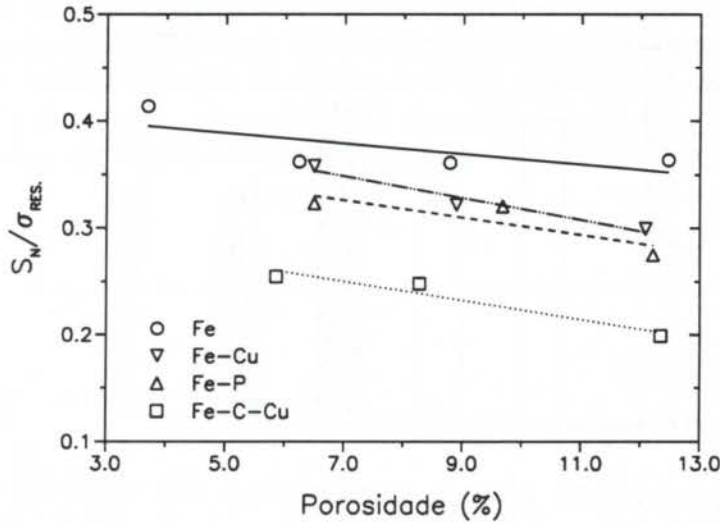


Figura 4 - Influência da porosidade sobre a relação  $S_N/\sigma_{RES}$  dos materiais do grupo I

### 3.2 Materiais do Grupo II

A Figura 5 mostra o limite de resistência a tração e de resistência à fadiga dos aços Distaloy e MSP2 com e sem adição de Carbono. Enquanto os valores  $\sigma_{RES}$  destes materiais são praticamente iguais, observa-se que o Distaloy apresenta valores mais elevados do limite de resistência à fadiga. Esta diferença é mais evidente nos materiais com adição de 0,6% C.

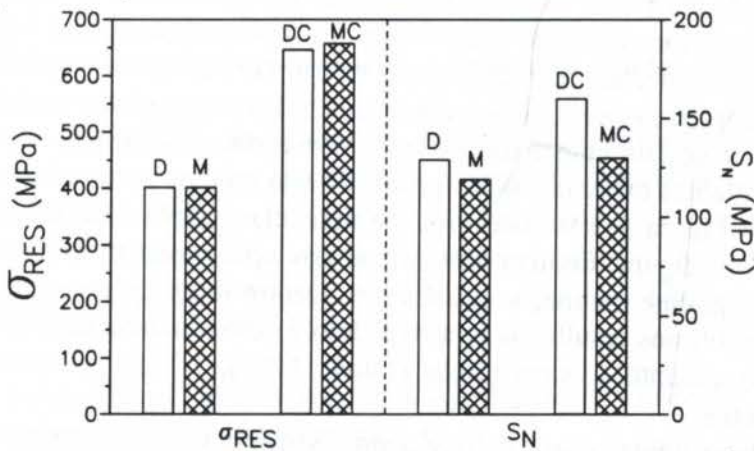


Figura 5 - Influência da porosidade sobre o limite de resistência a tração ( $\sigma_{RES}$ ) e sobre o limite de resistência à fadiga ( $S_N$ ) dos materiais do grupo II ( $P_o \approx 7,1\%$ )

A influência da porosidade sobre a relação  $S_N/\sigma_{RES}$  dos materiais do grupo II está mostrada na Figura 6. Os aços MSP2 apresentam menores valores de  $S_N/\sigma_{RES}$  do que os aços Distaloy.

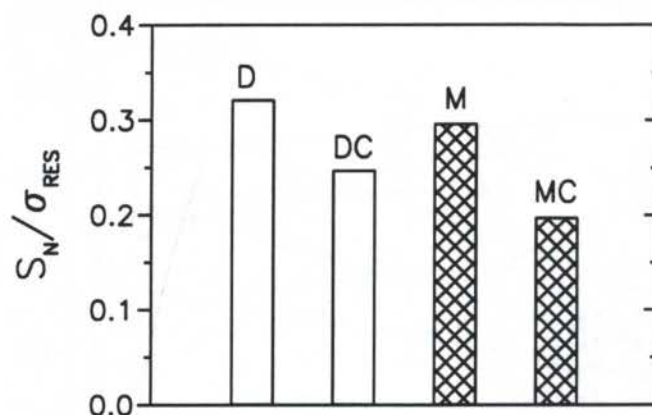


Figura 6 - Influência da porosidade sobre a relação  $S_N/\sigma_{RES}$  dos materiais do grupo II

#### 4. Discussão

Os resultados apresentados mostram que a porosidade exerce uma influência muito mais efetiva sobre o limite de resistência à fadiga do que sobre o limite de resistência a tração. Isto se deve ao fato das tensões cíclicas provocarem uma nucleação e conseqüente crescimento de trincas durante estágios iniciais do carregamento (Klumpp, 1992, Holmes and Queeney, 1985, Klar et al, 1995 e Christian and German, 1995). Porosidade crescente leva a uma diminuição do volume de material da seção transversal e exerce um forte efeito de entalhe, acentuando ainda mais este fenômeno (Kubicki, 1995).

Apesar da adição de elementos de liga ao ferro nos materiais do grupo I propiciar uma melhora substancial das propriedades estudadas, eles tornam-se mais sensíveis à fadiga do que o ferro puro. Como a propagação de trincas é governada pelas propriedades mecânicas locais, na ponta da trinca, os materiais com maiores teores de elementos de liga tornam-se mais sensíveis ao efeito de entalhes exercidos pelos poros, devido à perda de tenacidade da matriz, como ficou evidente na Figura 4. Este fato torna-se mais claro ainda através do cálculo das inclinações das retas desta figura. Enquanto as curvas dos aços possuem inclinação de cerca de 9,5, a curva do ferro possui inclinação igual a 5,6. Dentre todos os aços, aqueles ligados com fósforo apresentam ótimos resultados relativos. Isto é conseqüência da presença de uma fase líquida transiente durante a sinterização (Lund, 1985), o que provoca um maior arredondamento dos poros.

Deve-se considerar ainda o fato de que a microestrutura de materiais sinterizados é bastante heterogênea, podendo variar substancialmente de local para local. Se além da porosidade total, for considerado outros parâmetros envolvidos (forma, distribuição e tamanho dos poros) chega-se a uma interação bastante complexa entre a trinca e a microestrutura local. Isto fica evidente através da comparação dos resultados dos aços do grupo II (Figura 6). A única diferença entre os dois materiais é a forma como foram adicionados os elementos de liga. Como o Distaloy foi produzido a partir de uma pré-liga, não houve necessidade de homogeneização durante a sinterização. Em conseqüência, estes materiais apresentaram uma microestrutura mais homogênea, e principalmente, poros mais arredondados, como mostra a Figura 7. Nesta figura é mostrada a variação do Fator de Forma FF ao longo da espessura dos corpos dos aços D e M. O fator de forma foi determinado através do uso da equação (1).



Fator de forma igual a 1 significa um poro redondo e igual a zero uma trinca. Além de apresentar fatores de forma com valores mais elevados, ou seja, poros mais arredondados, o aço distaloy possui uma distribuição mais homogênea ao longo da espessura do corpo de prova. Como na medida em que se afasta da forma arredondada, acentua-se o efeito de entalhe exercido pelos poros, os aços MSP2 mostram-se mais sensíveis à fadiga do que o Distaloy. Resultados semelhantes foram obtidos para estes materiais com adição de Carbono.

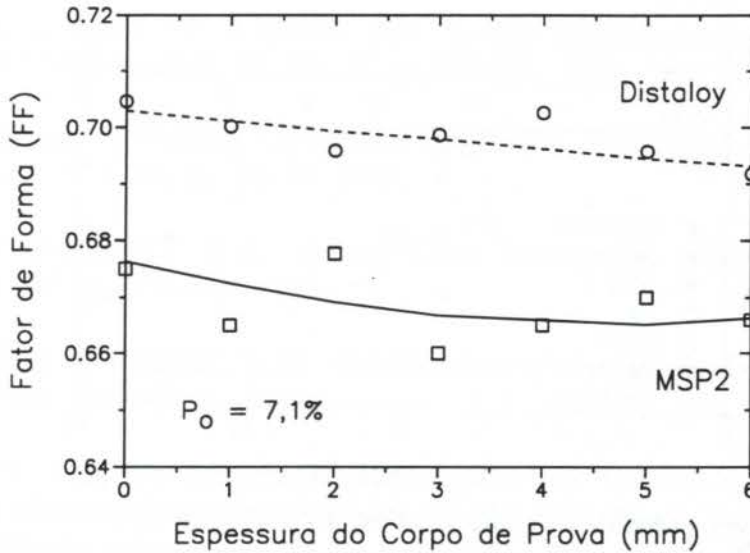


Figura 7 - Variação da forma dos poros ao longo da espessura do corpo de prova. O centro do corpo de prova corresponde ao valor 3 da abcissa

#### 4.1 Comparação entre resultados experimentais e resultados obtidos empiricamente

Quando não se dispõe de resultados de ensaios experimentais, usa-se normalmente no dimensionamento de componentes mecânicos a seguinte relação empírica (Juvinall and Marshek, 1991 e Shigley, 1986)

$$\frac{S_N}{\sigma_{RES}} = 0,4C_L C_G C_S C_R \quad (2)$$

onde os fatores de correção C têm os seguintes significados e valores:

$C_L$  = Fator de carga. Para tração-compressão  $C_L = 1$

$C_G$  = Fator de tamanho. Para seção transversal 6X6 mm,  $C_G \approx 0,8$

$C_S$  = Fator de acabamento superficial. Para pós compactados a frio  $C_S \approx 0,85$

$C_R$  = Fator de confiabilidade. Para uma confiabilidade de 50%,  $C_R = 1$

Usando-se a equação (2) e os valores acima, chega-se a um valor da relação  $S_N/\sigma_{RES}$  igual a 0,34. Douib et al (1989), baseado em resultados experimentais próprios e da literatura, encontrou um valor médio de 0,38. Na figura 8, os resultados das figura 4 e 6 são rerepresentados, incluindo-se as retas correspondentes aos dois valores acima. Além disto, nesta figura foram adicionados resultados obtidos por Douib et al (1989). Observa-se que apenas os resultados experimentais do ferro puro são representados de maneira adequada pela

equação (2) e pelo valor médio igual a 0,38. O principal problema da Eq. (2) é a inexistência de um parâmetro que descreva a influência mais efetiva de porosidades crescentes sobre o limite de resistência à fadiga do que sobre o limite de resistência a tração. Assim, o efeito de entalhes, associado com a microestrutura, em ambas as propriedades mecânicas ( $S_N$  e  $\sigma_{RES}$ ) fica restrito apenas ao decréscimo individual de cada uma.

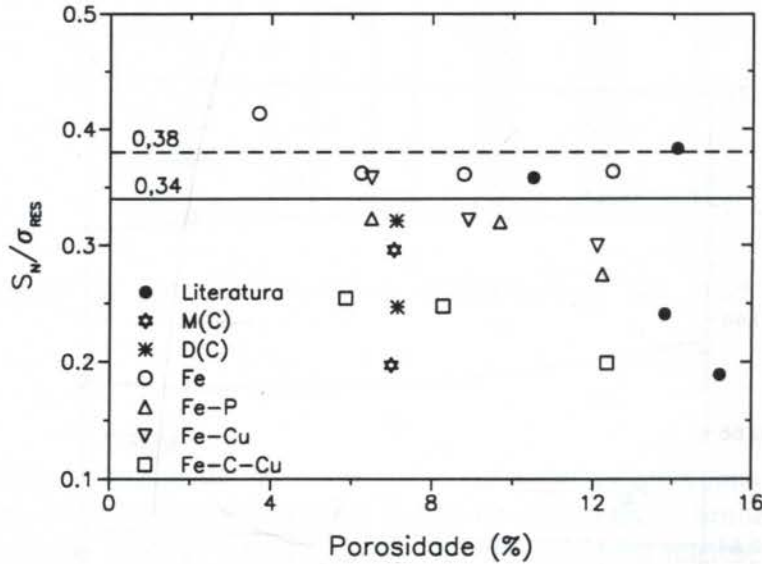


Figura 8 - Influência da porosidade sobre a relação  $S_N/\sigma_{RES}$  dos materiais pesquisados: Comparação entre resultados experimentais e resultados obtidos através da equação (2). Os pontos marcados com (•) foram obtidos por Douib et al (1989)

### 5. Conclusão

O limite de resistência à fadiga dos materiais sinterizados são muito mais sensíveis a porosidade que o limite de resistência à tração. Esta dependência torna-se particularmente efetiva na medida em que se adiciona elementos de ligas ao ferro.

Deve-se procurar sempre uma maior homogeneidade na microestrutura destes materiais, a fim de diminuir a sensibilidade dos materiais à porosidade presente. Um fator particularmente crítico é a forma dos poros. Poros mais redondos levam a menores concentrações de tensões, e conseqüentemente, maiores valores da relação  $S_N/\sigma_{RES}$ .

A comparação entre os resultados obtidos por uma equação empírica, usada no dimensionamento de componentes mecânicos, e aqueles obtidos experimentalmente, são razoáveis apenas para ferro puro. A ausência de um fator que considere o efeito de entalhe provocado pelos poros, torna inadequado o uso desta equação para materiais sinterizados.



## 6. Referências Bibliográficas

- BOCCHINI, G.F.: The Influence of Porosity on the Characteristics of Sintered Materials, *Int. J. of Powder Metall. & Powder Technology*, Vol. 22, pp. 185-202, 1986.
- CHRISTIAN, K.D. & GERMAN, R.: Relation Between Pore Structure and Fatigue Behaviour in Sintered Iron-Copper-Carbon, *Int. J. of Powder Metall. & Powder Technology*, Vol. 31, pp. 51-61, 1995.
- DOUIB, N., MELLANBY, I.J. & MOON, J.R.: Fatigue of Inhomogeneous Low Alloy PM Steels, *Powder Metallurgy*, Vol. 32, No. 3, pp.209-214, 1989.
- HAYNES, R.: Effect of Porosity Content on the Tensile Strength of Porous Materials, *Powder Metallurgy*, Vol. 14, pp. 63-70, 1971.
- HOLMES, J. & QUEENEY, R.A.: Fatigue Crack Initiation in a Porous Steel, *Powder Metallurgy*, Vol. 28, pp. 231-235, 1985.
- JUVINALL, R.C. & MARSHEK, K.M.: *Fundamentals of Machine Component Design*, John Wiley & Sons, New York, USA, 1991.
- KLAR, E., et al.: Fracture Toughness and Fatigue Crack Growth Response of Copper Infiltrated Steels, *Int. J. of Powder Metall. & Powder Technology*, Vol. 31, pp 317-324, 1995.
- KLUMPP, S.: *Quasistatisches und zyklisches Verformungsverhalten reiner und legierter Sintereisenwerkstoffe*, (Em alemão), Tese de Doutorado, Univ. Karlsruhe, RFA, 1992.
- KUBICKI, B.: Stress Concentration at Pores in Sintered Materials, *Powder Metallurgy*, Vol. 38, pp. 295-298, 1995.
- LUND, J.A.: Tensile Flow and Fracture of Iron-Phosphorus Compacts, *Int. J. of Powder Metall. & Powder Technology*, Vol. 21, pp. 47-55, 1985.
- SHIGLEY, J.E., 1984: *Elementos de Máquinas*, Livros Técnicos e Editora S.A., Rio de Janeiro, Brasil, 1986
- STRAFFELINI, G., FONTANARI, V., MOLINARI, A. & TESI, B.: Tensile and Fatigue Behaviour of Phosphorus Alloyed Sintered Steels, *Int. J. of Powder Metall. & Powder Technology*, Vol. 36, pp.135-141, 1993.
- STRAFFELINI, G. & MOLINARI, A.: Microstructure and Mechanical Reliability of Powder Metallurgy (P/M) Ferrous Alloys, *J. of Materials Engineering and Performance*, Vol. 5, pp. 27-33, 1996.

## Tema 87

# *Materiais Compostos, Poliméricos e Cerâmicos*



PAPER CODE: COB978

**SINTERIZAÇÃO DE COMPÓSITOS Fe-NbC COM ADITIVOS DO SISTEMA Fe-Cu-P: ESTUDOS DILATOMÉTRICO E MICROESTRUTURAL / MICROSTRUCTURAL AND DILATOMETRIC CHARACTERIZATION OF Fe-NbC COMPOSITES SINTERED WITH Fe-Cu-P ADDITIVES**

JORGE HEBERT ECHUDE-SILVA, VILSON JOÃO BATISTA, ANTONIO EDUARDO MARTINELLI & ALOISIO NELMO KLEIN

*Departamento de Engenharia Mecânica, LABMAT - UFSC - Florianópolis  
Caixa Postal 5192, CEP 88.040-970 Florianópolis, SC, Brasil - E-mail: jhebert@matrix.com.br*

**Abstract**

NbC was added to iron to investigate an alternative approach for the production of hard phase composites by mechanical alloying. The powders were mixed in toluene using an attrition mill during 8 h. The slurry was then dried out and the powder was mixed to 0.8 wt.% graphite and 4 wt.% Cu<sub>3</sub>P-Fe as the sintering additive. Two different compositions were investigated, corresponding to eutectic points of the ternary Cu-Fe-P phase diagram. Next, the samples were uniaxially pressed and sintered in a H<sub>2</sub> atmosphere. Different sintering profiles were followed based on data gathered by differential thermal analysis. This work shows the dilatometric behavior of the sintered materials and the microstructural analysis carried out by scanning electron microscopy and energy dispersive spectroscopy. The results confirmed the potential of the Cu<sub>3</sub>P-Fe as a sintering additive. Nevertheless, further experiments are required to achieve similar levels of densification to those obtained with the Fe<sub>3</sub>P additive.

**Keywords**

Sinterização, Compósitos, Moagem, Sintering, Composites, Attritor

**1. INTRODUÇÃO**

O desenvolvimento de compósitos com matriz de Fe e inserção de fases duras relativamente estáveis como Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, TiC e NbC vem sendo pesquisado pelo processo de dispersão mecânica das fases duras na matriz em moinhos tipo atritor, de bolas ou Spex. Em geral, este método de processamento apresenta vantagens competitivas em relação ao processamento de materiais similares, como os aços rápidos sinterizados. Em efeito, uma vez que não depende de fenômenos de solução e precipitação, existe maior controle sobre a microestrutura sem o delicado cuidado com a temperatura de sinterização (requerido por aqueles) implicando em menores custos de fabricação (Thummler *et al.*, 1991, Acosta *et al.*, 1996). Em geral, o processamento começa pela moagem em atritor de uma mistura de pó de Fe, pó da fase dura (que em este trabalho será o carbeto de nióbio), aditivo formador de fase líquida e, eventualmente, carbono para efeitos de regular a dureza da matriz, assim como auxiliar na formação de compostos ternários de baixo ponto de fusão. A adição de fósforo tem provado ser eficiente como assistente da densificação em ligas a base de pó de Fe (Gutsfeld, 1991, Araújo, 1993). Os compostos mais usados para essa adição são o Fe<sub>2</sub>P e Fe<sub>3</sub>P. Bolton *et*

al. (1990,1991), dentre outros, têm estudado o uso de aditivos pertencentes ao sistema Fe-Cu-P com de P variando entre 0,8 e 1,4 (% em peso) para a sinterização de aços rápidos sob vácuo.

No presente trabalho foi investigada, em caráter exploratório, a resposta do composto, em termos de densificação, para a adição de 4 % (em peso) dos eutéticos do sistema pseudo-binário Cu<sub>3</sub>P-Fe, sinterizado sob atmosfera de H<sub>2</sub>. Esse sistema, de acordo com o “Handbook of Ternary Alloy Phase Diagrams” (Kumanin, A.V.,1987), caracteriza-se por possuir uma região com Fe<sub>2</sub>P + Líquido acima de 714 °C, para composições ao redor de 20 at.% de Fe, e um eutético a 1030°C para composição de 56 at.% de Fe. Foram experimentados os dois eutéticos desse sistema, ao nível de 4 % em peso, misturados com um agregado Fe-10 % em peso de NbC (já previamente moído) e 0,8 % em peso de C. Os resultados são comparados com similares obtidos com Fe<sub>3</sub>P, discutindo-se uma possível estratégia para obter produtos mais densos, a luz de questões cinéticas do processo de sinterização.

## 2 EXPERIMENTAL

### 2.1 Preparação do aditivo

Grânulos de Cu<sub>3</sub>P (ASTM B 644-88 da SOMIPAL S.A.) de 14,1 P, 85,73 Cu e 0,09 de Fe (% em peso) foram peneirados (170 mesh, 90µm) e misturados (misturador tipo Y) com pó de Fe (tipo 1000B, Hogānās Corporation) nas proporções correspondentes aos eutéticos de temperaturas de fusão de 714 °C e 1028 °C, como indicado na Tabela 1.

Tabela 1: Composição dos aditivos do sistema Fe-Cu-P preparados para este trabalho

Eutético	T <sub>fusão</sub> (°C)	at.% Fe	at.% Cu <sub>3</sub> P	% em peso, Fe	% em peso, Cu	% em peso, P
1(EU40)	714	20	80	20	68,81	11,18
2(EU30)	1028	56	44	56	37,85	6,15

As misturas foram compactadas e aquecidas lentamente (taxa de 10 °C/min aproximadamente) até 1200 °C, dentro de cadinhos recobertos de nitreto de boro (BN) com atmosfera inerte (Ar). Após retirar amostras para caracterização microestrutural, o material foi pulverizado num moinho tipo Spex, por duas horas, com uma relação de carga (massa de esferas/massa de aditivo) igual a 10. Esta moagem divide o material em partículas não homogêneas de composição dada pela solidificação do eutético com Cu<sub>3</sub>P, Fe<sub>2</sub>P e Cu, no caso do aditivo 1(EU40), e Fe<sub>3</sub>P, Cu e Fe, no caso do aditivo 2 (EU30).

### 2.2 Preparação dos corpos-de-prova

Pó de Fe com  $\bar{d} \cong 90 \mu\text{m}$  (tipo 1000B, Hogānās Corporation) foi utilizado como matéria-prima para a matriz ferrosa. A mistura com 10 % em peso de NbC foi realizada num misturador tipo Y por 30 minutos. A moagem foi realizada durante 8 horas num moinho tipo “atritor”, marca Nestzch, com tolueno como meio refrigerante. A velocidade foi mantida constante (1000 rpm). As cargas de moagem foram de 50 g e a de esferas (aço ferramenta FAG, de 3 mm de diâmetro) de 500 g (relação esferas/carga=10). Perdas de massa foram medidas sem observação de alterações significativas (menos de 1%). Após a moagem, o veículo líquido foi extraído (por filtragem e evaporação) e o agregado seco de Fe-10 % em peso de NbC foi misturado com 4 % em peso de aditivo e 0,8 % em peso de carbono.



A compactação foi realizada em matriz uniaxial de duplo efeito cilíndrica com 9,5 mm de diâmetro, sem uso de aglomerante. O forte encruamento sofrido pelo agregado, na moagem, não impede que, com pressões de aproximadamente 700 MPa, os corpos-de-prova adquiram resistência a verde, suficiente para seu manuseio. Os corpos-de-prova foram sinterizados num dilatômetro Nestzch modelo E 402, sob atmosfera controlada de H<sub>2</sub> (tipo analítico 5,0), com taxa de aquecimento de 20 °C/min e a de resfriamento dada pela inércia térmica do forno do dilatômetro. Até a temperatura de transformação  $\gamma \rightarrow \alpha$ , essa taxa corresponde a 20 °C/min, aproximadamente. À medida que a temperatura decresce, esta taxa aproxima-se de forma assintótica para zero. Em princípio, este fato não deve alterar a resposta do sistema, pois é durante o aquecimento que se esperam as principais contribuições, em termos de retração e densificação (Oliveira *et al.*, 1995).

### 3 RESULTADOS OBTIDOS

#### 3.1 Inserção de fases duras na matriz de Fe e morfologia de partículas

Com o tempo de moagem usado (8 horas) ocorre uma boa distribuição de partículas de NbC dentro das partículas de Fe, com um livre caminho médio entre partículas duras, aproximadamente igual ao obtido Gutfeld (1991) e Rosskamp *et al.* (1996). As partículas de Fe sofrem uma redução do tamanho médio, fruto de sucessivas quebras causadas pela combinação dos efeitos de encruamento do material e do efeito mecânico da inserção de fases, perdendo sua geometria, de aproximadamente esférica, passando para a de placas finas. Estes dois efeitos são também responsáveis pela diminuição da compactabilidade do agregado e por um grande aumento de sua superfície livre. Após a moagem, a densidade aparente do agregado (pós) chega a valores da ordem de 0,2 a 0,3 g/cm<sup>3</sup>, o que representa uma dificuldade na etapa de compactação. A granulação, por causa da morfologia das partículas, não representa ganho substancial de densidade aparente; facilita, porém, o preenchimento da matriz. O aumento da superfície livre, que representa um fator de contribuição positivo em termos de energia para a densificação, causa o aumento da adsorção de gases, o que implica em cuidados adicionais na etapa de sinterização. A Figura 1 mostra duas imagens MEV dos pós (Fe-10 % em peso de NbC) obtidos com moagem por 4 e 8 horas, em atritor, e uma (para contraste) de Fe puro moído por 8 horas. Medidas realizadas (SYMPATEC HELOS VECTRA) mostram que não existe uma substancial diferença entre o tamanho médio de partícula do Fe puro e aquele do agregado Fe-10 % em peso de NbC, para igual tempo de moagem.

#### 3.2 Dilatometria, densificação e análise por DTA

A Figura 2 mostra, de forma superposta, a curva DTA do agregado (Fe-10 % NbC-0,8 % C-4 % E30) com a curva de dilatometria do corpo compactado. Este aditivo, E30, possui uma composição (56 Fe, 44 Cu<sub>3</sub>P, % atômico) com ponto de fusão mais alto (1028 °C) em relação ao aditivo E40. Na Figura 3 mostram-se as curvas correspondentes para o agregado com o aditivo E40, de menor ponto de fusão (714 °C) e com 20 % de Fe e 80 % de Cu<sub>3</sub>P (% atômico). Tanto as curvas DTA como as de dilatometria foram obtidas com taxa de aquecimento de 20 °C/min.

Numa primeira observação pode-se constatar que, até o intervalo compreendido entre 350°C e 400°C, tanto as curvas DTA quanto as de dilatometria mantêm um comportamento similar e previsível. Até estas temperaturas, os processos de recristalização da matriz são dominantes.



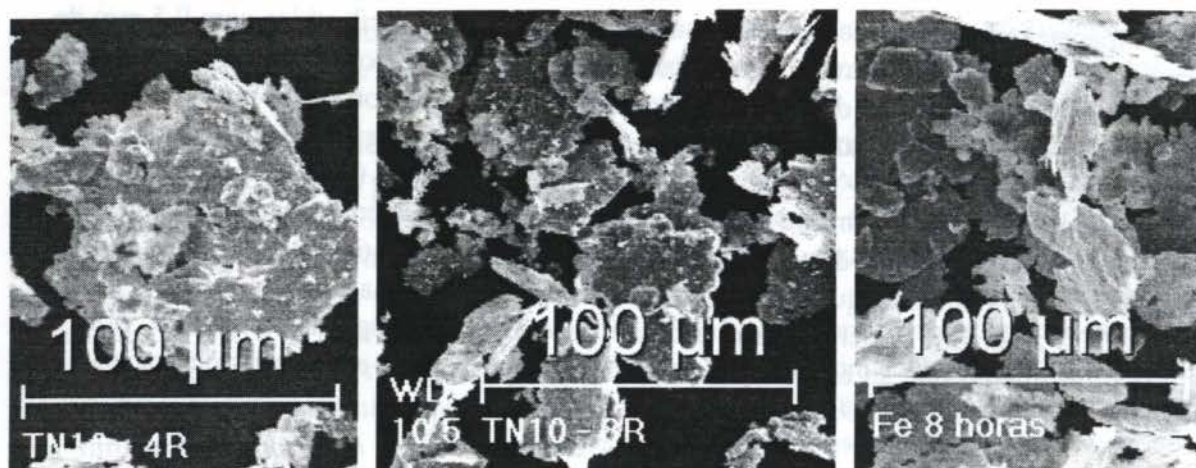


Figura 1 - Imagens MEV de: agregado Fe-10 % em peso de NbC com 4 horas (esquerda) e 8 horas (centro) de moagem. À direita, a morfologia do Fe puro com 8 horas de moagem.

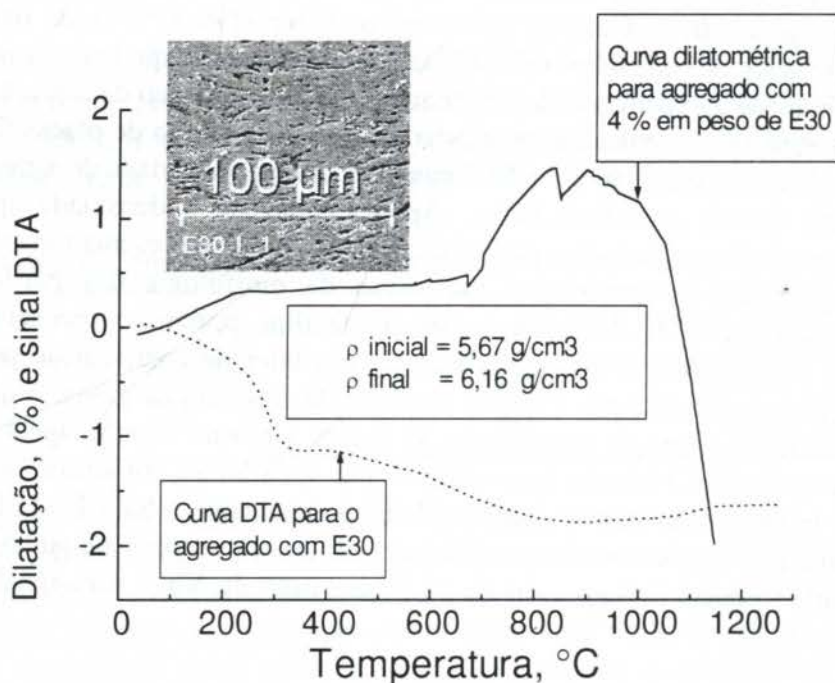


Figura 2 - Curva DTA do agregado Fe-10NbC-0,8C-4 de aditivo E30 (% em peso) superposta com a curva de dilatometria do composto. Ao alto (esquerda), imagem MEV da microestrutura obtida. No quadro central, valores das massas específicas (aparentes) inicial e final.

A transformação  $\alpha \rightarrow \gamma$ , não detectada com nitidez na análise DTA, é claramente visível na curva de dilatometria quando o aditivo é o E30, isto é, para aquele aditivo com maior teor de Fe. Quando o aditivo é o eutético de baixo ponto de fusão (E40), a formação de fase líquida ao redor de 700 °C e a tendência de estabilização da fase  $\alpha$  do Fe (pelo Cu presente no aditivo), contribuem juntas para o aumento da retração total (rearranjo de partículas e maior difusividade no campo  $\alpha$ ). O fator de densificação ( $\Psi = (\rho_s - \rho_v) / (\rho_T - \rho_v)$ ) que resulta é de 23 % para o aditivo E30 e de 43,5 % para o E40. Isso é refletido na microestrutura representando menor porosidade final.



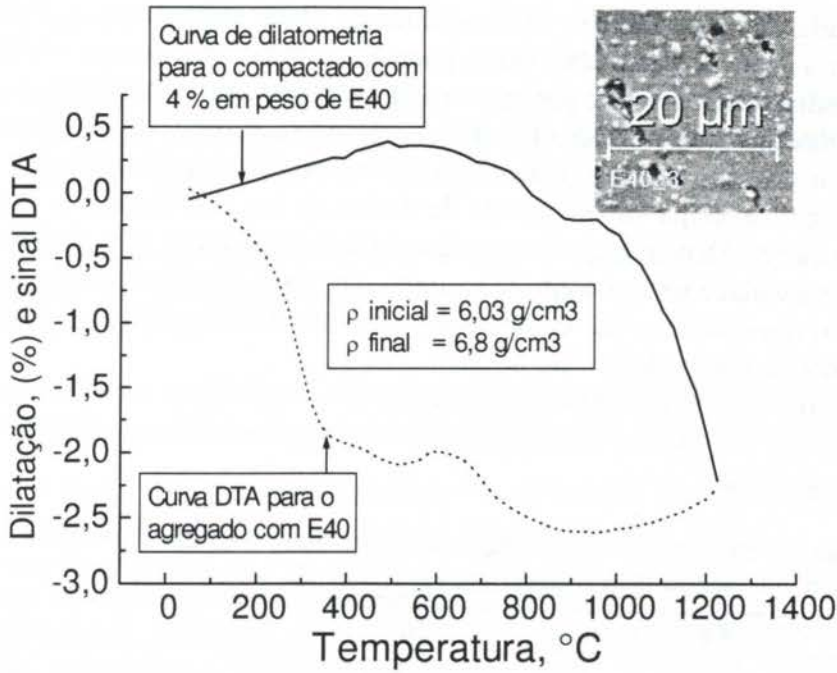


Figura 3 - Curva DTA do agregado Fe-10 NbC- 0,8 C-4 % de aditivo E40 (% em peso) superposta com a curva de dilatométrica do composto. Ao alto (direita) imagem MEV da microestrutura obtida. No quadro central, valores das massas específicas (aparentes) inicial e final.

### 3.3 Microestrutura

A Figura 4 mostra, numa ordem de densificação crescente, imagens MEV das microestruturas obtidas com o uso dos aditivos E30, E40 e -para efeitos comparativos- Fe<sub>3</sub>P.

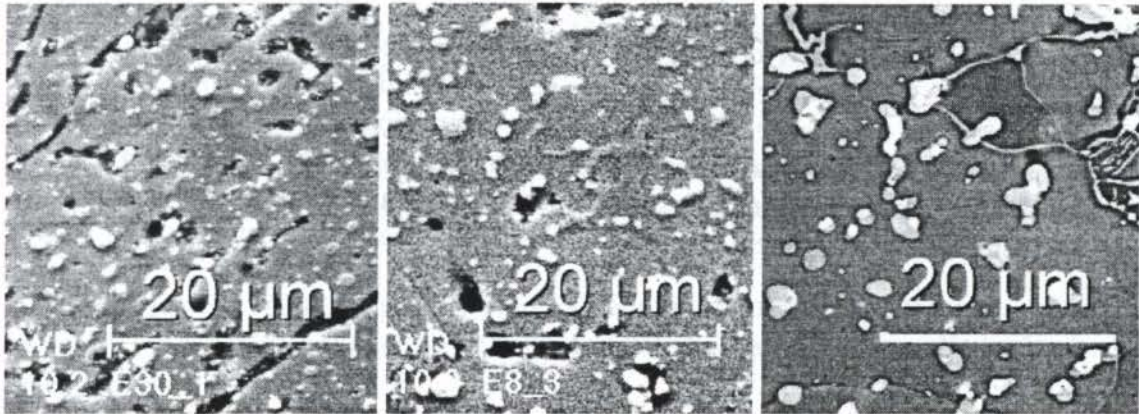


Figura 4 - Imagens MEV dos produtos obtidos com 4 % (em peso) de aditivos. À esquerda, E30. No centro, E40. À direita, Fe<sub>3</sub>P. Massas específicas (aparentes) iniciais de 5,67, 6,03 e 5,54 g/cm<sup>3</sup> e finais de 6,16, 6,8 e 7,47 g/cm<sup>3</sup> respectivamente.

## 4 DISCUSSÃO

A inserção de fases duras dentro de uma matriz dúctil é um problema superado através de diversas técnicas de moagem as quais podem divergir no modo de ação, na morfologia dos produtos obtidos e na eficiência. Em aberto, continua o problema de conciliar as interfaces.

Nos contatos ("necks") existem altas concentrações de partículas de segunda fase e a presença de gases adsorvidos, que são fatores restritivos a formação de interfaces, com uma



reduzida continuidade de propriedades físico-químicas. Para maximizar a formação de “necks” e minimizar a ação de gases adsorvidos, parece ser de fato necessário o recozimento, após moagem, e a adição de carbono, por mistura, a posteriori. O amolecimento da matriz permite o aumento das áreas de contato. O grafite, cobrindo a superfície de partículas, pode ajudar a reduzir óxidos menos estáveis. Quanto ao aditivo ativador da sinterização, este deve ser introduzido durante a etapa de moagem, de forma a ser distribuído o mais fino e homogêneo possível. Dependendo das espécies que o constituem, esta fina distribuição pode implicar em necessidade de um controle acurado das taxas de aquecimento para efeitos de que o aditivo não desestabilize sua composição, por interdifusão com a matriz, antes de alcançar a temperatura de formação de fase líquida.

A tabela 2 mostra um resumo das composições finais das ligas testadas e do padrão comparativo com Fe<sub>3</sub>P. As massas específicas (aparentes) finais dos compactados foram adicionadas na última coluna.

Tabela 2: Composição (% em peso) e massa específica (aparente) final das ligas após sinterização em iguais condições (dT/dt = 20 °C/min, T (sinterização) = 1250 °C, uma hora de patamar isotérmico)

Liga	Fe	Cu	Nb	C	P	$\rho_{\text{final}}(\text{g/cm}^3)$
Fe-10NbC-1C-4EU30	87,7	1,47	8,4	2,09	0,239	6,16
Fe-10NbC-1C-4EU40	86,3	2,75	8,4	2,09	0,446	6,80
Fe-10NbC-1C- 4Fe <sub>3</sub> P	88,8	0	8,4	2,09	0,62	7,47

O uso dos aditivos E30 e E40, se comparados com o uso do aditivo Fe<sub>3</sub>P (Bolton *et al.*, 1990, Oberacker, 1990, Thummler *et al.*, 1991) leva a uma ativação da sinterização menos efetiva. Isso deve decorrer da menor molhabilidade da fase líquida contendo Cu e do menor teor efetivo do P presente na liga. O P é estabilizador da fase  $\alpha$ , na qual o coeficiente de autodifusão do Fe é da ordem de 100 vezes maior. A presença do P em maior quantidade, no padrão comparativo do compósito com aditivo Fe<sub>3</sub>P, deve ser responsabilizada pela elevada cinética de sinterização do compósito.

Cabe ainda observar que os dois eutéticos testados neste trabalho foram fundidos e resfriados lentamente. A microestrutura tende a ser coalescida e, por isto, o produto de moagem está longe de apresentar uniformidade de composição. Pode-se pensar que os mesmos materiais (E30 e E40) fundidos e vazados com altas taxas de resfriamento, devem apresentar melhores resultados, inclusive com possível diminuição da temperatura de formação dos eutéticos, semelhante à que ocorre no eutético Fe-P (Hansen, M. & Anderko, K., 1958).

## 5 CONCLUSÕES

A adição de 4 % em peso de eutéticos do sistema pseudo-binário Cu<sub>3</sub>P-Fe a um agregado Fe-10 NbC-0.8 C (% em peso) não melhora o nível de densificação em relação ao obtido com o uso de F<sub>3</sub>P. Partindo de massa específica aparente a verde, menor, o compósito com Fe<sub>3</sub>P chega a mais de 95 % da massa específica teórica, enquanto o melhor resultado com os aditivos do sistema Fe-Cu-P fica ao redor de 87 % da densidade teórica. A diferença de tratamento foi a moagem do aditivo junto com as fases endurecedoras, o que representa um fator importante na distribuição dentro da matriz. Dadas as menores temperaturas de formação de fase líquida, a possibilidade de introduzir na matriz de Fe os aditivos com microestrutura mais fina (via processos de solidificação rápida) e a possibilidade de aumentar o teor de P, existem indicadores para a continuidade da pesquisa.



## 6. REFERÊNCIAS

- Acosta, P., Jimenez, J.A., Frommeyer, G., Ruano, O.A. *Microstructural characterization of an ultrahigh carbon and boron tool steel processed by different routes*, Materials Science and Engineering, A206, pp.194-200, 1996.
- Araújo, E.G., *Influência das adições de NbC e Ligas a base de Fósforo na Sinterização do aço rápido M2*, Ms.Sc.Thesis, Universidade de São Paulo- Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares, São Paulo, 1993.
- Bolton, J.D., Jeandin, M. and Trésy, C. Jouanny. *Mechanisms of sintering in high speed steels with phosphorus alloying additions*, Powder Metallurgy, v.33, n.2, p.126,132, 1990.
- Bolton, J.D., and Baah, H.O. *Liquid phase sintering of various high speed steels with copper-phosphorous addition*, Powder Metallurgy, v.34, n.4, pp.273-279, 1991.
- Gutfeld, Ch. *Herstellung und Eigenschaften mechanisch legierter Sinterestähle mit Hartstoffeinelagerungen*. Karlsruhe, 1991. Dissertation (Doktors der Ingenieurwissenschaften) - Fakultät für Maschinenbau, Universität Karlsruhe.
- Hansen, M. and Anderko, K., *Constitution of binary alloys*, New York, McGraw-Hill, 1958.
- Kumanin, A.V., Nikolaev, A.K. and Revina, N.I. *State diagrams and properties of Cu-rich Cu-Fe-P alloys*, Russian Metallurgy (translated from Izvestia Akademia Nauk SSR, pp182-187), 1987.
- Oberacker, R. *Konventionelle und neue Legierungssysteme für hochfeste Sinterstähle-Aspekte zu Grundlagen und praktischer Anwendung*, Powder Metallurgy International, , v. 22, n. 5, p.54-60, 1990.
- Oliveira, M.M. and Bolton, J.D. *Sintering of M3/2 high speed steel modified by additions of copper phosphide and titanium based ceramic compound*, Powder Metallurgy, v.38, n.2, pp.131-140, 1995.
- Roskamp, H., Ostgathe, M., Tümler, F., Engström, U. and Vännman, E. *Sintered steels with inert hard phase produced by mechanical alloying in ball mill*, Powder Metallurgy, v.39, n.1, pp.37-43, 1996.
- Strudel, Jean-Loup. *Mechanical properties of multiphase alloys*. In. Physical metallurgy. CAHN, R.W. and HAASEN, P. (Ed.). North-Holland physics publishing. Netherlands: 1983. v. 2, p. 1413.
- Thummler, F. and Gutfeld, Ch. *Sintered steels with high content of hard phases: a new class of wear resistant materials*. Powder Metallurgy International, v.23, n.5, p.285-290, 1991.

PAPER CODE: COB567

## RESISTÊNCIA AO CISALHAMENTO DE UNIÕES AÇO ZINCADO / EPÓXI / AÇO FOSFATIZADO / SHEAR STRENGTH OF ZINCATED STEEL / EPOXY ADHESIVE / PHOSPHATIZED STEEL JOINTS

Astrid Damasco<sup>1</sup>, Itamar Ferreira<sup>2</sup>, Marcelo C. Gandur<sup>3</sup>, Pedro A. P. Nascente<sup>1</sup> e Nelson G. Alcântara<sup>1</sup>

*1 Centro de Caracterização e Desenvolvimento de Materiais, Departamento de Engenharia de Materiais, Universidade Federal de São Carlos, CEP 13565-905 São Carlos, SP, Brasil. ccdm@power.ufscar.br.*

*2 Departamento de Materiais, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, CEP 13083-970 Campinas, SP, Brasil.*

*3 Divisão de Adesivos e Químicos, 3M do Brasil Ltda, Caixa Postal 123, CEP 13001-970 Sumaré, SP, Brasil.*

### Abstract

The effects of sheet thickness (1.5 and 2.0 mm), cleaning state of the surface of the steel sheets (in a condition without cleaning and by using Metal Ethyl Ketone as a cleaner), and test time after bonding (24 and 96 hours) on the shear strength of galvanized steel / epoxy adhesive / phosphatized steel joints have been analyzed. The results showed that the sheet thickness and the cleaning state of the steel sheets had no effect the shear strength; for these conditions the shear strength was about 9.7 MPa. On the other hand, the test time after bonding had a significant effect on the shear strength; the shear strength for the 24 h test time after bonding was 9.4 MPa and 10.4 MPa for 96 h. In all cases the standard deviation was very low; maximum of 5%.

### Keywords

Metal/adhesive joints, Shear strength, Steel, Epoxy.

## 1. INTRODUÇÃO

A utilização de adesivos é muito antiga, datando de séculos A.C. Os primeiros adesivos utilizados foram os polímeros naturais de origem vegetal (breu) e animal (caseína). A partir de 1940, com o desenvolvimento industrial, surgiram os adesivos sintéticos para diferentes aplicações tecnológicas. No entanto, a indústria aeroespacial ainda não utilizava este processo de união em juntas sujeitas à esforços de cisalhamento. Nas últimas duas décadas, os adesivos sintéticos, que podem ser um polímero puro ou uma combinação de resina com uma variedade de ingredientes incluindo solvente, elastômeros, antioxidantes, fibras de reforço e agente de cura, passaram a ser empregados também para fins estruturais substituindo rebite, solda, brasagem, prego, parafuso e outros. Atualmente, as combinações entre os tipos de adesivos e processos de obtenção da união resultam em um número tão grande de variáveis que é praticamente impossível uma pessoa estar bem informada sobre todos eles (Gagle, 1982).

Tentando contribuir na elucidação dos parâmetros que interferem na adesão de juntas de aço por epóxi, este trabalho investigou a resistência ao cisalhamento de juntas de chapa de aço



zincada / adesivo epóxi / chapa de aço fosfatizada, mediante variações dos parâmetros: variação da espessura da chapa inferior da junta, 1,5 e 2,0 mm; estado de limpeza superficial das chapas de aço: limpeza com MEC (Methyl Ethyl Ketone) e sem limpeza, oleadas; variação do tempo de espera para execução do ensaio de cisalhamento das junta: 96 horas e 24 horas.

## 2. O PROCESSO ADESIVO

O mecanismo de adesão entre um adesivo e uma superfície sólida ocorre devido à adesão mecânica, às ligações químicas, às atrações elétricas e às forças de van der Waals existentes entre as superfícies das substâncias a serem unidas. A magnitude da força de ligação pode variar de 0 a  $2 \text{ GNm}^{-2}$  (Wake, 1982). A resistência da junta adesiva metal/adesivo/metal depende da estrutura interna do adesivo e da natureza das ligações existentes nas interfaces de contato. O filme adesivo pode ser de estrutura linear, termoplástico ou de estrutura cruzada, termofixo. Os termoplásticos podem possuir átomos de oxigênio e nitrogênio ao longo da cadeia (o que torna a molécula mais polar), podem ser fundidos e solidificados, são freqüentemente moles no impacto e deformam facilmente, absorvendo assim a vibração da junta e podem, algumas vezes, deformar e retornar à sua forma original, como por exemplo os adesivos "hot-melt": polietileno, poliamidas, PVC, etc.

Os termofixos são redes tridimensionais, possuem estabilidade térmica e resistência mecânica que dependem do número de cruzamentos por unidade de volume, não podem ser fundidos, possuem estrutura rígida, são freqüentemente duros, incapazes de deformar elasticamente e retornar à forma original, como por exemplo epóxi, fenólicos, etc (Wake, 1982).

A resistência do filme adesivo também depende do método de cura. Adesivos são, geralmente, curados por um mecanismo ou pela combinação de três mecanismos, a saber: perda de solvente por difusão e evaporação, solidificação do líquido por resfriamento, cura química por ação de agente acelerador ou catalisador. Cuidados devem ser tomados para que não ocorra a supercura (com excesso de ligações cruzadas, o que torna o filme duro, pouco resistente ao impacto e às contrações térmicas) ou subcura (insuficiente ligações cruzadas, o que prejudica a coesão do filme).

Provavelmente, o ponto crítico para a produção de juntas adesivas resistentes é o bom contato do adesivo com o substrato. Por esta razão, os adesivos são aplicados na forma líquida ou pastosa. O grau de interação do adesivo com a superfície do substrato define o molhamento, que é medido pelo ângulo de contato.

A atração do adesivo pela superfície do substrato está relacionada aos seguintes fatores: energia superficial do substrato, limpeza do substrato e rugosidade superficial do substrato (Gagle, 1982). Substrato com alta energia superficial é polar e pode interagir fortemente com o adesivo. Materiais de baixa energia superficial podem ter a superfície modificada para alta energia através de processos químicos: queima, ataque ácido, radiação ultravioleta, entre outros. A mudança química da superfície intensifica a sua polaridade, aumentando o molhamento com a maioria dos líquidos.

Os metais normalmente apresentam contaminações superficiais, tais como filme de óxidos, vapor de água, gás carbônico, gases da atmosfera, traços de óleo ou graxa, que podem tornar a interface adesivo/metal instável, com baixa resistência. Contudo, certos tipos de óxidos da superfície do metal podem tornar a interface mais resistente.

A rugosidade superficial do metal possibilita bom contato do adesivo com o substrato, tornando a junta mais resistente.



A qualificação da junta adesiva é avaliada por ensaios mecânicos, químicos e físicos, através de métodos bem especificados pela ASTM, comitê D (Bennty, 1977) e, paralelamente, pelo modo de fratura da junta após os ensaios mecânicos, que podem ser classificados em três grandes grupos: tração, cisalhamento e "peel".

Os testes das juntas adesivas avaliam a resistência do adesivo, as técnicas de obtenção da junta, limpeza da superfície, eficiência dos tratamentos de superfície, ataque químico da superfície, aplicação e distribuição do adesivo e método de cura.

A análise da fratura da junta adesiva é um importante critério na sua qualificação. De um modo geral, a fratura da junta adesiva pode ocorrer no interior do adesivo (coesiva), acima da interface adesivo/metal, na interface adesivo/metal (interfacial), abaixo da interface adesivo/metal ou no interior do metal. No entanto, podem existir juntas com interfaces mais complexas, com presença de óxidos e revestimentos superficiais, que podem fraturar nestas interfaces (Mittal, 1984).

### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

Para realizar o estudo de adesão em juntas de aço/adesivo/aço, para fins estruturais, foram utilizadas chapas de aço de 0,95 mm de espessura, equivalente ao aço ABNT 1005, zincada com 10  $\mu\text{m}$  de espessura sobre chapa de aço, ora com espessura de 1,5 mm, ora com espessura de 2,0 mm, ambas equivalentes ao aço ABNT 1020, fosfatizadas com 3,0  $\mu\text{m}$  de espessura. As características dos aços utilizados podem ser observadas na tabela 1.

Tabela 1: Características dos Aços

Aços (mm)	Revest ( $\mu\text{m}$ )	LR MPa	Durez. HRB	Al (%)	Composição química (%.Peso)								
					C	Mn	P	S	Si	Al	B	N <sub>2</sub>	
chapa 0,95	zincado 10	315,6	42	55,4	0,04	0,15	0,011	0,010	0,010	0,030	<	0,0005	0,0030
chapa 1,5	fosfato 3,0	449,5	71	42,7	0,2	0,69	0,032	0,007	0,23	0,038	<	0,0005	0,012
chapa 2,0	fosfato 3,0	456,4	71	40,4	0,22	0,71	0,03	0,11	0,25	0,31	<	0,0005	0,007

O adesivo estrutural utilizado foi uma pasta epóxi produzida pela 3M, classificado como epóxi bicomponente 5047. A espessura do filme adesivo foi de 0,1 mm, curado a 170° C por 40 minutos. Segundo o fabricante, este adesivo é recomendado para aplicação sobre alumínio ou aço, lubrificadas ou não. As propriedades físicas deste adesivo podem ser observada na tabela 2.

Tabela 2: Propriedades Físicas do Adesivo

	Part A	Part B	Mistura
Cor	âmbar	preto	preto
% Sólido	100 %	100%	100 %
Densidade (temp.amb)	1105kg/m <sup>3</sup>	885kg/m <sup>3</sup>	-
Viscosida. (temp.amb)	45.000cps	180.000cps	-

A caracterização das superfícies dos dois aços e do epóxi foi feita por espectroscopia de fotoelétrons excitados por raios-X (XPS). XPS é a mais versátil técnica de análise de superfícies, fornecendo informações sobre a composição e o ambiente químico de uma profundidade de 0,5 a 3 nm da superfície de um material, detectando todos os elementos exceto H e He (Leadley et al, 1996). Em XPS, a identificação dos elementos presentes na



superfície é feita diretamente pela determinação das energias de ligação dos picos dos fotoelétrons nos espectros ( $E_L = h\nu - E_C$ , onde  $E_L$  e  $E_C$  são as energias de ligação e cinética, respectivamente, e  $h\nu$  é a energia dos fótons incidentes). A intensidade (área integrada do pico fotoelétrico) é proporcional ao número de átomos no volume detectado, permitindo obter a composição da superfície.

Foi empregado o espectromicroscópio de superfícies (Kratos XSAM HS). Como fonte excitadora foi utilizada a radiação  $K\alpha$  de magnésio ( $h\nu = 1253,6$  eV), com potência de 225 W (voltagem de 15 kV e emissão de 15 mA). As análises foram feitas em ambiente de ultra-alto vácuo (pressão da ordem  $5 \times 10^{-9}$  Torr). A aquisição e o tratamento dos dados foram feitos por *softwares* instalados na *workstation* SUN 5 acoplada ao equipamento. Um pico fotoelétrico consiste geralmente de um envelope com vários componentes, e o ajuste foi feito com funções gaussianas e/ou lorentzianas usando rotinas de mínimos quadrados. As energias de ligação foram calibradas tomando-se como referência o valor 284,8 eV para o pico C 1s de carbono adventício (C-C, C-H).

O esquema e a dimensão dos corpos de prova das uniões de aço/adesivo/aço podem ser observados na figura 1, de acordo com a norma ASTM D 1002.

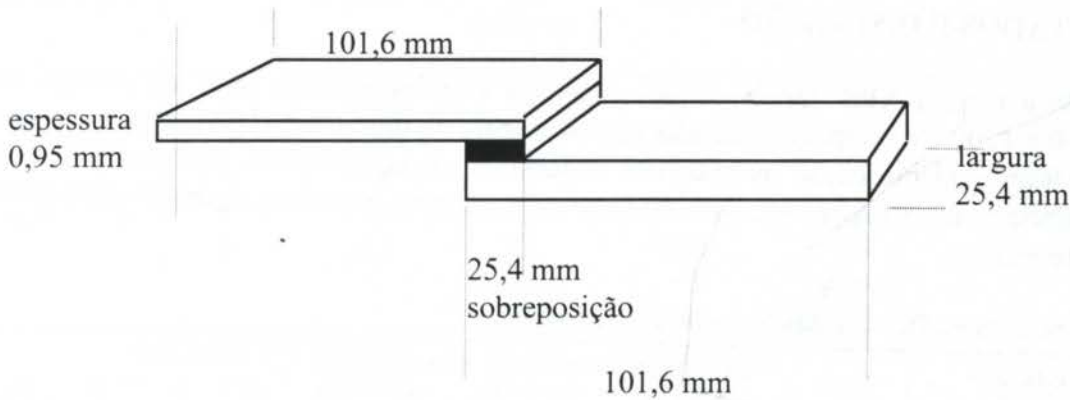


Figura 1: Esquema e dimensão dos corpos de prova.

Os parâmetros estudados foram:

1. Influência da espessura da chapa inferior da junta aço/adesivo/aço: 1,5 mm e 2,0 mm.
2. Influência da limpeza superficial das chapas de aço: limpas com MEC (Methyl Ethyl Ketone) e oleadas (como recebidas).
3. Influência do tempo de espera para execução do teste de cisalhamento na junta aço/adesivo/aço: 96 horas e 24 horas.

A influência dos parâmetros acima mencionados foi baseada nos testes de cisalhamento, realizados em uma máquina servo-hidráulica MTS, modelo 812, com capacidade de 10 toneladas. A figura 2 mostra um esquema da curva característica da carga em função do deslocamento do pistão da máquina obtido no teste de cisalhamento para uniões de chapa<sub>0,95</sub>zincada/epóxi/ chapa<sub>1,5</sub>fosfatizada, limpas com MEC, testada após 24 horas.

Tendo em vista que o comportamento de todas as uniões metal/adesivo analisadas neste trabalho, foi igual ao mostrado na figura 2, o critério utilizado para a caracterização da resistência ao cisalhamento foi o seguinte: a) resistência ao escoamento ( $\tau_e$ ), obtida pela razão da carga de escoamento ( $P_e$ ) pela área inicial da união; -b) limite de resistência ao cisalhamento ( $\tau_c$ ), obtido pela razão entre a carga máxima ( $P_{máx.}$ ) e área inicial da união.

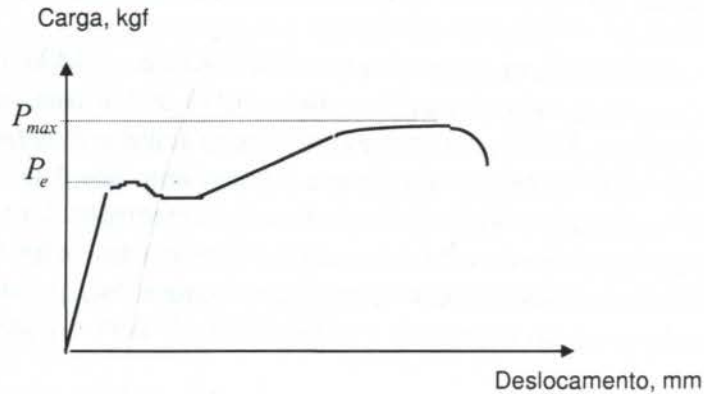


Figura 2: Curva carga-deslocamento típica obtida nos ensaios de cisalhamento de uniões de chapa de aço zincada / epóxi / chapa de aço fosfatizada.

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Usando a técnica XPS, foram obtidos espectros exploratórios na faixa de energia de ligação de 0 a 1200 eV e espectros de alta resolução para as linhas fotoelétricas de interesse, que forneceram a identificação química das superfícies do aço zincado, aço fosfatizado e epóxi. A tabela 3 abaixo apresenta sucintamente os elementos presentes e suas composições (precisão de  $\pm 20\%$ ).

Tabela 3: Composição Química das Superfícies dos Materiais

Superfície dos materiais	Composição química da superfície (% atômica)											
	C	O	N	Si	Zn	Pb	Al	Cl	B	P	S	Fe
epóxi	76,8	18,0	1,5	3,7	-	-	-	-	-	-	-	-
Aço zincado	34,2	38,1	-	-	6,4	0,9	5,3	0,5	14,3	-	-	-
Aço fosfatizado	66,4	21,6	-	-	0,9	-	-	-	6,3	3,0	0,5	1,4

Como com XPS é possível analisar apenas uma profundidade equivalente a poucas camadas atômicas da superfície, não foi identificado ferro na amostra de aço zincado, pois o revestimento é mais espesso neste caso. Nas duas amostras de aço foi detectada uma quantidade significativa de boro. A quantidade de carbono residual é bem maior no aço fosfatizado do que no aço zincado, indicando uma maior interação de carbono com a superfície do aço fosfatizado. A presença de carbono na superfície dos dois aços pode ter influenciado na adesão do epóxi, pois durante a cura do adesivo, houve energia suficiente no sistema que propiciasse o surgimento de ligações primárias entre os átomos de carbono do epóxi com o carbono da superfície dos dois aços. Na amostra de epóxi foi identificado apenas um composto inorgânico,  $\text{SiO}_2$ .

Os resultados obtidos dos ensaios de cisalhamento das uniões de aço zincado/epóxi/aço fosfatizado, mediante variações dos parâmetros: espessura da chapa inferior, limpeza superficial das chapas e tempo de espera para realização do ensaio de cisalhamento, podem ser observados na tabela 4. Observa-se que os níveis da resistência ao escoamento e do limite



de resistência ao cisalhamento apresentaram um desvio padrão bastante baixo, menor que 5%, indicando homogeneidade dos resultados obtidos.

Tabela 4: Resultados dos Ensaios de Cisalhamento

Parâmetros analisados	corpo de prova	Pe* (kgf)	$\tau_e$ ** (MPa)	P <sub>máx.</sub> *** (kgf)	$\tau_c$ **** (MPa)	Fratura
C0,95zincada/epóxi /C1,5fosfatizada Limpeza MEC Teste após 96 h	1	565	8,6	630	9,6	coesiva
	2	540	8,2	675	10,3	coesiva
	3	590	9,0	710	10,8	coesiva
	4	605	9,2	690	10,5	coesiva
	5	530	8,1	690	10,5	coesiva
	6	600	9,1	715	10,9	coesiva
			Média 8,7 DesPad. 0,5		Média 10,4 DesPad. 0,5	
C0,95 zincada/epóxi/ C1,5 fosfatizada Limpeza Mec Teste após 24 h	1	520	7,9	595	9,0	coesiva
	2	560	8,5	640	9,7	coesiva
	3	510	7,6	620	9,4	coesiva
	4	525	8,0	630	9,6	coesiva
	5	510	7,8	620	9,4	coesiva
			Média 8,0 DesPad. 0,3		Média 9,4 DesPad. 0,3	
C0,95 zincada/epóxi /C2,0 fosfatizada Limpeza MEC Teste após 24 h	1	540	8,2	650	9,9	coesiva
	2	530	8,1	600	9,1	coesiva
	3	620	7,9	650	9,9	coesiva
	4	515	7,8	650	9,9	coesiva
	5	515	7,8	650	9,9	coesiva
			Média 8,0 DesPad. 0,2		Média 9,7 DesPad. 0,4	
C0,95 zincada/epóxi /C2,0 fosfatizada Oleada Teste após 24 h	1	555	8,4	645	9,8	coesiva
	2	500	7,6	635	9,7	coesiva
	3	525	8,0	640	9,7	coesiva
	4	550	8,4	645	9,8	coesiva
	5	540	8,2	645	9,8	coesiva
			Média 8,1 DesPad. 0,3		Média 9,8 DesPad. 0,1	

\* - carga de escoamento; \*\* - resistência ao escoamento; \*\*\* - carga máxima e \*\*\*\* - limite de resistência ao cisalhamento. As cargas de escoamento e máxima estão definidas na figura 2.

De acordo com a figura 2 e os resultados apresentados na tabela 4, observou-se que todas as uniões analisadas neste trabalho apresentaram um comportamento uniforme, ou seja, uma região elástica seguida por uma região plástica. O adesivo epóxi bicomponente, pode ser considerado um material dúctil e resistente, pois apresentou amplo intervalo de escoamento e altas cargas de cisalhamento correspondentes. A ductilidade deste adesivo é uma propriedade importante pois permite ao material redistribuir tensões localizadas.

Pode-se notar, na tabela 4, que as cargas máximas de cisalhamento, de todas juntas ensaiadas, foram altas, cujo menor valor apresentado foi 595 kgf, o que indica a existência de ligações fortes entre o adesivo e as superfícies dos aços.

Para analisar a influência do tempo de espera (tempo de repouso) para execução do ensaio de cisalhamento nas juntas, comparou-se os dados das cargas máximas de cisalhamento das uniões de chapa 0,95 zincada /epóxi/chapa 1,5 fosfatizada, limpas com MEC, testadas após 24

horas, com os dados das uniões de chapa<sub>0,95</sub> zincada /epóxi/chapa<sub>1,5</sub> fosfatizada , limpas com MEC, testadas após 96 horas. Pode-se verificar que o valor médio do limite de resistência ao cisalhamento foi 10,6 % maior para as uniões testadas após 96 horas.

As menores cargas para as uniões testadas após 24 horas, parecem indicar que a condição de cura usada (40 minutos na estufa a 170° C) não foi suficiente para que as amostras estivessem 100% curadas. Desta forma, o tempo de repouso maior (96 horas) permitiu um maior nível de cura, resultando em níveis mais elevados de resistência ao cisalhamento.

Para entender a influência da espessura da chapa inferior na junta em estudo, mediante os resultados das cargas máximas de cisalhamento e respectiva tensão, comparou-se os resultados das uniões de chapa<sub>0,95</sub> zincada /epóxi/chapa<sub>1,5</sub> fosfatizada com os resultados as chapa<sub>0,95</sub> zincada/epóxi/chapa<sub>2,0</sub> fosfatizada . Os resultados da tabela 4 mostram que as juntas obtidas com chapa de 1,5 mm apresentaram valor médio do limite de resistência ao cisalhamento 3,1 % menor do que as juntas com chapa de 2,0 m.

Segundo a literatura (Gagle, 1982), quanto menor a espessura das chapas menor deve ser o limite de resistência ao cisalhamento da união metal/adesivo/metal. É importante ressaltar que as informações na literatura são baseadas em união de chapas de mesma espessura na junta, enquanto que neste trabalho variou-se apenas a espessura da chapa inferior da junta, resultando em uma variação pequena nas cargas de cisalhamento.

A influência da limpeza superficial das chapas foi estudada mediante os resultados dos testes de cisalhamento para juntas de chapa<sub>0,95</sub> zincada/epóxi/chapa<sub>2,0</sub> fosfatizada. O valor médio do limite de resistência ao cisalhamento para juntas limpas com MEC foi de 1,3 % menor do que para as juntas oleadas, sendo essa variação desprezível. Este resultado foi surpreendente, pois Gagle, 1982, afirma que as contaminações superficiais dos metais, tais como filme de óxidos, vapor de água, gás carbônico, traços de óleo ou graxa podem tornar a interface adesivo/metal instável, com baixa resistência.

O fato dos níveis de resistência ao cisalhamento terem sido muito próximos para as uniões oleadas e limpas com MEC se deve às características do adesivo que possui na sua estrutura molecular radicais compatíveis com as moléculas de óleo da superfície dos aços, sendo capaz de absorver uma certa quantidade de óleo e ancorar no interior sem prejudicar sua coesão interna

A forma da fratura de todas uniões analisadas neste trabalho foi coesiva, indicando boa adesão entre a superfície dos aços e o epóxi. Provavelmente, durante a cura do adesivo a 170° C por 40 minutos, a energia foi suficiente para estabelecer ligações primárias (covalentes) entre os átomos da superfície dos aços e os átomos da superfície do epóxi.

## 5. CONCLUSÕES

Para as uniões e condições analisadas neste trabalho, pode-se concluir o seguinte:

- Na condição de cura utilizada, o tempo de espera de 96 horas para a realização do ensaio de cisalhamento levou a níveis mais elevados de resistência ao cisalhamento;
- A espessura da chapa inferior não teve influência nos níveis de resistência ao cisalhamento das juntas adesivas;
- Para o adesivo utilizado, a condição de limpeza das superfícies dos aços não influenciou significativamente os níveis de resistência ao cisalhamento.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Gagle, C.V., "*Handbook of Adhesive Bonding*", McGraw-Hill, USA, 1982.



Wake, W.C., "*Adhesion and the Formulation of Adhesives* ", Applied Science Publishers LTDA, Second Edition, 1982.

Anderson, G.P., Bennett, S.J., DeVries, K.L., "*Analysis and Testing of Adhesive Bonds* ", Academic Press, USA, 1977.

Mittal, K.L., "Part VI. Fracture Aspects", *Adhesive Joints* , Plenum Press, New York, 1984.

Leadley, S.R., Watts, J.F., "The Use of XPS to Investigate Acid-Base Interactions Related to Adhesion" *International Conference on Polymer-Solid Interfaces 2: From Model to Real Systems*, Namur, Belgium, Aug. 12-16 1996.



PAPER CODE: COB561

**AVALIAÇÃO DA ESTABILIDADE TÉRMICA DE PC, PBT E DA  
BLENDAS PC/PBT PARA FINS DE RECICLAGEM / THERMAL STABILITY  
EVALUATION OF PC, PBT AND PC/PBT BLEND FOR RECYCLING PORPOSE.**

Elisabete Maria Saraiva Sanchez\*, Joceli Maria Giacomini Angelini\*, Caio Glauco Sanchez\*\* & Fernando Luis Pacheco De Resende\*\*

\*CPqD - TELEBRÁS

CEP 13083-970 - Caixa Postal 6088 - Campinas - Brasil - e-mail: sanchez@cpqd.br

\*\*DETF - FEM - UNICAMP

CEP 13081-970 - Caixa Postal 6122 - Campinas - Brasil - e-mail: caio@fem.unicamp.br

**Abstract**

The aim of this paper is to show the studies that have been made with engineering thermoplastics and blends in order to see the thermal stability to commercial recycling process. These is important today because there is a increasing in the application of different concentration of reutilized material by the processing industry; so, the evaluation of the degradation degree and how this affect the end product's properties must be made. For this purpose, the following materials and techniques were utilized: polycarbonate (PC), polybutylene terephthalate (PBT) and it's blend (PC/PBT); melt flow index, dilute solution viscosity, and thermogravimetric analysis.

**Keywords**

Reciclagem, termoplástico, degradação térmica, índice de fluidez, estabilidade térmica, termogravimetria. Recycling, thermoplastics, thermal degradation, melt flow index, thermal stability, thermogravimetric analysis.

**1. INTRODUÇÃO**

A utilização de materiais termoplásticos para aplicações em engenharia tem crescido muito nos últimos anos em função das excelentes propriedades mecânicas que estes apresentam. A importância comercial dos termoplásticos se destaca pela possibilidade destes materiais fundirem quando aquecidos e solidificarem quando resfriados, significando que podem ser reciclados.

Os termoplásticos de engenharia consistem na matéria prima de importância vital para a produção de computadores, automóveis, aviões, eletrodomésticos em geral, dispositivos médicos e todo tipo de aplicação que requeira materiais resistentes e duráveis (Nutter,1993).

O reprocessamento de materiais poliméricos é uma prática comum na indústria de plásticos porque o desperdício de fragmentos de material é antieconômico, especialmente quando o polímero é caro. A reciclagem de sobras misturadas com o material virgem é realizada em muitos casos.

Apesar do crescente avanço na utilização do policarbonato e de blendas deste com outros polímeros, suas propriedades são ainda pouco exploradas para fins de reciclagem.

1941



Após quase quarenta anos depois do seu desenvolvimento inicial o policarbonato continua a ser um dos termoplásticos de engenharia cuja venda cresce 10% anualmente. Essa aceitabilidade e crescimento vem do balanço entre resistência, transparência, estabilidade térmica e dimensional, boas características elétricas e capacidade de retardante de chama. Resinas de PC virgem e misturadas foram desenvolvidas com base em uma ampla faixa de aplicação. O desenvolvimento de novas blendas de PC é outra tecnologia de contínuo interesse. As blendas de PC com ABS possuem maior ductilidade a baixas temperaturas, com PET maior resistência à abrasão e com PBT maior resistência a produtos químicos, possuindo mercado específico de aplicação.

Materiais poliméricos estão sempre sujeitos a sofrer mudanças na sua estrutura através de uma série de processos de envelhecimento que se refletem nas propriedades físicas e mecânicas. Os efeitos são extremamente importantes para polímeros de engenharia, dos quais se espera maior durabilidade numa faixa de operação, dependendo da aplicação. Os efeitos do reprocessamento na maioria das propriedades mecânicas dos polímeros, como resistência a tração, ao impacto e ductilidade, são consequência destas mudanças estruturais. Diferentes tipos de processos químicos podem causar redução na massa molecular devido a quebras na cadeia, reticulação ou ciclização.

As blendas poliméricas podem sofrer degradação durante o processamento por causa da temperatura e tensões mecânicas. As blendas mostram características de degradação diferente de polímeros homogêneos puros, pois existe a possibilidade de interação entre as diferentes espécies químicas. Essas interações podem tanto acelerar quanto retardar a degradação, porque os copolímeros formados podem se tornar agentes estabilizantes.

Nos últimos anos a reciclagem de materiais tem crescido de forma expressiva. Genericamente, as razões fundamentais apontadas para este crescimento são econômicas e/ou são resultantes da priorização do respeito à preservação do meio ambiente. Dentro da área de reciclagem de materiais, o setor de polímeros, que no Brasil vem crescendo em média 15% ao ano desde 1990, tem despertado um forte interesse, o que está impulsionando o aparecimento de diversas ações efetivas no setor, com diferentes objetivos, através de instituições, empresas, meios de comunicação, instituições acadêmicas, prefeituras e várias associações (Agnelli, 1996).

Na reciclagem de sobras de material geradas em diferentes operações de processamento, os materiais poliméricos são submetidos a altas temperaturas e tensões de cisalhamento durante o processo, podendo ocorrer diferentes reações. Essas reações podem afetar a estrutura química influenciando as propriedades do produto final. No caso de blendas de dois ou mais polímeros, os diferentes constituintes podem ser afetados pela reciclagem de diferentes maneiras, dependendo de suas estabilidades (Eguiazábal e Nazábal, 1996).

Existe portanto amplo campo para pesquisa da reciclagem e aplicação do PC e de suas blendas e portanto é fundamental a avaliação de suas propriedades. Na realidade, pode-se fazer uma avaliação paralela a estudos de degradação que já são mais explorados.

Neste trabalho, o policarbonato (PC), o poli(tereftalato de butileno) (PBT) e a blenda PC/PBT foram caracterizados por análise termogravimétrica, pelo índice de fluidez e por viscosidade em solução diluída. Estes materiais foram submetidos ao envelhecimento térmico em estufas e estas propriedades são comparadas com a dos materiais não envelhecidos. A determinação da temperatura de início de decomposição por TGA é um dado importante na determinação da faixa de aplicação destes materiais, bem como o limite para a temperatura utilizada no reprocessamento. A degradação de termoplásticos pode ser facilmente monitorada por medidas de índice de fluidez, propriedade esta que está relacionadas à massa molecular dos materiais poliméricos.



A viscosidade em solução diluída também fornece informações a respeito da caracterização molecular dos polímeros. A viscosidade depende da distribuição da massa molecular e salvo algumas restrições, correlações satisfatórias podem ser obtidas entre viscosidade em solução diluída e parâmetros moleculares como massa molecular ou comprimento de cadeia. A viscosidade em solução diluída é basicamente uma medida do tamanho ou extensão de moléculas poliméricas no espaço. Essa medida está empiricamente relacionada com a massa molecular de polímeros lineares (ASTM D-2857-95).

Ryan (1978) correlacionou resultados obtidos em medidas de índice de fluidez com a massa molecular média, obtida por medidas de cromatografia de permeação em gel (GPC), para dois tipos de policarbonato. Os resultados mostraram que o índice de fluidez é um parâmetro de caracterização altamente sensível desde que variações de 1% na massa molecular correspondeu a uma variação de 4% no seu valor.

(Shriver *et al.*, 1994).

Eguiazábal e Nazábal (1990) observaram diminuição na tensão de ruptura e na resistência ao impacto do PC em função do aumento do número de ciclos de injeção.

Yang e Germano (1987) relacionaram o aumento do índice de fluidez com a diminuição da massa molar para amostras de policarbonato envelhecidas por 48 h em estufa com circulação de ar a 120°C.

Ozawa e Kato (1991) estimaram a massa molar média do PC através de medidas de viscosidade em solução de THF.

A influência do reprocessamento por injeção nas propriedades do PC foi estudada por Eguiazábal e Nazábal (1989) através de ensaios de tração e resistência ao impacto. O tipo de reação durante o reprocessamento e a variação na massa molecular como consequência das reações também foram avaliadas. A primeira aproximação de uma provável cisão de cadeia e da processabilidade do PC após vários ciclos de injeção foi obtida a partir de dados de índice de fluidez. Os valores mostraram um aumento progressivo com o número de ciclos. Após cinco ciclos o IF foi aproximadamente 75% maior que o do material virgem. Esse aumento na fluidez de polímeros indica uma diminuição na massa molecular com consequência da degradação. O PC exposto ao calor pode reagir de acordo com dois mecanismos principais: se a degradação se dá continuamente em um sistema evacuado, há reticulação, dando um gel insolúvel. Se a degradação se dá em um ambiente aberto, é observada cisão de cadeia.

Em estudos de comportamento térmico de blendas de PC/PBT, Mishira e Venkidusamy (1995) observaram que a adição de 4% de PBT aumentou a estabilidade térmica do PC.

Passalacqua *et al.* (1976) estudaram a degradação térmica do PBT entre 240 e 280°C através de medidas de viscosidade intrínseca, grupos carboxílicos finais e perda de massa. Propuseram um mecanismo de cisão, seguido de eliminação de butadieno; obtiveram também os valores da constante cinética e energia de ativação.

Lemm (1992) realizou várias medidas de TGA, em diferentes taxas de aquecimento para avaliar o desempenho de PET e PBT, com critério de falha em percentuais de perdas de massa (5% e 3%).

Bellenger *et al.* (1995) realizaram a previsão do tempo de vida modelando o aspecto envelhecimento hidrolítico de poliésteres através de uma relação simples envolvendo massa molecular.



## 2. EXPERIMENTAL

Para o acompanhamento da degradação térmica foram utilizados os seguintes materiais, gentilmente cedidos pela GE Plásticos: PC (Lexan 940 AR e 923 AR), PBT (Valox 325) e PC/PBT (Xenoy XD 1950 N).

Estes materiais foram fornecidos na forma de corpos de prova moldados em injetora PIC - 140, com as dimensões utilizadas para ensaio de impacto (ASTM D-256), nas condições preestabelecidas pelo setor de desenvolvimento de produto de empresa fornecedora. Desta maneira, temos dois tipos de PC, aditivado UV (923 AR) e não aditivado (940 AR), um PBT e uma blenda PC/PBT. Os corpos de prova foram moídos para as medidas de índice de fluidez e viscosidade.

Todos os corpos de prova analisados foram submetidos a tratamento térmico por 2 horas. As temperaturas escolhidas foram as utilizadas pelo fabricante para secagem dos pellets antes da injeção, ou seja, 110°C.

A análise termogravimétrica foi realizada no analisador termogravimétrico Thermal Analyst 2000 - TA Instruments, à taxa de aquecimento de 5°/min, atmosfera de nitrogênio (50 ml/min), na faixa de temperatura de 100 a 800°C.

O índice de fluidez foi obtido no plastômetro DSM MI-3, segundo a norma ASTM D-1238.

A viscosidade em solução diluída foi realizada em um viscosímetro tipo Ubbelohde segundo a norma ISO 1628/5, a 25°C. Foi calculada a viscosidade relativa (tempo da amostra/tempo do solvente). O PC foi dissolvido em diclorometano e o PBT em meta cresol (foram realizadas apenas duas determinações com este solvente devido à sua alta toxicidade).

O envelhecimento térmico foi realizado em estufas com circulação de ar (Fanen), e as temperaturas escolhidas foram: 130 e 150°C para todos os termoplásticos e ainda 170°C para o PBT e para a blenda PC/PBT.

## 3. RESULTADOS

A análise termogravimétrica forneceu as curvas da figura 1 para os materiais utilizados.

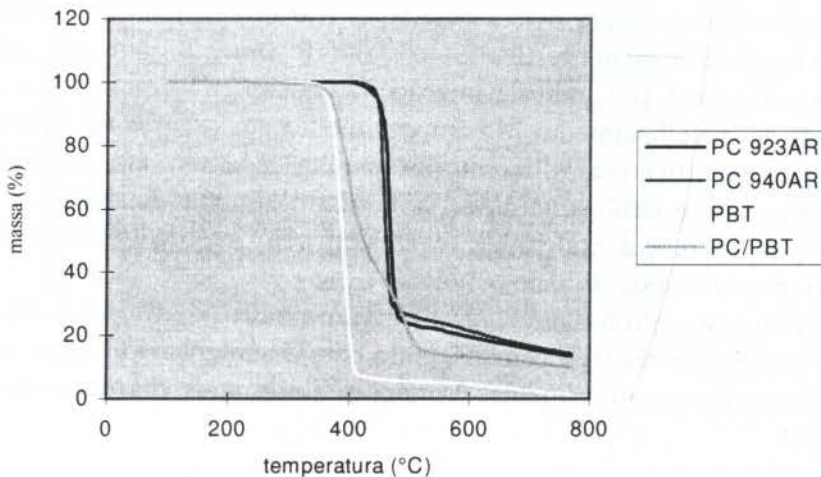


Figura 1: Curvas termogravimétricas dos termoplásticos utilizados, antes do envelhecimento térmico.

Na tabela 1 são comparadas duas temperaturas de decomposição em função das correspondentes perdas de massa (5 e 50%).

Como se pode constatar, os policarbonatos começam a se decompor a temperaturas maiores que o PBT e que a blenda PC/PBT. A blenda PC/PBT apresenta dois patamares de decomposição devido a seus dois componentes. As amostras de PC foram envelhecidas por 2 meses a 130°C e por 1 mês a 150°C. As amostras de PBT permaneceram 3 meses a 130 e 150°C e 1 mês a 170°C. As amostras de PC/PBT permaneceram 2 meses a 130 e 150 e 1 mês a 170°C.

Tabela 1: Temperaturas de decomposição correspondentes às perdas de massa de 5 e 50% nas temperaturas de envelhecimento (T0 = inicial, T1 = 130°C, T2 = 150°C e T3 = 170°C).

Amostras	Temperatura (°C)							
	5% de perda de massa				50% de perda de massa			
	T0	T1	T2	T3	T0	T1	T2	T3
PC 923AR	443	450	448	-	472	473	469	-
PC 940 AR	445	444	438	-	461	460	452	-
PBT	363	361	361	361	388	388	391	388
PC/PBT	368	368	364	364	423	416	417	414

As amostras envelhecidas de PC 923AR apresentaram temperaturas maiores que a inicial nas perdas de massa correspondentes, mesmo para amostras visivelmente amareladas e quebradiças. As amostras de PC 940AR mostraram uma queda nas temperaturas correspondentes com o aumento da temperatura de envelhecimento. O PBT sofreu uma queda da mesma ordem de grandeza na temperatura correspondente a 5% de perda de massa para todas as temperaturas de envelhecimento. Para 50% permaneceu praticamente inalterada. Os corpos de prova do PBT mostraram alteração visual apenas na temperatura de 170°C (amarelamento). Já o PC/PBT apresentou comportamento similar a 5% de perda de massa e uma diminuição de aproximadamente 9 graus a 50% para a amostra que permaneceu 1 mês a 170°C. Os corpos de prova mostraram alteração de cor a partir de 150°C.

As variações no índice de fluidez são mostradas nas figuras 2, 3, 4 e 5. Para o PC 923 AR verificou-se um aumento do índice de fluidez em função do aumento do tempo e da temperatura de envelhecimento. Para o PC 940AR, a 130°C verificou-se inicialmente uma diminuição com 48 h, provavelmente resultado do efeito de *annealing*, ou seja, um alívio nas tensões introduzidas durante o processo de injeção. De qualquer forma, com o aumento do tempo e temperatura de envelhecimento, o comportamento em relação ao índice de fluidez não mostrou alterações significativas, diferente do que era esperado, em comparação com o PC aditivado à UV, cujo estabilizante poderia conferir alguma estabilidade térmica ao material. Entretanto, as diferenças podem ser explicadas pelo fato do PC 923AR não conter pigmento, enquanto que o não estabilizado contém.

O PBT mostrou um aumento bastante significativo no índice de fluidez, característico de mecanismo de degradação por cisão de cadeias, tanto com o aumento do tempo quanto com o aumento da temperatura de envelhecimento. Variações ainda mais drásticas são observadas para a blenda PC/PBT.



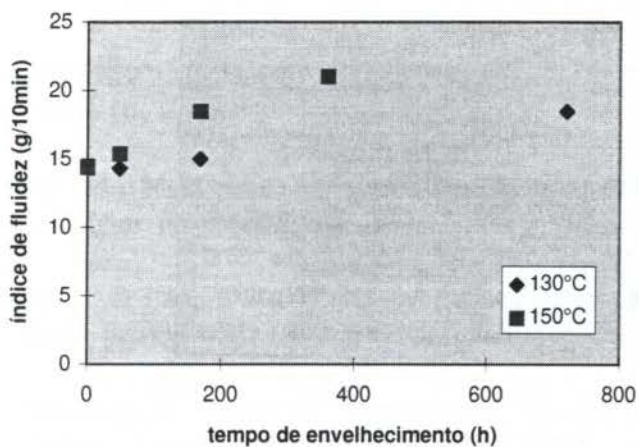


Figura 2: Índice de fluidez em função do tempo de envelhecimento para amostras de PC 923AR envelhecidas a 130 e 150°C.

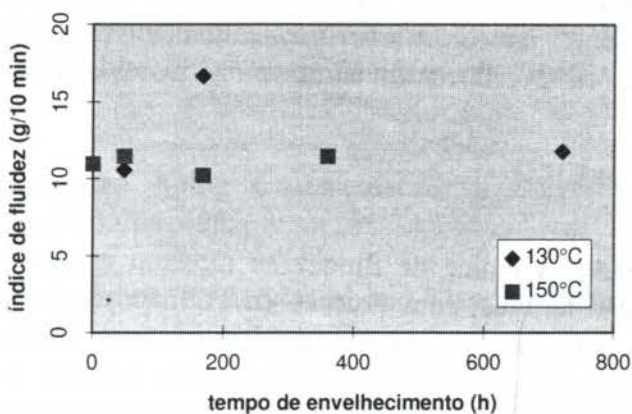


Figura 3: Índice de fluidez em função do tempo de envelhecimento para amostras de PC 940AR envelhecidas a 130 e 150°C.

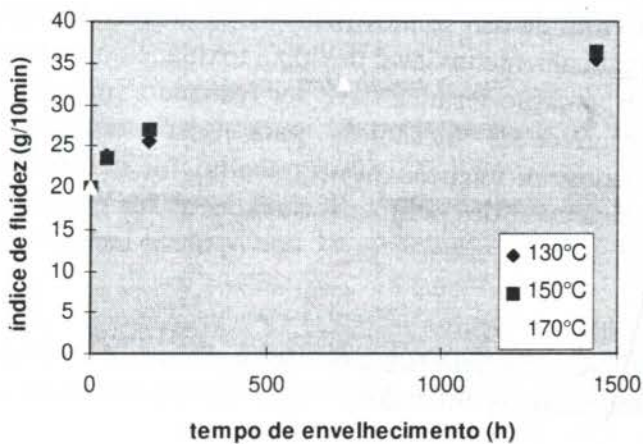


Figura 4: Índice de fluidez em função do tempo de envelhecimento para amostras de PBT envelhecidas a 130, 150 e 170°C.

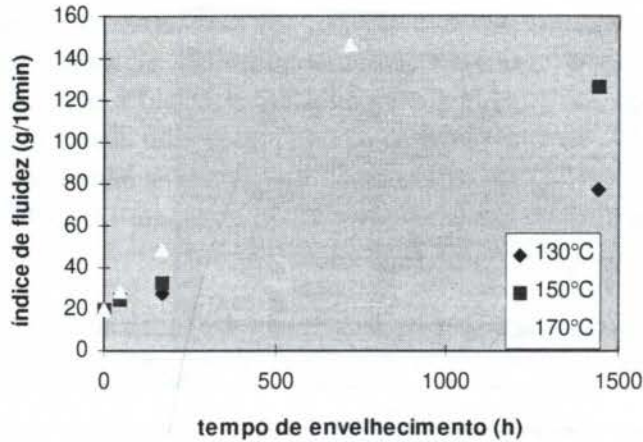


Figura 5: Índice de fluidez em função do tempo de envelhecimento para amostras de PC/PBT envelhecidas a 130, 150 e 170°C.

Os resultados obtidos para a viscosidade relativa (tempo de escoamento da amostra/tempo de escoamento do solvente) não mostraram variações dentro do limite de erro das medidas, embora Cheng e Paul (1992) relatem um aumento na viscosidade de PC envelhecido a 135°C.

#### 4. CONCLUSÕES

Dentre as técnicas utilizadas o índice de fluidez se mostrou a mais sensível para o acompanhamento da degradação térmica, com exceção do PC não aditivado que apesar de visualmente degradado não mostrou variações significativas em tempos maiores na temperatura de 150°C. Para os outros materiais esta técnica se mostrou bastante sensível podendo ser usada para o acompanhamento da degradação no processo de reciclagem.

Na análise termogravimétrica, as variações mais sensíveis foram observadas no início da degradação, porém essa variação não se mostrou tão significativa como o índice de fluidez.

Comparando-se os materiais utilizados, verifica-se por análise termogravimétrica a seguinte ordem de estabilidade térmica em atmosfera de nitrogênio: PC > PBT > PC/PBT.

A viscosidade em solução diluída não se mostrou sensível dentro dos erros da medida e no caso do PBT e PC/PBT é praticamente inviável devido a toxicidade do meta cresol.

O acompanhamento da degradação térmica deve ser realizado em conjunto com outras técnicas relacionadas às propriedades mecânicas para uma completa avaliação dos termoplásticos a serem reciclados. A intenção neste trabalho foi de avaliar duas técnicas simples relacionadas à massa molecular dos polímeros e avaliar as suas estabilidades térmicas.

#### 5. AGRADECIMENTOS

Ao CNPq pelas bolsas de iniciação científica e de recém doutor.  
À GE Plásticos pelos termoplásticos utilizados.



## REFERÊNCIAS

- Agnelli, J.A.M., Reciclagem de Polímeros: Situação Brasileira, *Polímeros: Ciência e Tecnologia*, out/dez, pp.9-18, 1996.
- Bellenger, V., Ganem, M., Mortaigne, & Verdu, J., Lifetime Prediction in the Hydrolytic Ageing of Polyesters, *Polym. Deg. Stab.*, vol.49, pp.91-97, 1995.
- Cheng, T.W., Keskula, H. & Paul, D.R., Thermal Aging of Impact-Modified Polycarbonate, *J. Appl. Polym. Sci.*, vol.45, pp.431-551, 1992.
- Eguiazábal, J.I. & Nazábal, J., Effect of Reprocessing on the Properties of Bisphenol-A Polycarbonate, *Eur. Polym. J.*, vol.25, pp.891-893, 1989.
- Eguiazábal, J.I. & Nazábal, J., Reprocessing Polycarbonate/Acrylonitrile-Butadiene-Styrene Blends: Influence on Physical Properties, *Polym. Eng. Sci.*, vol.30, pp.527-531, 1990.
- Eguiazábal, J.I. & Nazábal, J., Influence of Reprocessing on the Mechanical Properties of Comercial Polymers, *Handbook of Advanced Materials Testing*, Marcel Dekker, Inc., New York, 1995.
- Lemm, A.W., Accelerated Aging Characteristics of Polyesters in Different Environs, *Proceedings IEEE*, pp.700-706, 1992.
- Mishra, S.P. & Venkidusamy, P., Structural and Thermal Behavior of PC/PBT Blends, *J. Appl. Polym. Sci.*, vol.58, pp.2229-2234, 1995.
- Nutter, D., Developing a Business Structure for Recycling, *Proceedings IEEE*, pp.203-206, 1993.
- Ozawa, T. & Kato, T., A Simple Method for Estimating Activation Energy from Derivative Thermoanalytical Curves and its Application to Thermal Shrinkage of Polycarbonate, *J. Thermal Anal.*, vol.37, pp.1299-1307, 1991.
- Passalacqua, V., Pilati, F., Zamboni, V., Fortunato, B. & Manaresi, P., Thermal Degradation of Poly(butylene terephthalate), *Polymer*, vol.17, pp.1044-1048, 1976.
- Ryan, J.T., Impact and Yield Properties of Polycarbonate as a Function of Strain Rate, Molecular Weight, Thermal History, and Temperature, *Polym. Eng. Sci.*, vol.18, pp.264-267, 1978.
- Shriver, M.E., Beiter, K.A. & Ishii, K., Performance Characterization of Recycled Thermoplastics for Material Life-Cycle Analysis, *Antec '94*, pp.2910-2915, 1994.
- Yang, P.C. & Germano, D.J., The Yielding and Stress Relaxation of Aged and Non-Aged Polycarbonate Under Uniaxial Tension, *ANTEC '87*, pp.552-555, 1987.



PAPER CODE: COB384

**DESENVOLVIMENTO DE UM PROCESSO PARA FABRICAÇÃO DE  
PEÇAS EM MATERIAL COMPOSTO PARA APLICAÇÕES  
AUTOMOBILÍSTICAS / DEVELOPMENT OF A MANUFACTURING PROCESS  
TO PARTS IN COMPOSITE MATERIAL FOR AUTOMOTIVE APPLICATIONS**

ARAUJO, GERALDO ACCETTURI DE

*Departamento de Engenharia Mecânica - EPUSP - Cidade Universitária - São Paulo - SP  
Mercedes-Benz do Brasil S.A. - GPP  
E-mail: gaaraujo@usp.br*

FERREIRA, MARCELO PRIOR & MERLOTTE, CLAUDEMIR & UEDA, MARCOS  
CESAR SUSSUMU UEDA & XAVIER, MARCELO

*Mercedes-Benz do Brasil S.A. - GPP  
Av. Alfred Jurzykowski, 562 - Vila Paulicéia - CEP 09880-900 - São Bernardo do Campo/SP  
E-mail: ppl01@mercedes-benz.com.br*

**Abstract**

This work presents the development of a new composite part production process for the automotive industry and describes its impact on the current industry demands, such as: market globalization, shorter project and production times, lower production costs, higher production variability (smaller batches, according to customer demands) and the need for a faster product line exchange with higher quality levels. Facing this new reality, the T.R.V. (Vacuum Resin Transfer) process, a new technology which concerns resin impregnation under vacuum, will be stated as a composite part production process. The T.R.V. process is patent pending at INPI - The Brazilian Institute for Industrial Property - and is the result of the engineers and technicians experiences, who used scientific principles for this development at an important automotive industry in Brazil.

**Keywords**

*Composites, automotive manufacturing process, materiais compostos, processos de fabricação*

**1. INTRODUÇÃO**

A utilização de materiais denominados *composites* ou compostos nasceu da necessidade de redução de peso, aumento da vida útil com relação à corrosão superficial, atendimento a prazos de fabricação de ferramental e a redução do tempo de desenvolvimento de novos produtos em diversas áreas da engenharia. Particularmente o mercado altamente competitivo na indústria automobilística, cada vez mais globalizado, tem motivado os fabricantes a fazer o desenvolvimento de novos materiais, processos e conceitos de produto. A substituição dos materiais tradicionais de muitas peças e de seus respectivos processos de fabricação por essa classe mais moderna de materiais depende de análises técnico-econômicas em relação às mesmas peças feitas em chapas ou perfis de aço e alumínio, particularmente nas indústrias aeronáutica e automobilística.

1949



Neste trabalho pretende-se mostrar o desenvolvimento de um processo alternativo para a manufatura de peças de material composto aplicadas em painéis internos e externos de ônibus e caminhões o qual nasceu, inicialmente, na indústria, através da experiência de engenheiros e técnicos, e tem continuado pelo trabalho conjunto entre essa indústria e várias universidades e institutos de pesquisa.

## 2. OS COMPOSITOS E SEUS PROCESSOS DE FABRICAÇÃO

*Composites* são materiais com dois ou mais componentes (reforços em forma de fibras, tecidos, fios ou partículas embebidas na matriz), que combinados apresentam características mecânicas, por exemplo, superiores às suas partes componentes individuais.

As idéias que conduziram e reforçam a utilização desses materiais partem da própria natureza, apesar de muitos *composites* terem atualmente um desenvolvimento ligado à alta tecnologia. Encontram-se *composites* em muitas formas de organismos vivos como na micro estrutura da madeira ou na biocerâmica das conchas dos moluscos.

As fibras e a matriz dos *composites* podem ser combinados através de diversas formas de processos de fabricação dentre os quais a escolha depende do desejo do alinhamento das fibras, o número de peças a serem produzidas, o tamanho e a complexidade das peças. O grande desenvolvimento dos materiais compostos ocorreu na indústria aeroespacial, porém hoje eles têm aplicação em diversos segmentos da indústria como a automobilística, a biomédica e a de materiais esportivos. Em função da redução de peso, rigidez, alta resistência à tração, os materiais compostos estão sendo aplicados também em reparos e na manutenção de estruturas civis, como por exemplo na substituição de vigas de pontes e revestimentos de colunas de concreto.

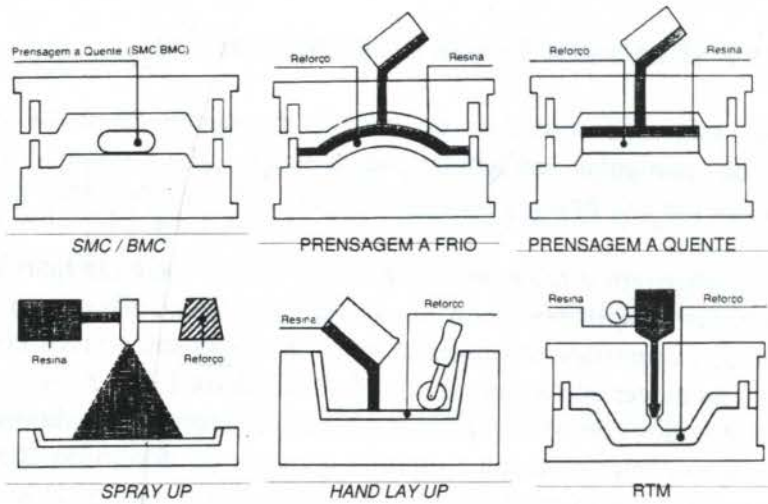
Particularmente interessa a este trabalho os materiais compostos com resinas termofixas e termoplásticas, utilizando como reforço a fibra de vidro, a fibra de carbono, a fibra cerâmica, entre outras. Muito utilizado na indústria automobilística, por exemplo, é o composto poliéster / fibra de vidro, pelo seu baixo custo e facilidade de manufatura. Resinas como o epoxi, mais nobres, e fibras como as de carbono ou o *kevlar*, são de utilização mais limitada nessa indústria devido, principalmente, ao seu custo elevado.

A figura 1 apresenta esquemas simplificados de seis processos mais conhecidos para a confecção de peças com materiais compostos, particularmente poliéster/fibra de vidro. São eles: o SMC/BMC (*Sheet Moulding Compound / Bulk Moulding Compound*), a prensagem a frio, a prensagem a quente, o *Spray-Up*, o *Hand-Lay-Up* e o RTM (*Resin Transfer Moulding*). Estes processos possuem vantagens e desvantagens em sua utilização, e o seu emprego nas indústrias dependem desta combinação, como exemplificado na tabela 1.

Além dos seis processos mais conhecidos destacados na Figura 1, no setor aeroespacial, bem como em outras áreas afins onde os requisitos de segurança e qualidade estrutural são maiores, o processo mais utilizado para confecção de peças se denomina *Vacuum Bagging* ou Pre-preg. Este processo se caracteriza pela utilização de vácuo e de um complexo equipamento de cura denominado **Autoclave** que mantém as condições de pressão de compactação, temperatura e vácuo de maneira a garantir peças moldadas de excepcionais características estruturais (homogêneas, isentos de inclusões, bolhas ou microbolhas de ar).

## 3. HISTÓRICO DA APLICAÇÃO DE MATERIAIS COMPOSTOS NA INDÚSTRIA AUTOMOBILÍSTICA MUNDIAL

A aplicação de *composites* na indústria automobilística mundial teve início nos Estados Unidos em meados da década de 50, quando então, foram utilizados na confecção de moldes, que eram utilizados na conformação de chapas de aço, para produção de painéis de revestimento (*body panels*)<sup>1</sup>.



**Figura 1** - Alguns processos de fabricação de peças em material composto

**Tabela 1** - Tabela comparativa entre os processos de fabricação de materiais compostos usuais na indústria automobilística

PROCESSO	VANTAGENS	DESVANTAGENS	UTILIZAÇÃO
<i>hand lay up</i>	baixo investimento de ferramental e equipamento	baixa produtividade, acabamento unilateral, espessura variável	Peças não seriadas ou de baixa produção
<i>spray up</i>	medio investimento maior velocidade de cobertura	contaminação ambiental, acabamento unilateral	Peças seriadas de baixa responsabilidade estrutural
prensagem	acabamento bilateral, espessura constante	maior investimento em ferramental e porosidade	Peças seriadas de acabamento externo bilateral
RTM	maior velocidade na impregnação acabamento bilateral	maior investimento em ferramental e porosidade	Peças seriadas de acabamento bilateral

Como composição de peças, estes materiais foram primeiramente utilizados em 1969 pela indústria montadora *Chrysler* norte-americana. Em 1984 a *General Motors Co.* produziu o primeiro veículo no qual 100% dos painéis de revestimento eram feitos de *composites*<sup>1</sup>.

Porém, a primeira aplicação automotiva com alto volume de produção deu-se apenas em 1988 para a produção de eixos cardã, destinados a uma classe de picapes então produzidas pela *General Motors*<sup>2</sup>.

Desde então, novas resinas, novos materiais estruturais e novos processos para confecção de peças foram desenvolvidos, aumentando a gama de utilização dos materiais compostos no setor automobilístico.



Atualmente os *composites* são utilizados nas aplicações mais diversas, como por exemplo: coletores de admissão para motores, molas e outros componentes de suspensão, painéis de revestimento, eixos cardã, etc..

#### 4. O PROCESSO T. R. V. (Transferência de Resina a Vácuo)

##### 4.1 Descrição

O processo denominado T. R. V. ou Transferência de Resina a Vácuo, foi desenvolvido internamente a uma grande montadora de veículos de carga (caminhões e ônibus) pelos motivos expostos<sup>5</sup>. Embora a resina epoxi tenha sido a primeira a ser utilizada, o processo tem sido alterado no sentido de aceitar o trabalho com o poliéster e todas as implicações que disso possa vir. O processo possui pedido de patente depositado no INPI - Instituto Nacional de Propriedade Industrial sob. nº 9402874-5, de 20 de julho de 1994.

O processo pode ser explicado simplificadaamente pela colocação de reforços estruturais em um molde com a forma externa da peça, podendo ser estes reforços mantas de fibra de vidro contínuas ou picotadas, carbono, *kevlar*, juta, espuma de PVC, poliuretano, tecidos de arame, insertos metálicos, lâminas de aço ou alumínio, etc.. Após essa preparação, fecha-se o molde e inicia-se a geração de vácuo para extração de todos os gases do interior do mesmo para onde será transferida a resina previamente aquecida e misturada a um endurecedor (tudo sob vácuo) que fará a impregnação dos reforços estruturais e o enchimento do molde.

Conceitualmente o desenvolvimento está fundamentado no projeto de uma ferramenta (molde) com características de uma **autoclave** (temperatura, pressão de compactação e vácuo) e o mais relevante é que, através de um sistema de vedação prático e simples, é possível a confecção de peças em resina com reforços estruturais de baixa relação custo/peso em relação a outros processos de transformação. A impregnação pode ser realizada com diferentes tipos de resina, como por exemplo a resina epoxi e a resina poliéster.

As diferenças fundamentais entre o processo T.R.V. e os processos similares ao *Vacuum Bagging* é a forma como se dá a impregnação da manta de fibras com resina e a colocação da peça numa condição de vácuo elevado. No T.R.V. a impregnação é feita totalmente através do vácuo, enquanto no *Vacuum Bagging* o vácuo é aplicado posteriormente à disposição (*lay-up* ou *spray-up*) do material resina + fibra.

##### 4.2 Seqüência de Operações

O fluxograma do processo<sup>5</sup> é mostrado na figura 2 e compõe-se do seguinte conjunto de etapas, as quais podem ser realizadas por um ou mais homens dependendo do tamanho da peça e do nível de automação adotada na mistura e dosagem da resina, e disposição dos equipamentos auxiliares:

- a. Aquecimento do molde para uma determinada faixa de temperatura;
- b. Limpeza e enceramento do molde e contramolde, com eventual aplicação de agente desmoldante;
- c. Corte e colocação de mantas de fibra no interior do molde;
- d. Preparação de resina em um equipamento misturador a vácuo mediante mistura contínua da resina liquefeita para eliminação de bolhas de ar;
- e. Aquecimento da resina à temperatura de 45°C;

- f. Fechamento do molde e contramolde e subsequente selagem (vedação) da fenda intersticial entre eles);
- g. Aplicação de vácuo na cavidade do molde e contramolde;
- h. Transferência sob vácuo da resina à cavidade do molde e contramolde durante o intervalo de tempo necessário para a impregnação total da manta de fibras com a resina (figura 3);
- i. Interrupção do vácuo e da transferência de resina;
- j. Manutenção do aquecimento do molde e contramolde e uma determinada faixa de temperatura durante o tempo necessário à cura da peça sendo moldada;
- k. Remoção da selagem entre molde e contramolde, abertura e extração da peça moldada;
- l. Remoção de canais de resina e eventuais rebarbas remanescentes.

Observação: Para os itens (a, d, e, j) considerar somente o caso da resina epoxi.

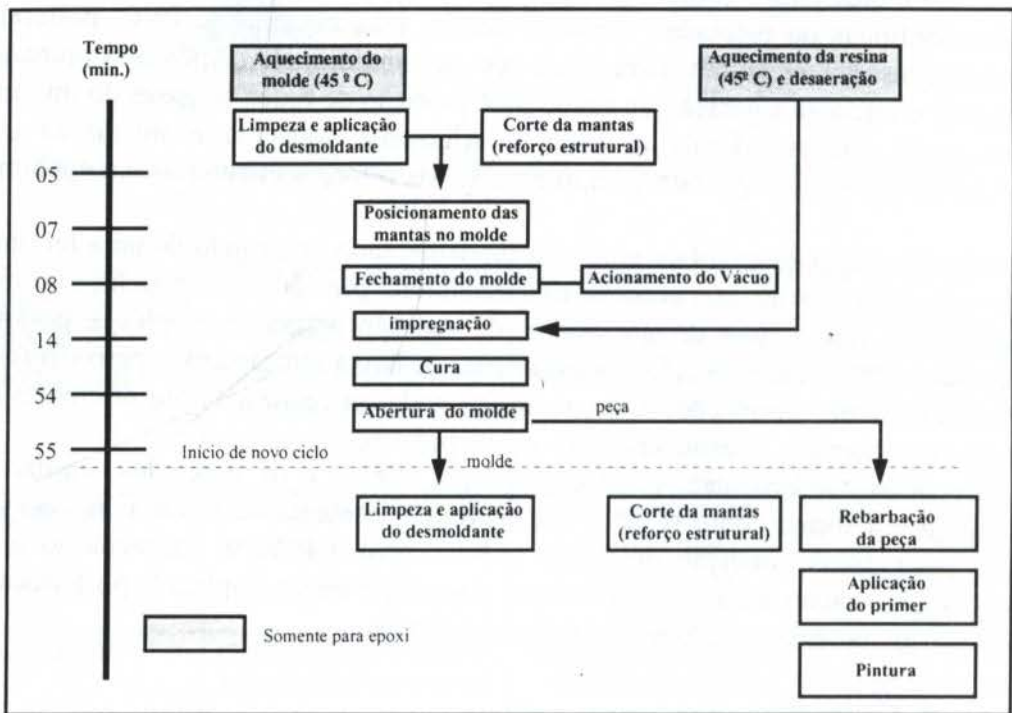


Figura 2 - Fluxograma do Processo T.R.V. para resinas epoxi e poliéster

### 4.3 Principais vantagens do T.R.V.

Comparado a outros processos, o T. R. V. possui as seguintes vantagens:

- baixo custo de ferramental (também feito em resina) e com rápida confecção;
- menor custo por peça;
- bom acabamento superficial em ambos os lados da peça;
- baixa contração da peça;
- baixa geração de resíduos e refugos;
- possibilidade de retrabalho na peça pronta;
- possibilidade de flexibilização do composto plástico pela alteração de características da resina e do reforço;



- baixo custo operacional;
- peça com maior teor de fibras;
- não poluente;
- maior resistência mecânica das peças (conforme a fibra adicionada);

#### 4.4 Resinas mais utilizadas no processo T.R.V.

O processo T.R.V. a princípio permite impregnações de fibras estruturais com os mais diferentes tipos de resinas termofixas conhecidas. As principais limitações são definidas pela viscosidade da resina+endurecedor, temperatura da reação de cura (exotérmicas), tempo de gel. Atualmente as resinas mais utilizadas em escala industrial são as resinas epoxi e poliéster.

A tabela 2 apresenta resultados de um ensaios comparativo entre os dois tipos de materiais.

Tabela 2: Comparativo entre resina epoxi Ciba LMBR 208 x poliéster Hoechst GR 72

	EPOXI	POLIÉSTER
% de Fibra de vidro em massa	34	30
Resistência a ruptura (N/mm <sup>2</sup> )	100	82
Alongamento na ruptura %	0,9	1,1
Impacto (KJ/m <sup>2</sup> )	37	59
Resistência a flexão (N/mm <sup>2</sup> )	186	167
Módulo de Elasticidade (N/mm <sup>2</sup> )	12216	9809

Torna-se importante observar que não somente as características mecânicas da resina e da fibra definem as propriedades mecânicas do material composto. Outros parâmetros como a molhabilidade da resina, ângulo de contato, agentes de acoplamento, orientação das fibras, distribuição das fibras na secção transversal, temperatura/tempo de cura (importantes para a polimerização adequada da resina), presença de bolhas de vapores ou ar entre outras determinam as propriedades físicas do *composite*.

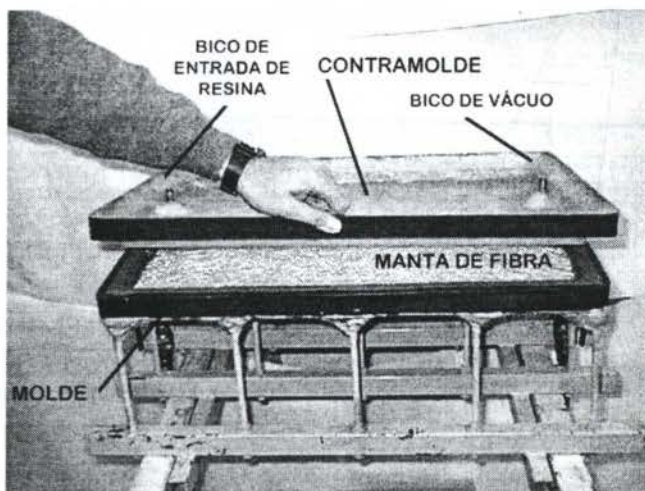


Figura 3 - Molde e Contramolde para o Processo T. R. V.

As figuras 3 e 4 ilustram instalações laboratoriais para o processo, com indicações dos diversos componentes e equipamentos para o processo.

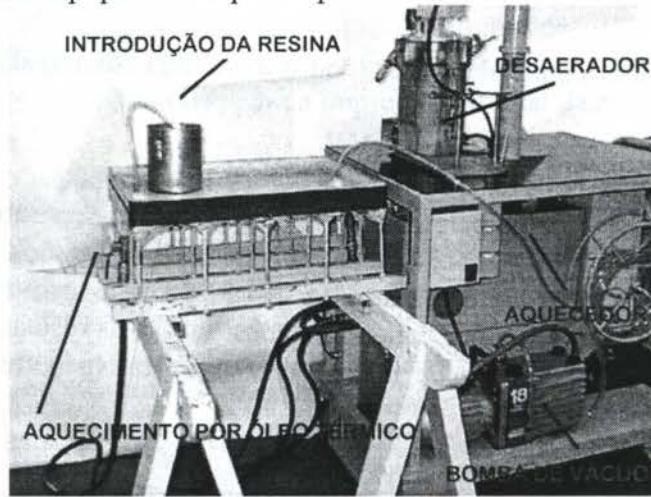


Figura 4 - Molde e demais equipamentos para o processo T. R. V. (laboratório de processos da Mercedes-Benz do Brasil)

#### 4.4 O Desenvolvimento do Processo T. R. V.

Na figura 5 pode-se observar uma linha de tempo mostrando as diversas etapas cumpridas no desenvolvimento das aplicações de peças no processo de Transferência de Resina a Vácuo. Nota-se a introdução paulatina do desenvolvimento junto a universidades e institutos de pesquisas à medida em que o lado experimental do processo foram sendo dominados e outras necessidades foram postas pela indústria.

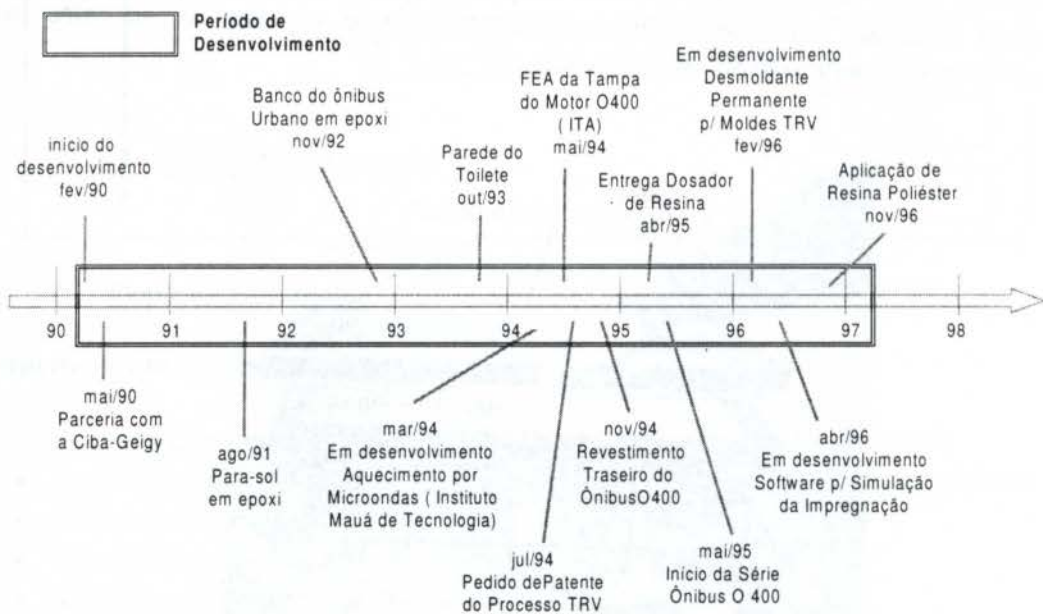


Figura 5: Linha de tempo mostrando a evolução do processo T. R. V.



#### 4.5 Pesquisas e Desenvolvimentos para o Processo T. R. V. em andamento

Cita-se a seguir alguns projetos de desenvolvimento para a melhoria da qualidade e a racionalização do tempo produtivo para o processo de Transferência de Resina a Vácuo:

- desenvolvimento de *software* para simulação de impregnação de resinas no molde;
- aplicação do método de elementos finitos no dimensionamento de peças e de moldes para processo T. R. V.;
- desenvolvimento de desmoldantes permanentes para uso em moldes;
- cura de resinas através de fornos de microondas;
- desenvolvimento de novas resinas para novas aplicações;
- desenvolvimento de resinas e reforços estruturais de origem vegetal.
- ensaios de fadiga

#### 5. CONCLUSÕES

Mostrou-se sucintamente o desenvolvimento de um processo industrial para fabricação de materiais compostos, em particular de aplicação na indústria automobilística. Esse processo está atualmente em processo de patente final no INPI. Com isso obteve-se ganhos na redução de custo por peça e no custo do ferramental, além de outras vantagens citadas em relação a outros processos.

Observa-se, no entanto, que as iniciativas no Brasil para esse tipo de desenvolvimento são ainda incipientes, encontrando-se dificuldades para contatar grupos de pesquisa na área de *composites*, diferentemente do que ocorre nos Estados Unidos ou Europa.

#### 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] AUTOMOTIVE INDUSTRIES. **Leading the Way in Manufacturing**. Chilton Co., Philadelphia, E. U. A., julho 1996. p. 84-86. Special Issue.
- [2] MC DERMOTT, J. S. Brief History of Evolution in Composites Manufacturing Technology. In: *Advanced Manufacturing Technology for Polymer Composite Structures in Japan*. **Internet** <http://www.itri.loyola.edu/polimers/toc.htm>. Agosto 1995.
- [3] WITTIG, W. New Polymer Developments in Automotive Applications. In: *Modern Materials, Renewable Resources Technology Workshop*, São Paulo, 1995. **Anais**. São Paulo, Mercedes-Benz do Brasil. Parte 4.
- [4] OWENS CORNING FIBERGLASS CORPORATION. **FRP - An introduction to Fiberglass-Reinforced Plastics/Composites**. Toledo, E.U. A., 1976 (Manual)
- [5] MERCEDES-BENZ DO BRASIL; DE VIEYTES, E. **Processo de Moldagem para a Produção de Peças Moldadas mediante Transferência de Resina sob Vácuo, Ferramenta para a Realização do Processo e Peça moldada produzida de acordo com esse Processo**. Pedido de Privilégio PI 9402874-5, INPI, Brasil. 20 julho 1994.
- [6] CIBA DIVISÃO POLÍMEROS. **Folha Provisória de Informações de Sistemas para Laminação LMBR 207 / LMBR 208**. 1. ed. São Paulo, 1994.
- [7] BRANDT, J. Polymer Composite Technology. In: *Modern Materials, Renewable Resources Technology Workshop*, São Paulo, 1995. **Anais**. São Paulo, Mercedes-Benz do Brasil. Parte 5.

- [8] DE VIEYTES, E. **Processo de Transferência de Resina a Vácuo (T. R. V.)**. São Bernardo do Campo, Mercedes-Benz do Brasil, dezembro 1993. (Boletim Técnico GPP/PPL n. 1, p. 3)





PAPER CODE: COB118

## DESIGN OF A TEST FIXTURE TO EVALUATE THE TRANSVERSE SHEAR STRENGTH OF COMPOSITE MATERIALS

FLAMINIO LEVY NETO & WILLIAN MOTA BALDOINO

*Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Tecnologia - UnB - FT - ENM  
CEP 70.910-900 Brasília, DF, Brasil - E-mail: levy@orion.enm.unb.br*

### Abstract

This experimental investigation is concerned with the design, manufacture, and operation of a test fixture to evaluate the transverse shear strength of unidirectional composite rods. Fifteen specimens of carbon/carbon (c/c) composite were tested to failure, using an Instron machine to apply a compressive load on the new apparatus. The results are presented and analyzed in the paper.

### Keywords

Carbon/carbon composites, Transverse Shear Strength.

### 1. INTRODUCTION

Due to a combination of very attractive mechanical proprieties such as high strength and stiffness, low weight, and absence of corrosion in a variety of aggressive environments, advanced composites based on a polymeric thermoset matrix reinforced with carbon fibres have been used in the aerospace, biomedical, chemical, and marine industries, mainly in the form of structural components.

However, when the materials are reinforced with unidirectional tows of carbon fibres, they are extremely strong along the direction of the fibres but significantly weaker when loaded transversely to the fibres. This difference between the longitudinal and the transverse mechanical properties can be of the order of 30 times for carbon/epoxy green composites (Gibson, 1994).

In the case of a rod of carbon/carbon (c/c), with all the fibres orientated along the longitudinal direction, the transverse shear strength can be up to 45 times lower than its longitudinal tensile strength (Thomas, 1993). A c/c composite is obtained from the carbonization of a green carbon/phenolic, which occurs at a temperature of 1000 °C. In such conditions, the phenolic matrix becomes porous, and weaker, while the carbon fibres are almost not affected (Levy Neto, et al., 1995).

In addition to the fact that the transverse shear strength of an unidirectional c/c is much lower than the corresponding tensile longitudinal strength, it is very difficult to be measured. So, the main objective of this paper is to present some experimental results for the

1958

transverse shear strength of c/c rods, which were obtained using a very simple device, designed to test very small and inexpensive specimens.

## 2. TRANSVERSE SHEAR STRENGTH OF COMPOSITES MATERIALS

Despite the fact that, for some decades, there are well established, standard tests for the determination of the tensile and compressive strengths, in-plane shear strength, and flexural strength of green composites, such as those of the American Society for Testing and Materials (ASTM), and the British Standards (BS), up to now, there is no standard test for the transverse shear strength of composites (Gibson, 1994; Savage, 1993).

One of the few shear tests found in the literature to evaluate the transverse shear strength of composites is based on the Iosipescu device (Iosipescu, 1967). In the last three decades the Iosipescu test fixture has evolved from its original design, but, until now it has not been adopted as a standard test (Adams and Walrath, 1987). One of the difficulties of the Iosipescu test is the manufacture of the composite specimens which have two V notches machined with a diamond cutting wheel.

Another method to measure the transverse shear strength of materials was proposed by Gordon and co-workers (Gordon et al., 1987). The device is composed of two hollow cylinders. The external one, which has a slightly larger diameter, contains a circular slot where a test specimen in the form of a circular rod is inserted and firmly held in place. The internal cylinder, then, acts as a piston and applies a transverse shear load on the specimen, when it is forced to slide inside the external tube.

The method proposed by Gordon was tested using c/c rods as specimens (Levy Neto et al., 1994). Unfortunately, the repeatability of the results was not very good and variations of more than 30% (i.e. standard deviation over average) were observed when 45 c/c rods were tested to failure using the apparatus proposed by Gordon.

The alternative method proposed in this paper is based on an articulated straight beam in which the c/c specimen (a circular rod) works as a pin at the articulation point, and is subjected to a transverse shear load, as explained in the next section. The main advantage of this method, in comparison with the one proposed by Gordon, is the fact that the shear load on the specimen is applied on a straight line.

## 3. DESCRIPTION OF THE TEST FIXTURE

A plan view of the test fixture for the determination of the transverse shear strength of a c/c composite rod is illustrated in Figure 1. The two halves of the straight beam are articulated at point 3, the compressive load is applied at point 2. The beam is simple supported at points 1 and 4, and, at point 5 there is a frictionless pin (i.e articulation) that avoids both, vertical and horizontal displacements. The diagrams of shear loads and bending moments of the beam, also show in Figure 1, indicate that the bending moment vanishes at point 3 and the shear load remains constant between the points 2 and 4.

At point 3, in the articulated beam shown in Figure 1, the circular c/c pin of diameter  $d$  (i.e. the specimen) is subjected to a distribution of transverse shear stress ( $\tau$ ) given by equation 1 (Popov, 1978). Since the c/c rod is located at the middle surface of the beam, both, its centroid and the centroid of the cross section of the beam belong to the same plane ( $x, y$ ), where  $y=0$ .



$$\tau = \frac{VQ}{Ib} \quad (1)$$

where:

$V = \frac{P}{2}$  is the transverse shear force on the c/c rod;

$Q = Q(y)$  is the static moment of a partial area on the cross section of the c/c pin ( $Q = \int y dA$ );  
 $I = I_z$  is the moment of inertia of the circular cross section of the c/c rod about the axis x (i.e.  $I = (\pi d^4)/64$ ); and  $b = b(y)$  is the width of the cross section of the c/c rod, measured at the level where  $\tau$  is calculated.

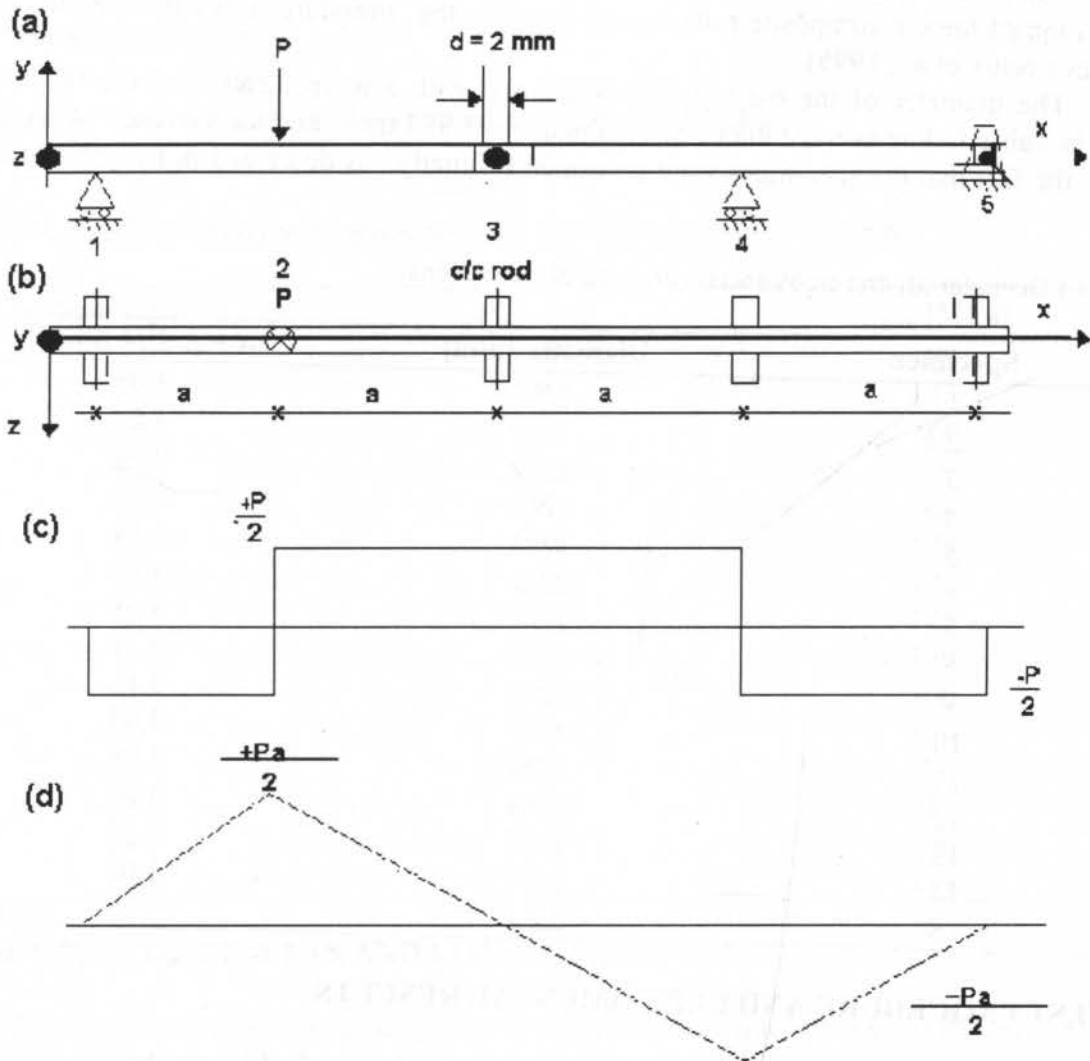


Figure - 1. Side view (a); plan view (b); shear forces diagram (c); and bending moments diagram (d); of the articulated beam.

#### 4. FABRICATION OF THE TEST SPECIMENS.

The 15 c/c rods tested to failure in this investigation had a nominal diameter  $d = 2.00$  mm, length of 20 mm, and were fabricated using a kind of manual pultrusion technique. In this manufacturing method, cables of 3000 filaments of high strength carbon fibres (T300/Toray) are impregnated by hand with phenolic resin, and then manually pultruded into metallic tubes. The tubes are put into an oven, and the resin is cured at  $110^{\circ}\text{C}$ . The carbon/phenolic rods (green composites) are then extracted from the tubes and carbonized in the tubular oven, with argon atmosphere, at about  $1100^{\circ}\text{C}$ . In this final heat treatment the c/c rods were covered with graphite powder in order to prevent are eventual oxidation caused by the presence of traces of oxygen in the argon gas. More details concerned with with the fabrication of the c/c composite rods can be found in the literature (Levy Neto et al., 1994; and Levy Neto, et al., 1995).

The diameter of the c/c rods was measured with a micrometer, and the results are listed in Table 1. The average diameter obtained was 1.983 mm, and the variation observed is due to the fact that the specimens were pultruded manually, as described in Levy Neto et al., 1994.

Table - 1 Diameter (d) and cross section area (A) of the c/c rods.

Specimen	Diameter [mm]	$A = \pi d^2/4$ [mm <sup>2</sup> ]
1	1.97	3.05
2	1.96	3.02
3	1.95	2.99
4	1.97	3.05
5	2.00	3.14
6	2.02	3.21
7	1.98	3.08
8	1.99	3.11
9	1.99	3.11
10	1.97	3.05
11	1.98	3.08
12	1.98	3.08
13	1.97	3.05
14	1.97	3.05
15	2.04	3.27

#### 5. TEST PROCEDURE AND EXPERIMENTAL RESULTS.

The two steel used in the apparatus illustrated in Figure 1 had length, height, and width of 190 mm, 23 mm and 11 mm, respectively, as well as weight of 3.18N (0.325 kgf). The c/c specimens were introduced at the articulation point 3, where the transverse shear force is  $V = P/2$ . The distance between points 1-2, 2-3, 3-4, and 4-5 was  $a = 80$  mm.

The load  $P$  was applied at point 2 (see Figure 1) using an INSTRON machine, and increased slowly until the failure of the c/c rods. Both, the load  $P$  and the vertical displacement ( $\delta$ ) at point 2 were recorded.

The curves  $P$  versus  $\delta$  for the 15 specimens were not linear, but increased monotonically in most cases. Dispite of the very end of the tests. In all the cases, the



maximum displacement,  $\delta$ , was always smaller than 0.50 mm. The peak loads,  $P_{max}$ , are listed at Table 2.

In this study, the transverse shear strength ( $\tau_{max}$ ) of the c/c rods was calculated using equation 1, which assumes that the distribution of shear stresses is parabolic, adopting  $V_{max} = P_{max}/2$ . Since the transverse shear stress distribution over the cross section area  $A$  of the c/c rods presents its maximum at  $y = 0$  (i.e. centroid of  $A$ ), in equation 1  $b = d$ , and  $Q$  is calculated from its definition:

$$Q = \int_0^{d/2} y \, dA \quad (2)$$

Finally,  $I = (\pi d^4)/64$ , resulting:

$$\tau = \frac{4V_{max}}{3A} = \frac{8P_{max}}{3\pi d^2} \quad (3)$$

The values of  $\tau_{max}$  for the tested specimens are presented in table 2.

Table - 2 Peak Loads ( $P_{max}$ ) and transverse shear strengths ( $\tau_{max}$ ) of the c/c rods.

Specimen	$P_{max}$ [N]	$\tau_{max}$ [MPa]
1	498	109
2	556	123
3	413	99
4	449	98
5	437	93
6	594	124
7	481	104
8	574	123
9	646	139
10	485	106
11	566	123
12	353	77
13	598	131
14	447	98
15	756	154

## 6. DISCUSSION OF RESULTS AND CONCLUSIONS

The results obtained do far suggest it is possible to consider the use of the test fixture proposed in this study to measure, or estimate, the transverse shear strength ( $\tau$ ) unidirectional c/c composites. The specimens, in the form of rods, are cheap, as well as easy to fabricate and test.

The average results of  $\tau$ , for the 15 c/c rods tested to failure, was  $\tau_{av} = 113.4$  MPa, and the standard deviation 19.3 MPa. So, the variation of the was about 17%. Since the impregnation and the pultrusion of the carbon fibres during the manufacturing of the c/c rods was manual, the variations in the transverse shear strengths can be regarded as acceptable. However the values of  $\tau$  presented in this work are as needed to confirm the initial trend observed in the results.

In particular, a significant number of c/c specimens fabricated in the industry, using an automatic process, must be tested; some effects of pseudo plasticity need to be investigated; and the fracture surface of the c/c rods after failure must be analyzed. It is the intention of the authors to continue this study, and include other kinds of materials in the investigations

## 7. ACKNOWLEDGEMENTS.

The are grateful for the support of the Division of Materials (CTA/IAE/AMR), in all the stages of this work, in particular Eng. Rodolfo Queiroz Padilha.

## 8. REFERENCES

- Adams, D. F. and Walrath, D. E. Further Development of the Iosipescu Shear Test Method. *Experimental Mechanics*, pp. 113 - 119, June, 1987.
- Gibson, R. F. *Principles of Composite Material Mechanics*. Mc Graw-Hill, New York, 1994.
- Gordon, M. et al. Bond Strength of Mechanically Condensed Repaired High Copper Amalgam. *Quintessence International* 18 (7), 471, 1987.
- Iosipescu, N. New Accurate Procedure for Single Shear Testing of Metals, *Journal of Materials*, 2 (3), pp. 537 - 566, 1967.
- Levy Neto, F., Rezende, M. C. and Barbosa, S. C. Flexure and Transverse Shear Tests on Unidirectional CFRC Composite Rods. IV Simpósio Latino Americano de Polimeros (IV SLAP), Gramado, pp. 692 - 694, Setembro, 1994.
- Levy Neto, F., Pardini, L. C., and da Silva, J. L. G. Development of a Tri-Directional Carbon Fibre Reinforced Carbon Composite for Aerospace Applications. *Revista Brasileira de Ciências Mecânicas da ABCN*, Vol. XVIII, Nr 2, pp. 171 - 180, 1995.
- Popov, E. P. *Introdução à Mecânica dos Sólidos*. Edgar Blucher, São Paulo, 1978.
- Savage, G. *Carbon - Carbon Composites*. Chapman & Hall, London, 1993.
- Thomas, C. R. *Essentials of Carbon - Carbon Composites*. Royal Society of Chemistry, 1993.



PAPER CODE: COB112

## ANÁLISE DE IMAGENS TOMOGRÁFICAS DE MATERIAIS COMPÓSITOS E METÁLICOS / ANALYSIS OF TOMOGRAPHIC IMAGES OF COMPOSITE AND METALLIC MATERIALS

CÉLIO MASCHIO & ANTONIO CELSO FONSECA DE ARRUDA

*Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP*

*CEP 13.083-970, Caixa Postal 6122 - Campinas, São Paulo, Brasil*

*E-mail: celio@columbia.dep.fem.unicamp.br ou celio@dep.fem.unicamp.br; celso@dep.fem.unicamp.br*

### Abstract

X-ray computed tomography (XCT), originally developed for medical purposes is becoming increasingly applied to several applications where it is necessary the interpretation of the internal structure of an object nondestructively. Due its qualitative and quantitative nature, XCT technique established to be a promising tool of nondestructive materials evaluation, and digital image processing emphasizes its applicability. A problem related to this technique are the artifacts, presents in high density material image, mainly metallic materials. One of most common artifacts are caused by *beam hardening* effect. This phenomenon occurs because the photons at lower energies are preferentially attenuated. Then, the effective energy of the beam shifts upwards as the beam travels through the medium. This work describes the use of digital filtering technique in metallic material images (basically aluminum), for beam hardening correction. *Low-pass* filter (frequency domain) and *median* filter (spatial domain) have been used. The results are demonstrated through graphical analysis of the images and measuring area of known defects, like holes in aluminum sample.

### Palavras Chave / Keywords

*Tomografia Computadorizada de Raios-X, Processamento Digital de Imagens, Ensaios Não Destrutivos / X-ray Computed Tomography, Digital Image Processing, Nondestructive Materials Evaluation*

### 1 INTRODUÇÃO

A tomografia computadorizada de raios-x, desenvolvida inicialmente para aplicações na área de medicina, é uma técnica que permite obter a imagem digitalizada da seção transversal de um objeto, numa posição de interesse. O mérito desta técnica está em se poder escolher qualquer plano do objeto e obter uma imagem deste plano individualmente, o que não é possível através da técnica radiográfica convencional, através da qual se obtém uma projeção do objeto como um todo por meio da passagem dos raios-x e posterior incidência dos mesmos num filme fotográfico. Esta projeção em um único plano limita a análise, pois há a superposição de toda a estrutura do objeto, como em uma sombra. Outras técnicas, incluindo o ultra-som, não são muito satisfatórias quando o objetivo da análise é localizar a posição de defeitos internos, medir as suas dimensões ou orientações, a fim de verificar o grau de influência sobre o material ou componente (Bathias, 1992).



Nesta técnica, a imagem digital obtida é composta por uma matriz de  $n$  linhas por  $n$  colunas. Cada elemento da matriz (pixel) contém um atributo numérico chamado números CT ou unidades Hounsfield, que representa a atenuação média sofrida pelo feixe de raios-x em cada elemento de volume (voxel) do material. A imagem é, portanto, um mapeamento do coeficiente de atenuação do objeto ponto a ponto, na seção escolhida. Hounsfield (pioneiro no desenvolvimento da tomografia) associou o valor -1000 para o ar, 0 para a água e 1000 para o osso.

Os tomógrafos médicos medem a atenuação dos raios-x em unidades Hounsfield e a relação entre o coeficiente de atenuação  $\mu$  do material e valor CT medido pelo tomógrafo é:

$$CT = k \frac{\mu - \mu_w}{\mu_w} \quad (1)$$

onde

$$k = 1000$$

$$\mu_w = \text{coeficiente de atenuação da água}$$

O valor dos números CT na imagem são, portanto, proporcionais ao coeficiente de atenuação do meio atenuante que, por sua vez, são diretamente proporcionais à densidade em massa e à densidade de elétrons do material. Em termos de níveis de cinza, os tons escuros na imagem tomográfica correspondem a números CT baixos e, assim, representam regiões de baixa densidade e, por conseqüência, números CT altos representam regiões de alta densidade.

O caráter qualitativo e quantitativo da tomografia computadorizada fez com que seu campo de aplicação extrapolasse a área médica. Uma das áreas de destaque é a indústria de petróleo, onde a técnica é utilizada para estudar, por exemplo, mecanismos de deslocamento de fluidos em meios porosos e caracterização de rochas-reservatório. Uma outra área de grandes possibilidades de aplicação é na caracterização de propriedades de materiais. A aplicação de um esforço num determinado material gera tensões internas que podem variar localmente a densidade do material. Essa variação de densidade, por sua vez, gera uma variação de atenuação. Assim, calibrando-se o tomógrafo através da medida do coeficiente de atenuação de vários materiais de diferentes densidades (conhecidas), pode-se analisar o comportamento do material (*in situ*) a esforços a ele aplicados, detetando-se variações de densidade em função do esforço aplicado (Conrad, 1990).

### 1.1 Aspectos Básicos sobre Atenuação de Raios-X

A técnica de tomografia computadorizada é baseada nos princípios de atenuação dos raios-x quando estes atravessam um determinado material. A lei que governa a atenuação dos raios (Lei de Beer) é dada pela seguinte equação:

$$I = I_0 \cdot e^{-\mu \cdot x} \quad (2)$$

onde:

$I_0$  = intensidade do feixe incidente

$I$  = intensidade do feixe emergente (atenuado)

$x$  = espessura do material

$\mu$  = coeficiente de atenuação do material



A atenuação é devida a dois fenômenos de interação, ou seja, absorção e espalhamento. A absorção fotoelétrica é dependente da densidade de elétrons ou do número atômico efetivo do material e é o fenômeno predominante quando a energia do feixe é menor do que 100 keV. O espalhamento de Compton é fortemente dependente da densidade do material e é predominante para níveis de energia acima de 100 keV. Portanto, o coeficiente de atenuação é uma função da densidade e do número atômico efetivo do material e do nível de energia do feixe. (Conrad, 1990 e Coshell, 1994).

Para materiais com composições químicas semelhantes, a diferença entre o número atômico efetivo é relativamente pequena. Assim, a diferença de atenuação desses materiais é devida predominantemente à diferença de densidade entre eles.

## 1.2 Artefatos de Imagem

Os artefatos são anomalias presentes na imagem e que mascaram ou dificultam a análise das mesmas. Os artefatos são aspectos que não correspondem às características do objeto real e são inteiramente indesejáveis. Podem aparecer de várias formas: faixas paralelas, faixas radiais, etc. A causa mais comum é o espectro contínuo de radiação, que gera o chamado endurecimento de feixe, devido à absorção preferencial de fótons menos energéticos. Dessa forma, ao atravessar a matéria, o feixe fica relativamente mais rico em fótons de alta energia (endurece) aumentando sua penetrabilidade e gerando, mesmo em materiais homogêneos, uma atenuação linear maior no começo do trajeto do feixe de radiação, gerando uma pseudo-variação de densidade nas bordas das amostras. Na figura 1 tem-se a imagem de um tarugo de alumínio de aproximadamente 42 mm de diâmetro. Na figura 2 tem-se o gráfico dos valores dos pixels em função da distância dentro da amostra, na direção indicada pela linha tracejada (figura 1). Nota-se que nas duas extremidades do gráfico há um pico indicando uma maior atenuação nessas extremidades. Isto ocorre devido ao efeito de endurecimento de feixe.

Neste trabalho procurou-se aplicar técnicas digitais para a correção do efeito de endurecimento de feixe verificado em imagens de materiais metálicos (especificamente alumínio).



Figura 1- Imagem de um tarugo de alumínio

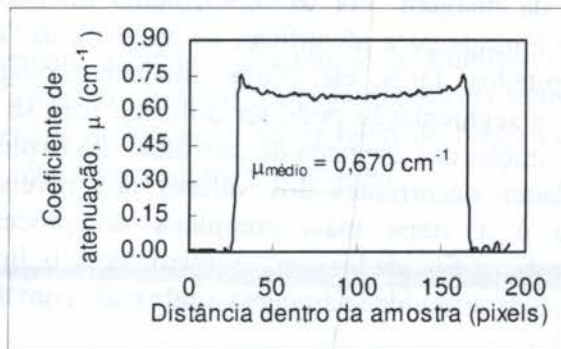


Figura 2 - Efeito de endurecimento de feixe

## 2. PROCESSAMENTO DIGITAL DE IMAGENS

O termo *Processamento Digital de Imagens* refere-se a uma série de operações realizadas sobre uma imagem digitalizada em sistemas computadorizados, com o objetivo de melhor interpretá-la e extrair o máximo de informações. O seu campo de aplicação tem crescido consideravelmente durante as últimas décadas, principalmente com o avanço tecnológico na área computacional, pois envolve operações possíveis de serem executadas somente em



computadores de alto desempenho, com a implementação de avançados algoritmos. Os algoritmos numéricos que constituem as várias etapas do processamento digital de imagens são efetuados numa seqüência que depende do interesse sobre o aspecto final da imagem. Cada imagem requer um determinado tipo de análise, em função da condição original. Assim, por exemplo, se uma imagem apresenta alto nível de ruído, o primeiro passo a ser realizado é a eliminação ou atenuação desses ruídos através de uma operação chamada *filtragem*.

## 2.1 Etapas do Processamento Digital de Imagens

Os passos mais importantes no processamento digital de imagens (Gonzalez, 1993 e Pratt, 1991) são:

•**aquisição da imagem:** é a etapa que envolve a conversão da imagem de um objeto em sua representação discreta. A discretização espacial refere-se ao número de pixels da imagem final e recebe o nome de *amostragem*. A imagem é discretizada também em termos de brilho ou níveis de cinza e sob esse parâmetro é chamada de *quantização*. As formas de aquisição são diversificadas. Uma imagem pode ser adquirida através de uma câmera de televisão, através de fotos de satélites usadas para sensoriamento remoto e em estudos de astronomia, através de técnicas de imageamento aplicadas na área médica, como por exemplo, ressonância magnética, ultra-som, tomografia computadorizada de raios-x, dentre outras.

•**pré-processamento:** após a imagem ter sido obtida e digitalizada, o próximo passo é o pré-processamento da mesma. As operações envolvidas nessa etapa têm por objetivo preparar a imagem para o processamento propriamente dito, de forma a tornar essas operações mais eficientes, ou seja, são técnicas matemáticas que atua na imagem original dando-lhe um aspecto mais adequado para posterior seleção das características de interesse em relação a uma análise específica. Dentre as operações que fazem parte do pré-processamento podemos citar o melhoramento de contraste e eliminação de ruídos. Neste trabalho, a operação de filtragem matemática foi a técnica utilizada para atenuação de ruídos e correção do efeito de endurecimento de feixe e, por isso, esse assunto será mais detalhado.

•**segmentação:** são operações que dizem respeito à extração de características e aspectos de interesse da imagem. Por exemplo, numa micrografia de um determinado material, a segmentação é usada para identificar, na imagem, os “objetos” de interesse tais como grãos, poros, precipitados, fases, etc. Numa imagem tomográfica de uma determinada peça ou componente, a segmentação pode ser utilizada para se determinar o tamanho de um defeito, etc. Para a extração dos aspectos de interesse, são exploradas características de similaridade e descontinuidades decorrentes dos valores dos níveis de cinza dos pixels. Em geral, a segmentação é a etapa mais complexa do processamento digital de imagens, pois normalmente há dificuldades em se estabelecer o limiar entre uma região e outra a ser segmentada. Esta dificuldade aumenta ainda mais com a presença dos artefatos.

## 2.2 Filtragem no domínio espacial: filtro da mediana

O filtro da mediana pertence a uma classe de filtros chamada de domínio espacial. Os filtros desta classe operam diretamente sob os pixels da imagem, baseados no conceito de vizinhança. O filtro da mediana normalmente usa uma vizinhança 3 x 3 e o valor do nível de cinza de cada pixel é substituído pela mediana dos valores dos pixels na vizinhança considerada. A mediana  $m$  de um conjunto de valores é tal que metade dos valores está acima de  $m$  e a outra metade está abaixo. Assim, a operação deste filtro envolve primeiramente a ordenação dos valores dos pixels, em ordem crescente, na vizinhança considerada.



Suponhamos que numa vizinhança 3 x 3 (9 pixels) temos os seguintes valores (10, 20, 20, 20, 95, 20, 20, 25, 15). Ordenando-se em ordem crescente passa-se a ter (10, 15, 20, 20, 20, 20, 20, 25, 95), cuja mediana é o valor 20 e não 95. Portanto, a principal função deste filtro é forçar os pixels com intensidades distintas a se assemelharem com seus vizinhos e, portanto, suavizar a imagem

### 2.3 Filtragem no domínio da frequência: filtro *passa-baixas*

O filtro *passa-baixas* pertence à classe de filtros que operam sobre o domínio da frequência da imagem. Os filtros *passa baixas* têm a função de suavização da imagem, ou seja, há a filtragem das altas frequências que correspondem às variações repentinas de níveis de cinza, deixando passar as baixas frequências, que correspondem às variações suaves de níveis de cinza. Com isso, há um efeito de homogeneização da imagem. Esse tipo de filtro é o mais indicado para atenuação de ruídos. O filtro *passa baixa* é caracterizado por dois parâmetros básico, ou seja, a frequência de corte e a ordem. A frequência de corte delimita o nível de frequência que será filtrado, isto é, frequências acima deste valor são eliminadas.

## 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Foi utilizado um tomógrafo modelo GE 9800 instalado no Hospital das Clínicas da Unicamp. Foi tomografado um tarugo de alumínio de 42 mm de diâmetro por 150 mm de comprimento, com quatro furos, sendo dois de 2 mm e dois de 1 mm de diâmetro, e também um bloco de material compósito. Este bloco é constituído de fibras de carbono distribuídas segundo direções ( $x$   $y$ ) dentro de uma matriz também de carbono. Neste bloco foram feitos três furos de 1 mm de diâmetro. As imagens foram processadas em estações de trabalho SUN, através do software Khoros.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1 Análise das imagens

As figuras 3 e 4 mostram, respectivamente, as imagens do tarugo de alumínio e do bloco de carbono (compósito). Na imagem do alumínio pode-se ver algumas faixas mais escuras, próximas aos furos. Estas faixas são artefatos de imagem. Na imagem do bloco de carbono (figura 4), que também apresenta os furos, não aparecem estes artefatos.

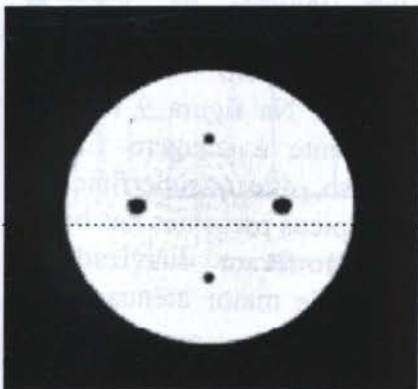


Figura 3 - Imagem do tarugo de alumínio

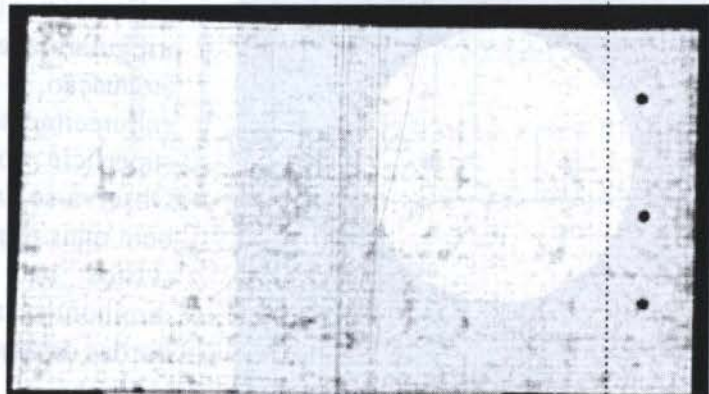


Figura 4 - Imagem do bloco de material compósito (carbono/carbono)



Foram extraídas duas colunas das matrizes-imagens correspondentes ao alumínio e ao compósito de carbono (nos locais indicados nas figuras 3 e 4), e plotadas conforme as figuras 5 e 6. Nestas curvas, os números CT estão normalizados numa escala de 0 a 255. Além das faixas mais escuras presentes na imagem de alumínio, também é possível notar um pico de atenuação que ocorre principalmente nas bordas da amostra. Este pico pode ser observado na curva mostrada na figura 5, e ocorre devido ao efeito de endurecimento de feixe, mais comuns em imagens de materiais metálicos. A análise da curva da figura 6 permite observar variações, porém elas ocorrem de maneira bem comportada, ou seja, não há nenhum pico sobressalente nas bordas da curva, como ocorre no caso do alumínio. Estas variações refletem as características do material compósito, que é constituído de fibras de carbono distribuídas em uma matriz também de carbono. Apesar de serem de mesmo material, as fibras e a matriz apresentam uma ligeira diferença de atenuação, observada pela variação da curva (figura 6).

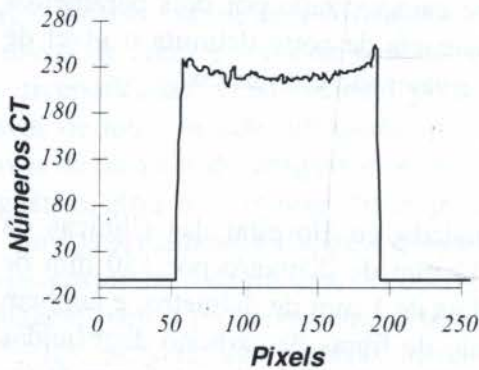


Figura 5 - Pico de atenuação nas bordas do tarugo de alumínio

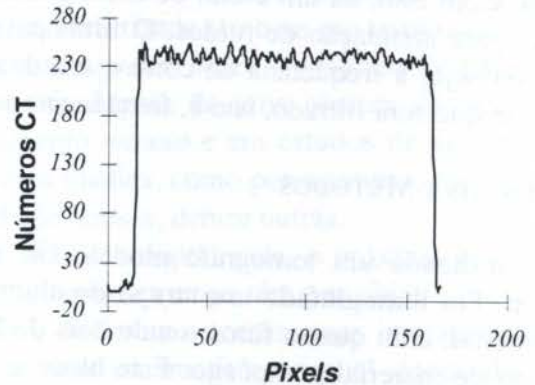


Figura 6 - Variação de atenuação do material compósito

#### 4.2 Imagem de alumínio filtrada no domínio da frequência

A imagem do tarugo de alumínio foi filtrada no domínio da frequência com um filtro de ordem 1 e frequência de corte igual a 0,125. A figura 7 mostra a imagem filtrada. Pode-se notar que aquelas faixas próximas aos furos, presentes na imagem original (figura 3), são bem atenuadas.

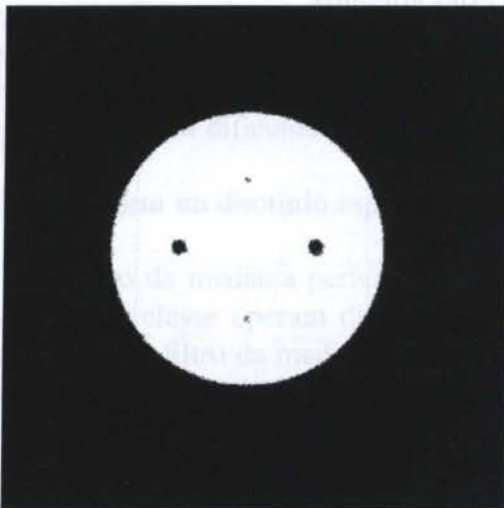


Figura 7 - Imagem filtrada com o filtro passa baixas

Na figura 8 tem-se a superfície 3D da imagem original do tarugo. Pode-se notar que, principalmente nas bordas, há destacada irregularidade, mostrando os picos de atenuação, causados pelo efeito de endurecimento de feixe. Na figura 9 tem-se a superfície correspondente à imagem filtrada. Observa-se, neste caso, que a superfície está bem mais regular. Os picos presentes nas bordas (vistos na figura 8) foram suavizados e diminuiu-se aparência de maior atenuação nas bordas da amostra.



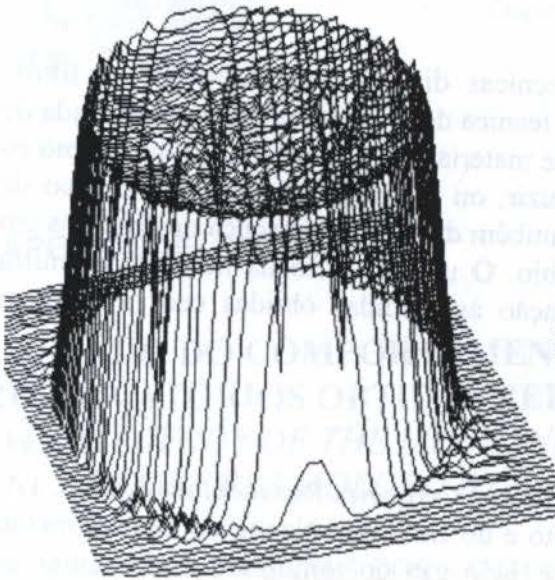


Figura 8 - Superfície 3D da imagem original do tarugo de alumínio

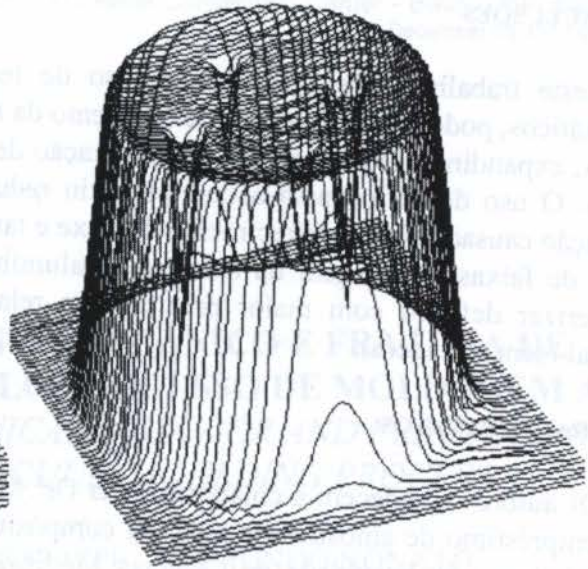


Figura 9 - Superfície 3D da imagem filtrada

#### 4.3 Imagem de alumínio filtrada com o filtro da mediana

Nesta seção demonstra-se o resultado do uso de um filtro no domínio espacial (filtro da mediana), através da medida da área dos furos vistos na figura 3. A área dos furos maiores é  $3,14 \text{ mm}^2$ , o que equivale, teoricamente, a 50 pixels (tamanho do pixels =  $0,2539 \text{ mm}$ ). A área dos furos menores é  $0,78 \text{ mm}^2$ , o que equivale a 12 pixels. Medindo-se a área destes furos antes de filtrar a imagem, obteve-se, para os dois furos maiores, valores diferentes, ou seja, 54 e 55 pixels, conforme o gráfico da figura 10. Para os furos menores, obteve-se 13 pixels. Com a imagem filtrada, obteve-se para os dois furos maiores 54 pixels. Apesar de 8 % de discrepância em relação ao valor teórico (50 pixels) os valores encontrados são iguais, o que se aproxima de um valor mais correto, pois os furos são iguais. Para os furos menores obteve-se 12 pixels (figura 11).

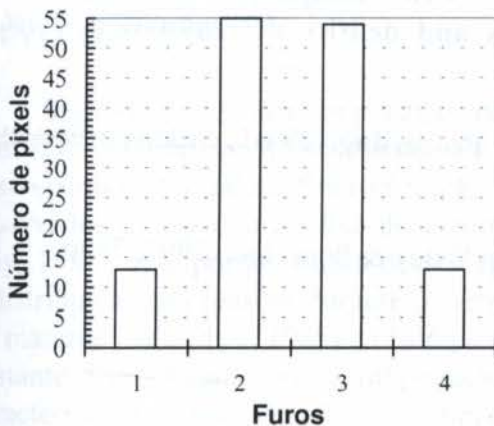


Figura 10 - Cálculo da área dos furos na imagem original

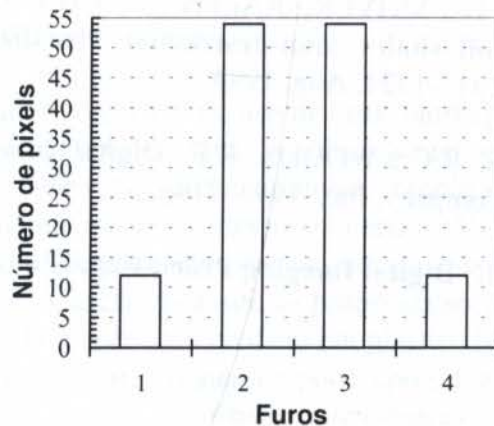


Figura 11 - Cálculo da área dos furos na imagem filtrada

## 5 CONCLUSÕES

Neste trabalho, mostrou-se que o uso de técnicas digitais, especialmente os filtros matemáticos, pode conduzir ao aperfeiçoamento da técnica de tomografia computadorizada de raios-x, expandindo seu uso para a caracterização de materiais de alta densidade, tais como os metais. O uso do filtro passa-baixas permitiu reduzir, ou praticamente eliminar, o pico de atenuação causado pelo endurecimento de feixe e também diminuir a presença de artefatos em forma de faixas na imagem da amostra de alumínio. O uso do filtro da mediana permitiu caracterizar defeitos com maior precisão em relação às medidas obtidas com a imagem original (sem filtragem).

## 6 AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a colaboração da Dr<sup>a</sup> Mirabel Cerqueira Rezende, do AMR/CTA, pelo empréstimo de amostras de material compósito e do Dr. Livio Nanni, do Departamento de Radiologia da Faculdade de Ciências Médicas, pelo uso do tomógrafo do Hospital da Clínicas da Unicamp.

## 7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BARAKHOV, V.I.; et al. **Question of determining the composition of composites by tomographic method.** *Journal of Engineering Physics*, v.56, n.5, p.519-524, Nov. 1989.
- BATHIAS, C.; CAGNASSO, A. **Application of x-ray tomography to the nondestructive testing of high-performance polymer composites.** *Damage Detèction in Composite Materials*, ASTM STP 1128, J. E. Masters, Ed., American Society for Testing and Materials, Philadelphia, p.3554, 1992.
- CONRAD, W. **Application of computerized tomography for determining material properties.** *Mechanics Computing in 1990's and Beyond ASCE Eng Mech Spec Conf.* p. 1061-1065, May, 1991.
- COSHELL, L.; McIVER, RALPH G.; CHANG, R. **X-ray computed tomography of Australian oil shales: non-destructive visualization and density determination.** *Fuel*, v.73, n.8, p.1317-1321, Aug. 1994.
- GONZALES, R.C.; WOODS, R.E. **Digital Imaging Processing**, 2<sup>a</sup> ed., Addison-Wesley Publishing Company, Inc.; 1993, 716p.
- PRATT, W.K. **Digital Imaging Processing**. 2<sup>a</sup> ed., John Wiley & Sons, Inc., 1991, 750p.



PAPER CODE: COB1035

**ESTUDO DO COMPORTAMENTO MECÂNICO E FRATURA DE  
RESERVATÓRIOS OBTIDOS PELO PROCESSO DE MOLDAGEM A  
VÁCUO / STUDY OF THE MECHANICAL BEHAVIOR AND FRACTURE OF  
RESEVOIRS MOLDED BY VACUUM MOULDING PROCESS**

RENATA CARLA TAVARES DOS SANTOS FELIPE<sup>1</sup>, RAIMUNDO NONATO  
BARBOSA FELIPE<sup>1</sup> & EVE MARIA FREIRE DE AQUINO<sup>2</sup>

1. Escola Técnica Federal do Rio grande do Norte - CEMEC - ETRN

2. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - Centro de Tecnologia - UFRN  
CEP 59072-970 Campus Universitário S/N - Natal - RN - Brasil, E - mail: eve@ct.ufrn.br

**Abstract**

This work is the result of an experimental investigation about the damage mechanism on both unsaturated polyester plastic (ALPOLIT LP 8242) and fiber glass made reservoirs. The reservoirs were obtained through the vacuum moulding process and the reinforcements were based on choppy roving blanket type (300g/m<sup>2</sup>). The material is submitted to both tensile and three-point bending efforts under two conditions: dry and wet. The two techniques used to analyze the mechanical fracture were optics microscopy and micrography. For both test conditions, it is highlighted the die cracking, the non-adhesive behavior between the die and the fiber and the breakage of the fibers.

**Keywords**

materiais compostos, fibra de vidro/poliéster, propriedades mecânicas, característica do dano / composite materials, fiber glass/polyester, mechanical properties, absorption moisture, characteristic damage

**1. INTRODUÇÃO**

Segundo a literatura, os plásticos reforçados consistem no uso de uma matriz polimérica com reforços fibrosos. Desta forma, a combinação entre a matriz e a fibra garantem um bom desempenho no produto final (Spragg et al., 1996). No entanto, fatores complicadores são observados quando da análise do comportamento mecânico desses materiais (Hull, 1988 ; Gay, 1991). Isso porque muito desses fatores influem diretamente no mecanismo de dano e redistribuição das tensões durante o carregamento, afetando assim as propriedades mecânicas do material (Sih, et al., 1985) e (Talreja, 1994). O mecanismo de dano em plástico reforçado é bastante diversificado, pois a propagação do dano nestes materiais pode apresentar diversas características como: desaderência fibra/matriz, quebra de fibras, microtrincas na matriz, delaminação, etc. (Skudra et al., 1985).

A absorção de umidade é um fator que deve ser levado em consideração na maioria dos estudos em compósitos, pois a mesma pode originar uma perda nas propriedades mecânicas



dos compósitos e em alguns casos uma variação das características de fratura do material (Kriz et al., 1982; Vinson et al., 1978).

Este trabalho consiste na determinação da influência da absorção da umidade no comportamento mecânico (resistência e rigidez) e mecanismo de dano de plástico reforçados com fibras de vidro (PRFV), oriundos de reservatórios industriais/residenciais obtidos pelo processo de moldagem a vácuo. Os corpos de prova foram submetidos aos ensaios de tração-axial e flexão-em-três-pontos. Este trabalho faz parte da pesquisa, aplicada no âmbito Universidade/Empresa.

## **2. MATERIAIS E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL**

### **2.1. Materiais Utilizados**

A matéria-prima, utilizada para a fabricação do moldado, foi a resina de poliéster insaturada ortoftálica de nome comercial ALPOLIT LP 8242 P, fabricada pela Hoeschst do Brasil Química e Farmacêutica S.A.; o monômero de estireno de procedência da indústria Estireno do Nordeste Ltda. Como material de reforço utilizou-se fibras de vidro - E, na forma de manta de fio picado com aglomerante na gramagem de 300 g/m<sup>2</sup>, o mesmo tem procedência da VETROTEX do Brasil S.A. .

Para o processo de cura, o catalisador utilizado foi o peróxido de metil-etil-cetona (MEKP) a 50%; e, como acelerador naftenato (cobalto) a 6%, ambos fornecidos em forma de solução líquida pela indústria Fiber Center Ltda.

### **2.2. Procedimento Experimental**

Os corpos de prova (CP) foram retirados das paredes laterais do reservatório para o caso do ensaio de tração-axial, enquanto que para o ensaio de flexão-em-três-pontos os CP foram retirados do fundo do reservatório. Esta escolha tem como base as condições de carregamento do sistema.

As normas utilizadas para os ensaios de tração-axial e flexão-em-três-pontos foram a ASTM D 638-90 e ASTM D 790-90, respectivamente. Os CP para o ensaio de tração-axial foram definidos em função da espessura da parede. Para o ensaio de flexão as dimensões dos CP foram de 100 x 10 x 4 mm (comprimento x largura x espessura). Para ambos os ensaios a máquina utilizada foi a Materials Test System, modelo MTS - 810, que para a realização dos ensaios a mesma foi equipada com célula de carga de 01 tonelada. As velocidades de carregamentos para os ensaios de tração-axial e flexão-em-três-pontos foram respectivamente: 0,2 mm/min e 2,1 mm/min. Conforme as normas, 05 (cinco) CP foram utilizados em cada ensaio. Todo o procedimento dos ensaios se deu à temperatura ambiente de 300 K (27<sup>0</sup>C).

Para o ensaio de absorção de umidade foi utilizada a norma ASTM D 570-81, com CP de dimensões 102 x 77 x 4 mm (comprimento x largura x espessura). Para o procedimento do ensaio utilizou-se os seguintes equipamentos: balança eletrônica digital Tartorius, modelo BP 210 S, com uma resolução de 0,1 mg, uma estufa modelo FANEM com temperatura máxima de 423 K e um dissecador. Os valores reportados correspondem à média de 4 corpos de prova.

## **3. RESULTADOS**

O objetivo do ensaio de absorção de umidade é a determinação do tempo em que ocorre a saturação de umidade do material. Os resultados obtidos são mostrados na figura 1.



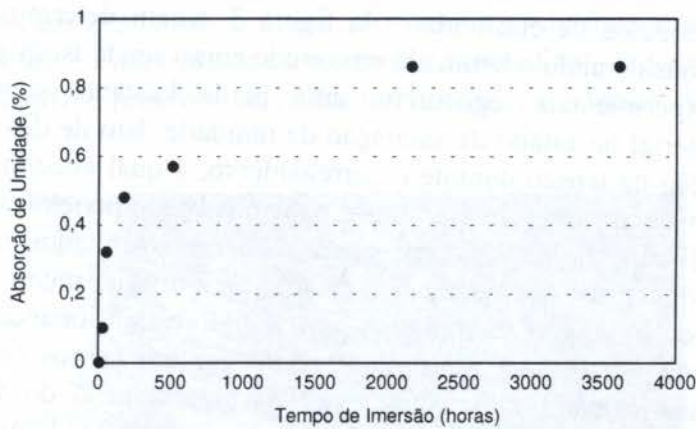


Figura 1: Absorção de umidade em função do tempo de imersão em água potável.

Dentro da análise dos resultados conclui-se que após 2160 horas de imersão ocorre a saturação de umidade do material, ou seja, a partir deste tempo a absorção de umidade se manteve constante, em torno 0,86%. Logo, todo o estudo comparativo, envolvendo propriedades mecânicas e fratura, se deu para este estado de saturação do material.

Os parâmetros determinados no ensaio de tração-axial foram: a resistência última, a deformação e os módulos inicial e final para as condições úmido e seco. Dentro da análise comparativa dos resultados obtidos, constata-se uma nítida influência da absorção da umidade na resistência e rigidez do material, conforme figuras 2 e 3. A tensão de ruptura final no estado seco foi de 108 MPa e no estado úmido passou a ser 68,7 MPa. Para o caso da rigidez o módulo de elasticidade para o estado seco era 1,74 GPa passando no estado úmido para 1,41 GPa.

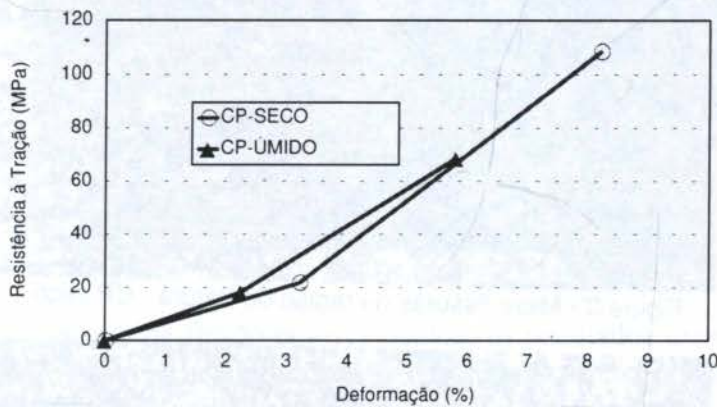


Figura 2: Análise comparativa do comportamento do material à resistência nos estados seco e úmido para um teor em volume de fibras de 24,8%.

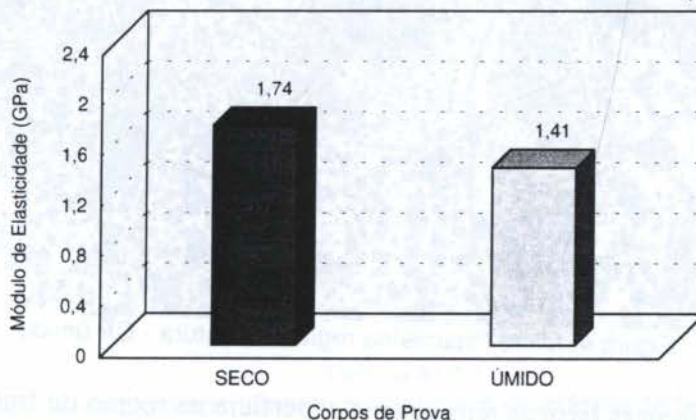


Figura 3: Módulo de elasticidade longitudinal final à tração dos CP nos estados seco e úmido.



Os valores dos módulos de elasticidade da figura 3, foram determinados a partir da Teoria de Laminados, considerando o laminado em estudo como sendo isotrópico.

Os resultados experimentais registraram uma perda bastante significativa nessas propriedades para o material no estado de saturação de umidade. Isto deve a influência da umidade na redistribuição da tensão durante o carregamento, a qual encontra-se diretamente correlacionada com o mecanismo de dano no mesmo, bem como, a penetração de umidade na interface fibra/matriz (Felipe, 1997). Enfim, observa-se nos resultados apresentados nas figuras anteriores, que os CP úmidos necessitam de uma deformação menor para o início de dano (inflexão no módulo), debilitando assim o material, e ocasionando uma perda na resistência de 37% se comparada aos CP no estado seco. A diferença nos valores finais entre os módulos longitudinais registra uma perda de 19% para o caso do CP úmido. Essa influência também já foi verificada para o caso de plásticos reforçados laminados, só que de diferentes formas.

Quanto ao mecanismo de dano desenvolvido, figuras 3, 4, 5 e 6, os resultados mostraram diferenças em alguns aspectos e características comuns em outros. As diferenças básicas se resumem nos seguintes pontos: deformação menor para o início da fissuração na matriz para o caso dos CP úmidos, formação e propagação das fissuras de forma bastante dispersa nos CP secos, (figura 3) e um pouco mais uniforme para os CP úmidos (figura 4).

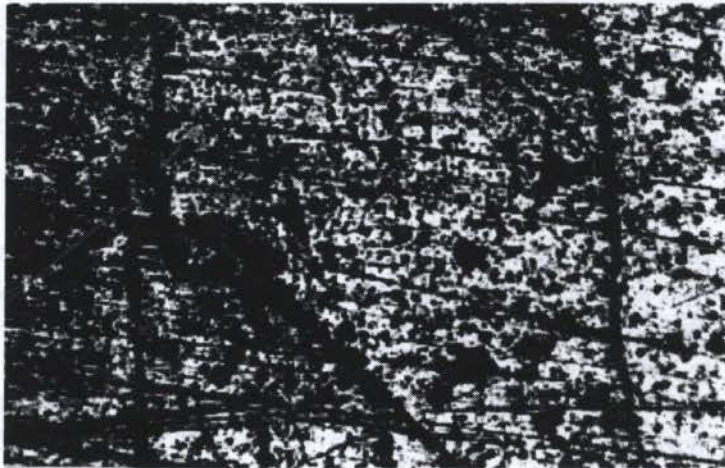


Figura 3 - Micro fissuras na região de fratura - CP seco.

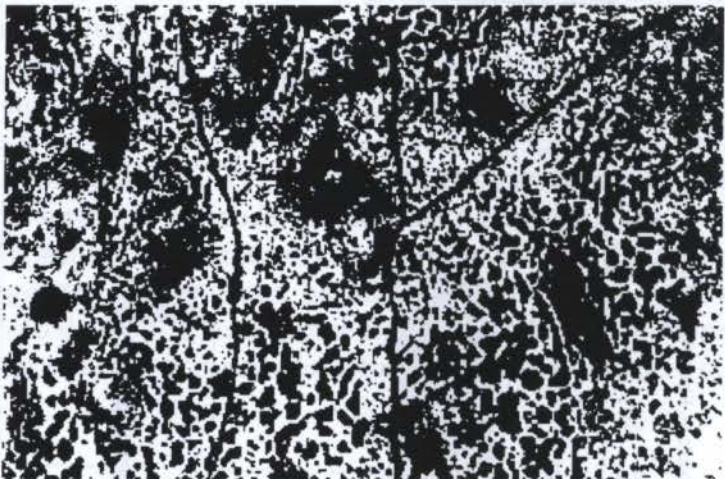


Figura 4: Micro fissuras na região de fratura - CP úmido.

Continuando as diferenças básicas têm-se uma superfície na região de fratura final bastante irregular para os CP seco, (figura 5) e apresentando uma certa uniformidade para o caso



úmido, (figura 6). As características comuns no mecanismo de fratura para todos os CP são basicamente três pontos e estão restritos à região de fratura final, são eles: ruptura de fibras, desaderência fibra/matriz e presença de múltiplas fissuras e/ou fendas próximas à região de fratura final.

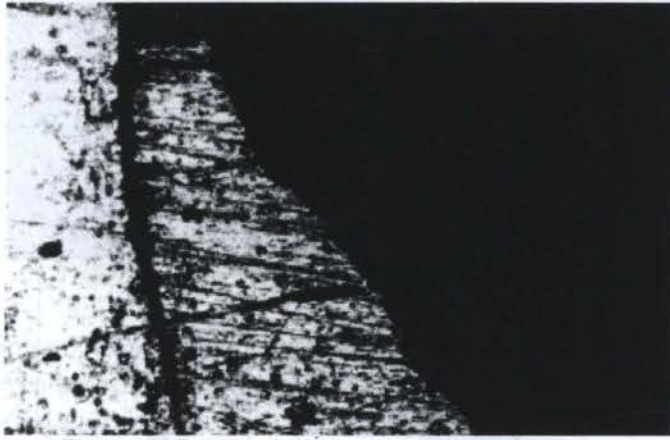


Figura 5: Região de fratura irregular - CP Seco.

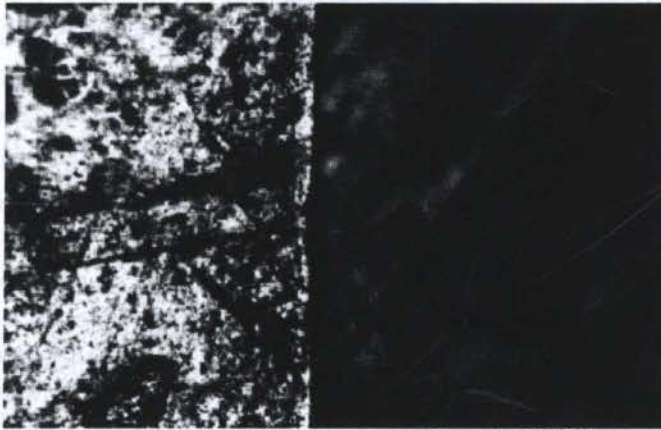


Figura 6: Região de fratura regular - CP úmido.

Com relação ao ensaio de flexão-em-três-pontos, os resultados experimentais mostram que não há, praticamente, influência da umidade no comportamento mecânico, ver figura 7. Mostra também, um comportamento linearmente elástico do material frente ao carregamento.

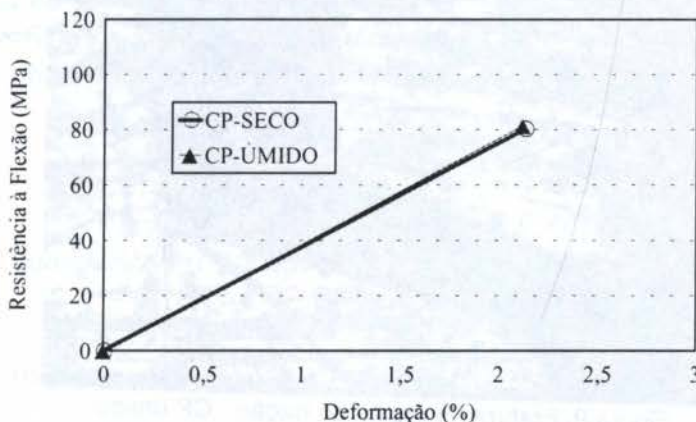


Figura 7: Análise comparativa do comportamento do material à resistência de flexão nos estados seco e úmido para um teor em volume de fibras de 9,7%.

A figura 8 mostra o comportamento deste material com relação aos módulos de elasticidade à flexão e verifica-se também a não variação da rigidez com a absorção de umidade.

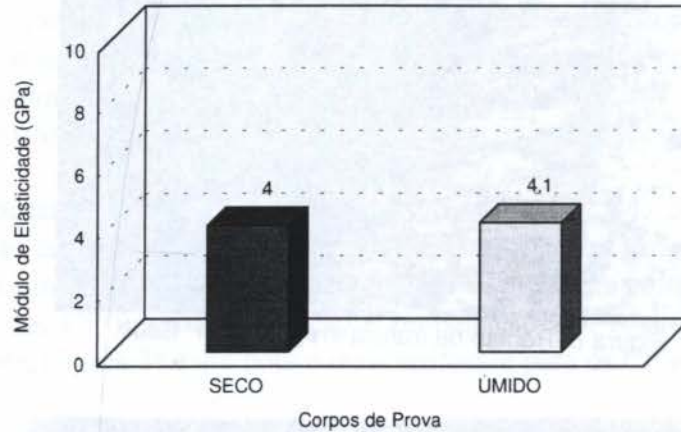


Figura 8: Valores médios dos módulos de elasticidade à flexão dos CP nos estados seco e úmido.

Os valores plotados nas figuras 7 e 8 foram obtidos a partir dos dados de carga e de variação de comprimento dos CP, registrados na máquina de ensaio, utilizando-se equacionamento específico da norma (ASTM D 790 - 90).

Observa-se também nas figuras 9 e 10, que a absorção de umidade tampouco tem influência no mecanismo de fratura do compósito moldado, com relação ao carregamento de flexão. Este comportamento pode ser explicado com base na resposta do material frente a uma distribuição de tensão, envolvendo diversos tipos de cargas ( tração, compressão e cisalhamento); e, como também no fato do mecanismo de dano apresentar-se extremamente concentrado na região de deflexão máxima.



Figura 9: Fratura na região de tração - CP úmido.





Figura10: Fratura na região de Tração - CP seco.

Constata-se também, conforme as figuras 9 e 10 que existem características comuns no mecanismo de dano em ambos os casos, seco e úmido, salvo algumas peculiaridades nos CP úmido, como a superfície de fratura final apresentar-se um pouco mais uniforme e a presença de ruptura de fibras menos intensa nesta região. Em razão destes resultados, supõe-se que a umidade teve pouca influência na redistribuição das tensões durante o carregamento. A pouca diferença existente nos resultados obtidos, se deve a própria peculiaridade dos materiais compostos em apresentar dispersão destes valores frente a qualquer ensaio mecânico realizado e ausência da não variação da rigidez do material. Este comportamento também é constatado em laminados compostos quasi-isotrópicos da família  $[0 / 90 / \pm \theta]_s$ , onde  $\theta$  pode assumir valores de  $45^\circ$  e  $60^\circ$  (Kriz, 1980).

#### 4. CONCLUSÕES

- 1- Observou-se que o material no estado de saturação, ao ser submetido ao ensaio de tração-axial, apresentou uma perda significativa nas propriedades de resistência de 37% e rigidez de 19%.
- 2- Constatou-se características comuns e pontos divergentes no mecanismo de fratura frente ao ensaio de tração-axial.
- 3- Nos ensaios de flexão-em-três-pontos, os resultados mostraram não haver influência da umidade na resistência e rigidez do material.
- 4- O mecanismo de fratura, para o ensaio de flexão-em-três-pontos, apresentou pouca divergência no estudo comparativo, salvo em alguns casos, para os CP úmidos, em que a superfície da fratura final apresenta uma certa uniformidade e a presença de ruptura de fibras menos intensa.

#### 5. BIBLIOGRAFIA

ASTM D 638 - 90 *Standard Test Method for Tensile Properties of Plastics*, Philadelphia, 1990.

ASTM D 570 - 81 (Reapproved 1988) *Standard Test Method for Water Absorption of Plastics*.

ASTM D 790 - 90 *Standard Test Methods for Flexural Properties of Unreinforced and Reinforced Plastics and Electrical Insulating Materials.*

Gay, D. *Matériaux Composites*, Editions Hermès, Paris, 1991.

Hull, D. *An Introduction to Composite Materials*, Cambridge University Press, Cambridge, 1988.

Kriz, R. D. & Stinchcomb W. W. *Damage in Composite Materials* ASTM - STP 775, 1982.

Sih, G. C. & SKUDRA A. M. *Failure Mechanics of Composites*, vol. 03, Ed. Elsevier Science Publisher, 1985.

Spragg, C. J. & Drzal, L. T. *Fiber, Matrix, and Interface Properties* ASTM - STP 1290, 1996.

Talreja, R. *Damage Mechanics of Composite Materials* - Composites Materials - Series - vol. 9, 1994.

Vison, J. R. *Advanced Composite Materials Enviromental Effects* - ASTM - STP 658, 1978.





PAPER CODE: COB571

**SIMULAÇÃO DO PERFIL DE TEMPERATURA NO DISPOSITIVO DE ALTA PRESSÃO PARA SÍNTESE DE MATERIAIS SUPERDUROS / SIMULATION OF TEMPERATURA PROFILE IN HIGH PRESSURE DIVECE OF SUPERHARD MATERIAL SYNTHESIS**

JOÃO JOSÉ DE ASSIS RANGEL, SERGUEI MOURACHOV & VLADIMIR POLIAKOV

*Universidade Estadual do Norte Fluminense - UENF - CCT - LAMAV*

*CEP 28015-620 Av. Alberto Lamego, 2000, Campos dos Goitacazes, RJ, Brasil - E-mail: jjrangel@uenf.br*

**Abstract**

A computational model to analyse the synthesis process of carbonado type synthetic polycrystalline diamond was performed through numerical simulation. In this model it is possible to analyse temperature distribution in a part of chamber in both steady and nonsteady states. The simulation results allowed an understanding of the influence of temperature profile in chamber as well as the effect of increasing voltage in the temperature distribution during the synthesis process.

**Keywords**

Diamante policristalino, carbonado, distribuição de temperatura, simulação de perfil, análise numérica. Polycrystalline diamond, carbonado, temperature distribution, profile simulation, numerical analysis.

**1. INTRODUÇÃO**

Os diamantes sintéticos são produzidos industrialmente na forma de pós até 250  $\mu$ m, monocristais até 1,0mm, policristais de diferentes formas e compósitos de materiais superduros. A introdução destes materiais e ferramentas abrasivas diamantadas na indústria possibilitou a manufatura de muitos metais e ligas não ferrosos, materiais não metálicos de alta dureza, corte de vidro, mármore, granito, a perfuração de poços de petróleo e gás, etc. Eles proporcionaram nestas atividades um aumento de produtividade em dezenas de vezes, obtendo, principalmente, novos resultados no acabamento final do produto.

Dentre os tipos de diamantes sintéticos citados, o policristalino pode ser produzido através de dois processos: (a) pela síntese do grafite e (b) pela sinterização dos pós de monocristais de diamantes. O diamante policristalino produzido pelo primeiro processo, apresenta como vantagem o fato de ser produzido em uma etapa com apenas poucos segundos de duração, ao contrário do diamante policristalino sinterizado. Este último, é produzido em duas etapas, sendo elas: a síntese dos pós de diamante e a posterior sinterização destes pós, sendo que estes dois processos envolvem prensagem e aquecimento, com valores de pressão e temperatura relativamente altos (Poliakov *et al.*, 1990).

Neste artigo será analisada a distribuição de temperatura na região da bigorna (que é uma peça fundamental na síntese dos diamantes) durante a produção do diamante policristalino do tipo carbonado (DSPC), que é o diamante produzido pelo processo descrito no item (a) do parágrafo anterior. Este diamante tem um custo bastante competitivo, pois possui propriedades



mecânicas compatíveis com as dos outros diamantes e um tempo de processamento muito rápido.

## 2. DISPOSITIVO DE ALTA PRESSÃO

Os materiais superduros são sintetizados no sistema metal grafite em dispositivos especiais, conhecidos como câmara de alta pressão. Esta câmara com geometria bem definida converte a força da prensa em uma pressão adequada para a síntese do material superduro. A câmara, mostrada na Figura 1, é formada pela bigorna com os anéis de cintamento, pela gaxeta de calcita e pela célula reativa, que é a própria matéria-prima composta de grafite e metal solvente que se convertem em diamante.

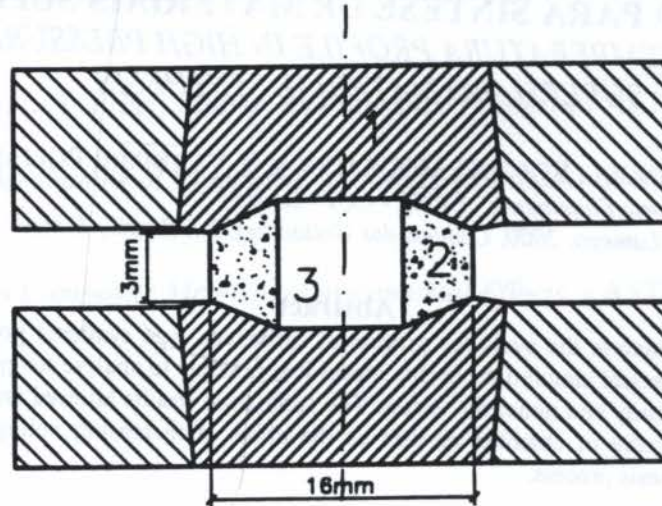


Figura 1: Câmara de alta pressão (1-Bigorna; 2-Gaxeta; 3-Célula Reativa).

## 3. SÍNTESE DO DIAMANTE POLICRISTALINO

Para a síntese dos diamantes, a câmara de alta pressão, mostrada na Figura 1, é posicionada dentro de uma prensa especial para ser comprimida e atingir pressões de pelo menos 4GPa. Após a compressão, a câmara é aquecida a uma temperatura de pelo menos 1250°C, através da passagem de corrente elétrica pela mesma. Durante um período de tempo pré-determinado são mantidas estas condições para o crescimento dos diamantes.

De acordo com o tipo de diamante que se deseja produzir, muda a composição e maneira como os materiais iniciais são posicionados na célula reativa, ou seja, o que difere o processo de síntese do DSPC para o do diamante monocristalino é o arranjo da célula reativa. Entretanto, na produção do DSPC as condições do processo são mais severas, com valores de pressão e temperatura acima de 5,6GPa e 1430°C, respectivamente. Assim, quanto menor for o tempo de duração do processo menor poderá ser o custo do diamante.

Um fato importante da síntese do diamante policristalino é o tempo de duração do processo, que é o tempo suficiente para o metal líquido penetrar nos poros do grafite. Deve ser ressaltado que a nucleação e crescimento do diamante policristalino ocorre a taxas muito maiores que a produção de diamantes monocristalinos. Por exemplo, o tempo de formação do diamante policristalino do tipo carbonado de aproximadamente 5mm não passa de 10s. Quando diamantes monocristalinos de 1mm estão sendo formados, o processo de síntese deve manter a pressão e temperatura por pelo menos 30min. Assim, a produção em escala industrial dos monocristais de diamantes sintéticos com tamanho superior a 1,0mm ainda é economicamente inviável, devido ao alto custo de fabricação (Poliakov *et al.*, 1990).



#### 4. DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NA BIGORNA

A bigorna, mostrada na Figura 1, é uma das partes principais da câmara de alta pressão. Ela fica em contato direto com o grafite e o metal líquido durante o processamento e, conseqüentemente, sujeita a condições muito severas como as altas pressões, temperaturas e também altos gradientes de temperatura. Assim, o material usado na fabricação da bigorna é uma liga de carbeto de tungstênio e cobalto e o seu custo é responsável por praticamente 50% do custo da câmara de alta pressão e esta por sua vez responde por aproximadamente 60% do custo do material superduro produzido. Conseqüentemente, o aumento da vida útil da bigorna é de extrema importância para reduzir o custo do diamante produzido.

A análise da distribuição de temperatura na bigorna é um passo importante para redução do seu custo, entretanto a obtenção direta deste perfil não é possível, devido às severas condições do processo, como já foi mencionado (Elyutin *et al.*, 1987).

Para a determinação da distribuição de temperatura na bigorna através de simulação numérica, é necessário primeiro modelar a distribuição de voltagem na câmara de alta pressão, para assim calcular o calor gerado em cada ponto do seu interior. Este procedimento se faz necessário para determinar com precisão o valor do calor dissipado em cada ponto do interior da câmara. Isto pois, a mesma é composta por diferentes materiais, e para uma mesma voltagem aplicada a dissipação do calor terá valores diferentes em cada parte do seu interior (Rangel *et al.*, 1996).

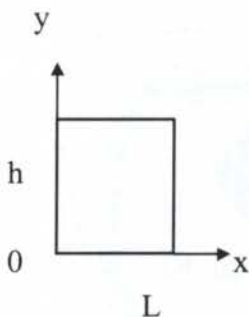
Após o cálculo do calor dissipado, modela-se então a distribuição de temperatura na câmara de alta pressão. Ambos os processos descritos podem ser modelados partindo da equação do calor mostrada na equação 1 (Novikov *et al.*, 1991):

$$\nabla(c^2 \nabla u) + q(x, y, z, t)u = u, \quad (1)$$

Para o problema elétrico, ou seja, o processo de distribuição de voltagem, a equação (1) é simplificada, considerando a simetria cilíndrica, como mostrado a seguir: (Gosman *et al.*, 1985):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( k_x \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k_y \frac{\partial u}{\partial y} \right) = 0 \quad (2)$$

Condições de contorno do problema:



$$u = u(x, y)$$

$$u(x, 0) = 0 ; \quad u(x, h) = V ;$$

$$\left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{x=0} = 0 \quad (\text{condição de simetria});$$

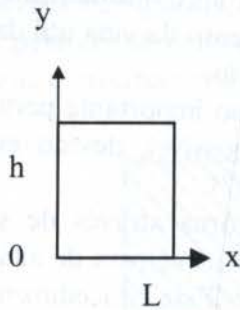
$$k = k(x, y).$$

Sendo: h e L a altura e o raio da câmara respectivamente, V a voltagem aplicada a mesma e "k" é coeficiente de condutividade elétrica do material.

Para o problema térmico, ou seja, processo de distribuição de temperatura, a equação (1) é simplificada, considerando a simetria cilíndrica, como mostrado a seguir: (Gosman *et al.*, 1985):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( k \cdot x \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \cdot x \frac{\partial u}{\partial y} \right) + a \cdot q(x, y, t) = \rho \cdot c \cdot x \frac{\partial u}{\partial t} \quad (3)$$

Condições iniciais e de contorno do problema:



$$u = u(x, y, t);$$

$$u(L, y, 0) = u(x, 0, 0) = u(x, h, 0) = T_{\text{ambiente}};$$

$$\left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{x=0} = 0 \quad (\text{condição de simetria});$$

$$k = k(x, y, t);$$

$$\rho = \rho(x, y, t);$$

$$c = c(x, y, t).$$

Sendo: h e L a altura e o raio da câmara respectivamente,  $T_{\text{ambiente}}$  a temperatura ambiente, “q” a fonte de calor, “k” o coeficiente de condutividade térmica, “c” o calor específico, “ $\rho$ ” a massa específica e “a” uma constante expressa pela equação:

$$a = \frac{1}{2\pi\Delta x\Delta y} \quad (4)$$

Propriedades dos materiais usados na simulação:

Resistividades elétricas em ( $\Omega \cdot \text{mm}$ )

Grafite:  $1 \times 10^{-2}$

Níquel:  $1 \times 10^{-4}$

Calcita:  $1 \times 10^{10}$

Diamante:  $2 \times 10^{10}$

Condutividade térmica em ( $\text{W}/(\text{mm} \cdot \text{K})$ )

Grafite: 0,1

Níquel: 0,0250

Calcita: 0,00183

Diamante: 0,410

Metal duro (6%Co e 94%WC): 0,03

Produto do calor específico pela massa específica em ( $\text{J}/(\text{mm}^3 \cdot \text{K})$ )

Grafite:  $3,665 \times 10^{-3}$

Níquel:  $3,815 \times 10^{-3}$

Calcita:  $1,915 \times 10^{-3}$

Diamante:  $2,06 \times 10^{-2}$

Metal duro (6%Co e 94%WC):  $2,593 \times 10^{-3}$



## 5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Ambos os problemas foram modelados numericamente através da técnica das diferenças finitas usando o método explícito iterativo com parâmetros de Tchebychev (Samarskii *et al.*, 1995). A partir daí foi elaborado um programa de computador para serem feitas as simulações

numéricas e assim obter os perfis de temperatura para a análise dos gradientes de temperatura na região da bigorna da câmara de alta pressão (Bozhko *et al.*, 1996).

A Figura 2 ilustra a parte da câmara de alta pressão que foi modelada neste artigo. Devido à simetria da geometria cilíndrica somente é mostrado o corte da parte esquerda da câmara de alta pressão, que é composta pelos seguintes elementos: 1-parte da bigorna superior, 2-gaxeta de calcita, 3-anel aquecedor de grafite, 4-cilindro de grafite, 5-cilindro de metal solvente e 6-parte da bigorna inferior. O cilindro de grafite é a matéria-prima que será transformada em diamante.

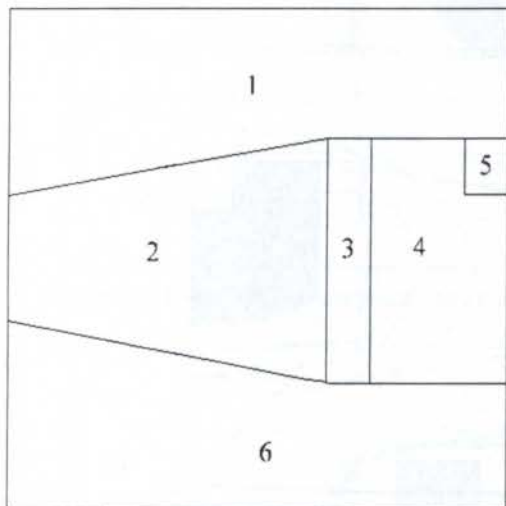


Figura 2: Câmara de alta pressão.

Nas figuras seguintes são mostrados os perfis de temperatura. Estes perfis podem identificar até 10 isotermas referentes às temperaturas de: 35, 500, 900, 1100, 1200, 1300, 1400, 1430, 1500 e 1600°C, sendo identificada na figura a isoterma de maior e a de menor valor. A isoterma referente à temperatura de 1430°C identifica o ponto eutético da liga carbono níquel a pressão de 5,6GPa. O níquel é o metal usado neste artigo como o solvente na simulação do processo, conseqüentemente, em qualquer temperatura abaixo deste valor, o metal estará sólido e nenhum diamante poderá ser formado.

A parte achurada nas figuras identifica o volume do grafite transformado em diamante durante o processo.

As Figuras 3 e 4 apresentam dois perfis de temperatura referentes à simulação do processo com voltagem de 2,2V. Nestas Figuras, pode ser observado que a voltagem aplicada foi alta e o carbono que estava na fase diamante retornou à fase grafite.

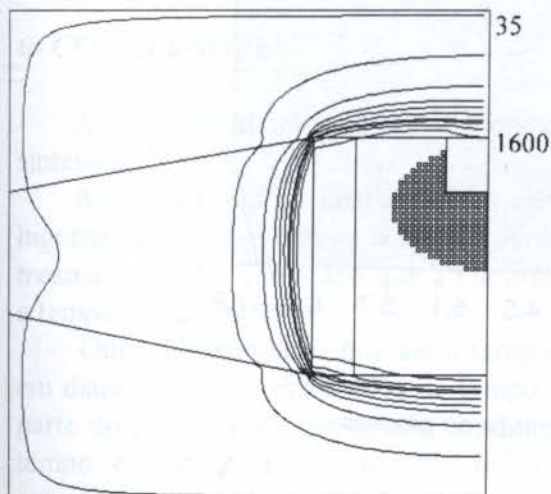


Figura 3: Perfil de temperatura em 1,2s.

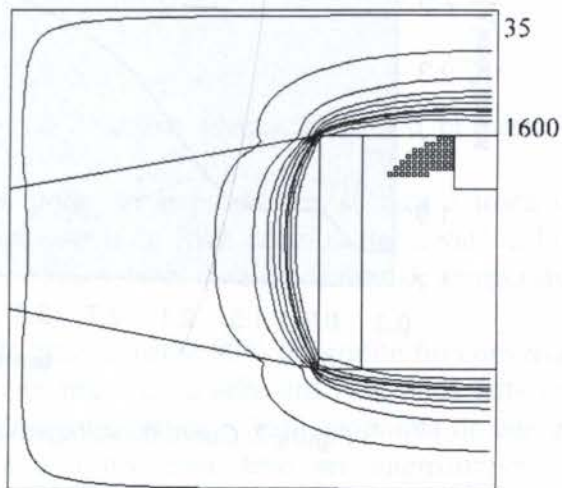


Figura 4: Perfil de temperatura em 1,8s.

Nas Figuras 5 e 6, a seguir, são apresentados dois perfis de temperatura referentes à simulação do processo com voltagem de 2,1V. Esta voltagem aplicada foi adequada para a formação dos diamantes, entretanto, o valor não foi suficiente para todo grafite passar a diamante. Como pode ser verificado na Figura 6, a temperatura máxima não é superior ao ponto eutético da liga carbono níquel e assim nenhum diamante é mais formado.

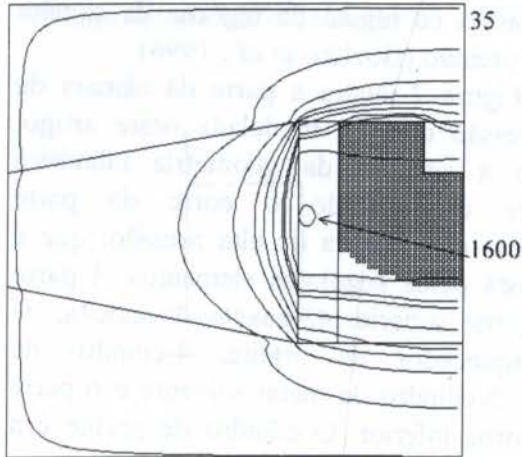


Figura 5: Perfil de temperatura em 3,6s.

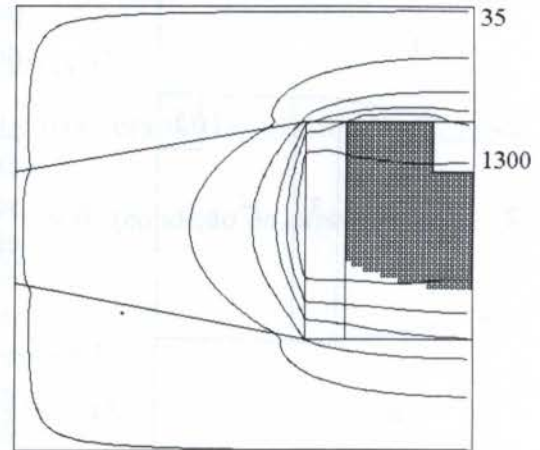


Figura 6: Perfil de temperatura em 5,4s.

Nestas Figuras pode ser observado também, que a bigorna da parte superior da câmara de alta pressão fica submetida a temperaturas e gradientes de temperatura maiores que a bigorna da parte inferior da mesma câmara, durante praticamente todo o processo. Isto, conseqüentemente, acarretará em menor vida útil para a bigorna da parte superior.

Visando a aumentar o rendimento do processo, ou seja, produzir mais diamantes com o mesmo tempo, foi elaborada uma curva para a voltagem aplicada à câmara de alta pressão. Esta curva, mostrada na Figura 7, tem como objetivo manter uma temperatura adequada na célula reativa, e assim permitir maior formação de diamantes durante todo o processo.

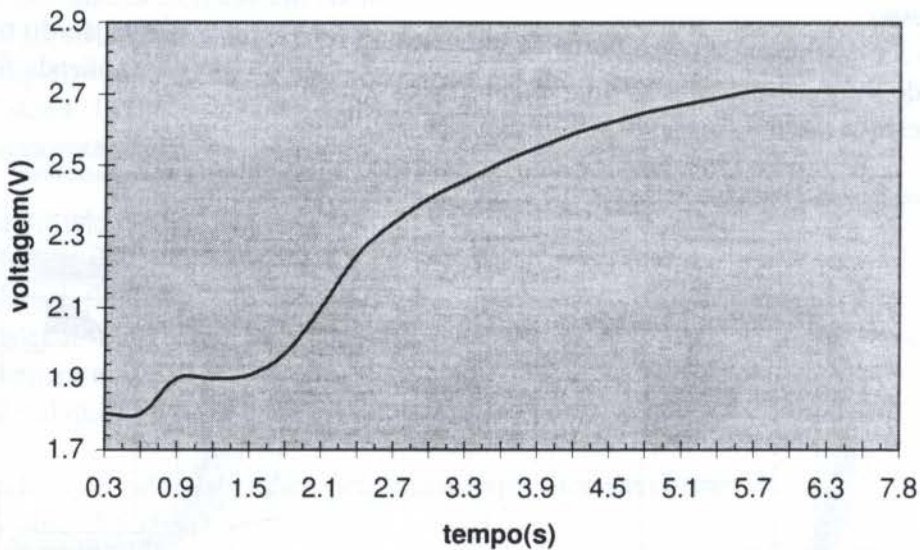


Figura 7: Curva de voltagem para controle do processo.



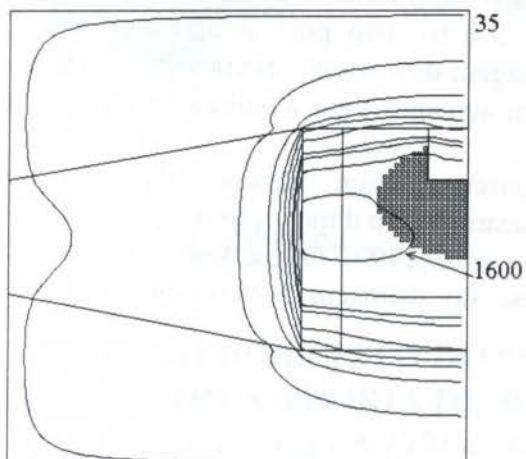


Figura 8: Perfil de temperatura em 1,2s.

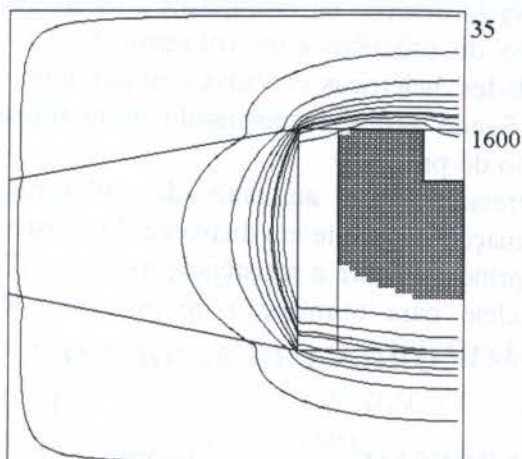


Figura 9: Perfil de temperatura em 3,6s.

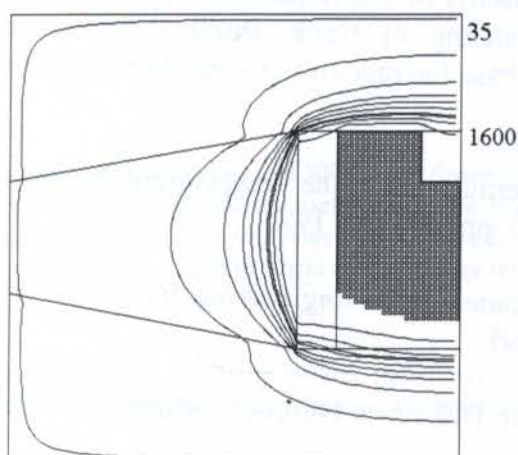


Figura 10: Perfil de temperatura em 5,4s.

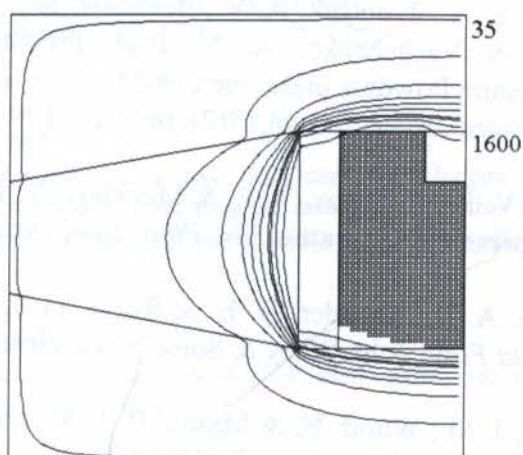


Figura 11: Perfil de temperatura em 7,8s.

Nas Figuras 8 a 11 são mostrados os perfis de temperatura para a simulação do processo de síntese do DSPC com controle da voltagem. Na análise destas Figuras, pode ser verificado que o aumento da voltagem acarretou maior temperatura na câmara de alta pressão. Pode ser visto ainda, que mesmo com controle de voltagem, a bigorna da parte superior ficou submetida a temperaturas maiores que a bigorna inferior. Entretanto, para o mesmo tempo de processo mais diamantes podem ser formados.

## 6- CONCLUSÕES

Apesar das simplificações, o modelo proposto descreve adequadamente o processo de síntese do DSPC.

Assim, através da análise destes resultados, pode ser sugerido que se faça a troca das bigornas superior e inferior a cada processamento, com o objetivo de aumentar a vida útil das mesmas, pois foi verificado que a bigorna superior fica submetida a gradientes de temperatura e temperaturas maiores.

Outra observação é que até o tempo de 5,4s, praticamente 80% do grafite foi convertido em diamante e com mais 45% de tempo de processamento, ou seja, em 7,8s ainda falta uma parte do grafite a ser convertido em diamante. Conseqüentemente, para economia de energia, tempo e principalmente da vida útil da bigorna o processo deve ser interrompido em aproximadamente 5,5s para diamantes policristalinos com dimensões apresentadas neste artigo.

A transformação da fase grafite para diamante acarretou a diminuição da temperatura na simulação do processo com voltagem de 2,1V (Fig. 5 e 6). Isto pois, o diamante possui propriedades dielétricas elevadas e assim limita a passagem de corrente elétrica pela zona da reação. Sendo assim, foi analisado neste trabalho um aumento para a voltagem durante a simulação do processo.

Entretanto, este aumento da voltagem, proporcionou um aumento da taxa de transformação de grafite em diamante. Mas, isto pode acarretar em diminuição da qualidade do DSPC, principalmente a resistência mecânica (Poliakov *et al.*, 1990). O que sugeri que se use este modelo para otimização do processo de síntese do diamante policristalino do tipo carbonado (DSPC).

## 7- REFERÊNCIAS

- Bozhko, S. A.; Trotsyuk, A. V.; Bezhenar, N. P.; Sokolov, A. N.; Belyavina, N. N.; Markiv, V. Ya. & Vashchenko, A. N. High Pressure Sintering of Cubic Boron Nitride and Molybdenum Powders under the Conditions of Solid-phase Interaction Between them, *Journal of Superhard Materials*, vol.17(2), pp.3-12, 1995.
- Elyutin, V. P.; Poliakov, V. P. & Melikhov, V. I. Determination of the Temperature Profile in a High-pressure Apparatus, *Sov. Phys. Dokl.*, vol.32(4), pp.328-329, 1987.
- Gosman, A. D.; Launder, B. E. & Reece, G. J. *Computer-Aided Engineering Heat Transfer and Fluid Flow*, John Wiley & Sons, Nova York, 1985.
- Hobson, J. M.; Wood, N, & Mason, P. J. A New Finite-Difference Diffusion Scheme, *Journal of Computational Physics*, vol.125, pp.16-25, 1996.
- Novikov, N. V.; Levitas, V. I.; Leshchuk, A. A. & Idesman, A.V. Mathematical Modeling of Diamond Synthesis Process, *High Pressure Research*, vol.7, pp.195-197, 1991.
- Poliakov, V. P.; Nojkina, A. V. & Chirikov, N. V. *Diamantes e Materiais Superduros*, Ed. Metalurgia de Moscou, 1990. (em Russo ).
- Rangel, J. J. A.; Mourachov, S.; Poliakov, V. P. & Monteiro, S. N. Análise do Perfil de Temperatura em Câmara de Alta Pressão para Síntese de Materiais Superduros, *Anais do 12<sup>o</sup> Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciência dos Materiais*, vol.01, pp.237-240, Águas de Lindóia, SP, 1996.
- Samarskii, A. A. & Vabishchevich, P. N. *Computational Heat Transfer: The Finite Difference Methodology*, vol.2, John Wiley & Sons, Nova York, 1995.



PAPER CODE: COB564

**ESTUDO DO EFEITO DO "SIZE" EM FIBRAS DE CARBONO  
UTILIZANDO A TEORIA DE WEIBULL / THE STUDY OF SIZE EFFECT  
OF CARBON FIBERS BASED ON WEIBULL THEORY**ANA LÉA DOTAN\*, GIOVANNI CILIATO, e HAZIM ALI AL-QURESHI\*  
*Departamento de Tecnologia, Divisão de Mecânica-Aeronáutica - ITA - CTA - S. J. dos Campos*  
*e-mail: lea@mec.ita.cta.br***Abstract**

The mechanical properties of T300 carbon fibers (with and without sizing) have been measured at lengths of 1,0, 2,5, 5,0 and 10,0 cm, and the usefulness of the Weibull treatment in correlating the results tested. Other failure modes for carbon fibers have also been observed, based on Weibull distribution, such as the "clamp effect" on expected tensile strength of fibers at small gauge lengths.

**Keywords**

Fibras de carbono, tensão de ruptura, módulo de elasticidade, distribuição de Weibull, efeito garra, size, carbon fibers, tensile strength, young modulus, Weibull distribution, clamp effect.

**1. INTRODUÇÃO**

As fibras de carbono vêm sendo largamente empregadas como reforço em materiais compósitos devido às suas características de alta resistência e módulos específicos. Para uma melhor caracterização das propriedades mecânicas faz-se necessária a utilização de métodos estatísticos tais como a distribuição de Weibull e suas variantes, uma vez que os defeitos são aleatoriamente distribuídos na fibra. De acordo com Griffith um material frágil tem uma população de trincas finas que produzem uma concentração de tensões em regiões localizadas de uma grandeza suficiente para atingir o valor teórico de resistência coesiva (Dieter, 81). A influência das condições da superfície da fibra motivou a realização de ensaios de tração em fibras de carbono com e sem *size*, permitindo o estudo do efeito do *size* nas propriedades da fibra, uma vez que o *size* é uma fina camada polimérica destinada à proteção da fibra e que a reveste (Dotan, 94, 96).

**1.1 Teoria estatística da fratura**

Esta teoria baseia-se no fato de que a variação na resistência à tração de corpos de prova idênticos deve-se a uma distribuição aleatória de defeitos. Weibull (Weibull, 51) considerou a existência de uma distribuição inicial de defeitos que permanece inalterada até que a resistência do defeito mais crítico seja atingida. A região deste defeito torna-se instável e o defeito cresce catastróficamente até fraturar a estrutura (Batdorf, 91). Da teoria de Weibull fica clara a relação entre a resistência da fibra à tração e o comprimento da mesma: quanto

maior o tamanho do cdp, maior a probabilidade de existir um defeito crítico o suficiente para romper a fibra, a um determinado nível de tensão. Se a probabilidade de ruptura do  $i$ -ésimo elemento for  $(\delta P_f)_i$ , então a probabilidade de sobrevivência do elemento,  $(\delta P_s)_i$ , será dada pela Equação (1) e a probabilidade de sobrevivência do corpo, pela Equação (2).

$$(\delta P_s)_i = 1 - (\delta P_f)_i \tag{1}$$

$$P = \prod_i (\delta P_s)_i = \prod_i [1 - (\delta P_f)_i] \cong \prod_i \exp [ -(\delta P_f)_i ] = \exp [ - \sum_i (\delta P_f)_i ] \tag{2}$$

Sendo  $n(\sigma)$  definido como o número de defeitos por unidade de comprimento de uma fibra incapazes de resistir a um valor  $\sigma$  de tensão aplicada, a probabilidade de ocorrer falha dentro de um elemento de comprimento  $dL$  é dada pela Equação (3), a probabilidade total de sobrevivência, considerando uma distribuição de defeitos uniforme, é dada pela Equação (4) e a probabilidade de falha, pela Equação (5).

$$dP_f = n(\sigma) dL \tag{3}$$

$$P_s = \exp \left[ - \int_0^L n(\sigma) dL \right] = \exp [ - n(\sigma)L ] \tag{4}$$

$$P_f = 1 - P_s = 1 - \exp [ - n(\sigma)L ] \tag{5}$$

$$n(\sigma) = (\sigma/\sigma_0)^m \tag{6}$$

$$n(\sigma) = [(\sigma - \sigma_u)/\sigma_0]^m \tag{7}$$

$$P_s = \exp [ - L(\sigma/\sigma_0)^m ] \tag{8}$$

Nas Equações (6), (7) e (8),  $\sigma_0$ , é o parâmetro de escala da distribuição, o qual possui valor aproximadamente igual à tensão média de fratura de uma unidade de comprimento do material que está sendo testado e  $\sigma_u$  representa a tensão abaixo da qual não ocorrerá falha. O parâmetro  $m$  governa a forma da distribuição sendo chamado de parâmetro de Weibull.

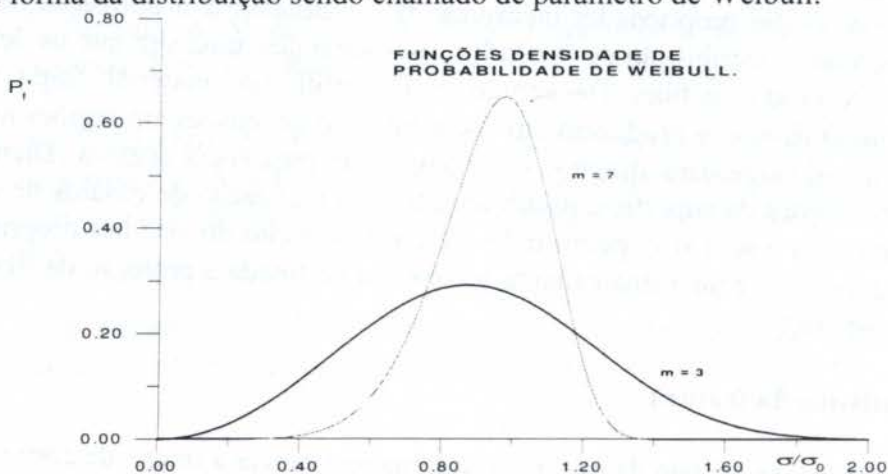


Figura 1: Representação gráfica da função densidade de probabilidade de Weibull.

O parâmetro de Weibull pode ser considerado como um fator da frequência de distribuição dos defeitos: valores altos de  $m$  indicam a presença de muitos defeitos, homoganeamente distribuídos ao longo do material (Figura 1), com pouca dispersão em



relação a resistência média e pouca influência do tamanho do corpo de prova. Para valores baixos de  $m$  tem-se poucos defeitos e portanto observa-se uma maior influência do comprimento da fibra, com um espalhamento maior em torno da resistência média. No entanto, ao contrário da distribuição normal, que é simétrica em relação ao seu máximo, a distribuição de Weibull é achatada em uma direção para  $m < 4$  e na outra direção para  $m > 4$ . Os parâmetros da formulação de Weibull são determinados pela realização de  $N$  testes de tração obtendo-se as tensões de ruptura por  $\sigma_1, \dots, \sigma_N$ , em ordem crescente. A probabilidade de falha acumulada associada à tensão  $\sigma_j$  é dada por Johnson (Equação 9). Obtém-se os parâmetros da distribuição ( $m$  e  $\sigma_0$ ) através da Equação (10).

$$(P_f)_j = (j - 0,3)/(N + 0,4) \quad (9)$$

$$\ln \ln(P_s^{-1}) = m \ln \sigma - m \ln \sigma_0 + \ln L \quad (10)$$

Plotando-se  $y = \ln \ln(P_s^{-1})$  versus  $x = \ln \sigma$  obtém-se  $m$  através da inclinação da reta. A variação do comprimento  $L$  do corpo de prova provoca um deslocamento vertical da reta mantendo o paralelismo (comprimento  $L_i$  em relação ao segmento de comprimento  $L_1$ , Equação 11).

$$\ln \sigma (L_i) = \ln \sigma (L_1) + (1/m) \ln (L_1/L_i) \quad (11)$$

Stoner *et alli* (Padget, 95) relataram que algumas fibras pareciam falhar devido a concentração de tensões nas garras do equipamento de teste ("efeito da garra"). Uma vez que fibras curtas são inerentemente mais resistentes, o efeito da extremidade seria mais pronunciado. O modelo estatístico que leva em consideração o efeito da extremidade, considera que este efeito atua paralelamente ao efeito da população de defeitos para a determinação da probabilidade total de falha, como uma variável de aceleração, como a seguir:

$$P_f = 1 - \left[ -L \left( \frac{\sigma}{\sigma_1} \right)^{m_1} - \left( \frac{\sigma}{\sigma_2} \right)^{m_2} \right] \quad (12)$$

Neste caso tem-se quatro parâmetros a serem estimados:  $m_1, m_2, \sigma_1, \sigma_2$ . Quando  $m_1 = m_2$  tem-se o chamado *modelo linear*, caracterizado pelas Equações (13) e (14), onde  $F_L$  é a probabilidade de falha sob tensão  $\sigma$ . O modelo *modelo exponencial* pode ser visto nas Equações (15) e (16).

$$\alpha_L = \sigma_0^{-\rho} (L + \gamma), \text{ onde } \alpha \text{ e } \rho \text{ são os fatores de escala e forma, respectivamente} \quad (13)$$

$$F_L = 1 - \exp [ -(L + \gamma)(\sigma/\sigma_0)^\rho ], \text{ onde } \gamma \text{ é um parâmetro da equação} \quad (14)$$

$$\alpha_L = \sigma_0^{-\rho} (L / L_0)^\gamma \quad (15)$$

$$F_L = 1 - \exp [ -L^\gamma (\sigma / \sigma_0)^\rho ] \quad (16)$$

Extraíndo-se os parâmetros referentes ao efeito das garras a análise de Weibull pode ser aplicada à fibras de pequenos comprimentos, usadas em compósitos. Para estimar-se os parâmetros da Equação (16),  $\sigma_0, \gamma$ , e  $\rho$ , utiliza-se o Método de Estimativa de Máxima Verossimilhança (*Maximum Likelihood Estimation*, MLE), que resulta em estimadores mais eficientes (Cohen, 65). Este método pode ser vista nas Equações (17) a (24).

$$dP_f/d\sigma = (L/\sigma_0^m) m \sigma^{m-1} \exp[-L(\sigma/\sigma_0)^m] \quad (17)$$

$$dP_f/d\sigma = (m/\theta) \sigma^{m-1} \exp(-\sigma^m/\theta), \quad \text{onde } L/\sigma_0^m = \theta \quad (18)$$

Quando  $m = 1$ , tem-se a função densidade de probabilidade da distribuição exponencial com um parâmetro. A função de verossimilhança (para  $n$  testes de tração) será dada por:

$$L(\sigma_1, \dots, \sigma_n; m, \theta) = \prod_{i=1}^n (m/\theta) \sigma_i^{m-1} \exp(-\sigma_i^m/\theta) \quad (19)$$

$$\left[ \frac{\sum_1^n \sigma_i^m \ln \sigma_i}{\sum_1^n \sigma_i^m} - \frac{1}{m} \right] = \frac{1}{n} \sum_1^n \ln \sigma_i, \quad \text{onde } L \text{ é a função de verossimilhança} \quad (20)$$

A Equação (20) pode ser resolvida para o estimador de máxima verossimilhança de  $m$  e determina-se o estimador de  $\sigma_0$ . Designando-se por  $\hat{m}$  o estimador de  $m$ , tem-se que:

$$\sigma_0 = \left[ \frac{l_i \sum \sigma_i^{\hat{m}}}{n} \right]^{\frac{1}{\hat{m}}}, \quad \text{onde } l_i = \text{comprimento da fibra} \quad (21)$$

Através da equação (16), com procedimento análogo ao que foi realizado com o modelo de Weibull com dois parâmetros, obtemos o seguinte sistema de equações não-lineares:

$$\sum n_i \log l_i - (\sum n_i) \left( \sum \sum l_i (\log l_i) \sigma_{ij}^\rho \right) / \left( \sum \sum l_i^\gamma \sigma_{ij}^\rho \right) = 0 \quad (22)$$

$$\sum n_i / \rho + \sum \sum \log \sigma_{ij} - (\sum n_i) \left( \sum \sum l_i^\gamma \sigma_{ij}^\rho (\log \sigma_{ij}) \right) / \sum \sum l_i \sigma_{ij}^\rho = 0 \quad (23)$$

$$\xi - \sum n_i / \sum \sum l_i^\gamma \sigma_{ij}^\rho = 0, \quad \text{onde } \xi = \sigma_0^\rho \quad (24)$$

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Visando-se obter uma análise da influência do comprimento da fibra de carbono nos valores de resistência e do módulo de elasticidade da mesma, foram realizados testes de tração de monofilamentos de carbono do tipo Thornel T300 6K, com e sem *size*, em uma máquina do tipo Instron 1131. Os monofilamentos foram montados em molduras de cartolina com um vão de comprimento pré-determinado. A fixação do corpo de prova na máquina de ensaios de tração Instron deu-se por meio de garras de pressão. Trabalhou-se com quatro comprimentos padrões de corpos de prova para cada tipo de fibra: 1 cm; 2,5 cm; 5 cm e 10 cm, num total de 35 cdp's para cada comprimento.

## 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Foi observado o comportamento linear previsto por Weibull para o logaritmo do logaritmo do inverso da probabilidade de resistência a um determinado valor de tensão em função do logaritmo da tensão. Uma das hipóteses básicas da formulação de Weibull é a de que os parâmetros não variam com o comprimento do corpo de prova, ou seja, as retas obtidas devem ser todas paralelas (mesmo coeficiente angular  $m$  e parâmetro de escala  $\sigma_0$ ). Verificou-se que a variação máxima foi de 37% para os valores de  $m$  nos resultados com monofilamentos com



size. Isto significa uma variação de 5% em termos angulares, variação de até 30% nos valores do parâmetro  $\sigma_0$  para os monofilamentos com size, variação máxima de 27% nos valores de  $m$  para os ensaios com monofilamentos sem size, o que significa uma variação de menos de 5% em termos angulares e variação de até 30% nos valores de  $\sigma_0$  nos ensaios com monofilamentos sem size. A Figura 3 permite a visualização do efeito do comprimento dos corpos de prova testados nos valores das tensões de ruptura. O valor de tensão de ruptura fornecido pelo fabricante para a fibra com size é de 3,65 GPa. Isto corresponde a um comprimento de corpo de prova de 1,04 cm (Figura 3). Embora muito prático e de fácil aplicação, o método dos mínimos quadrados não é robusto. Um método eficaz na análise estatística de uma massa de dados é o da máxima verossimilhança. A Tabela 1 apresenta os resultados dos parâmetros de Weibull e do parâmetro de escala da formulação de Weibull ( $\sigma_0$ ) obtidos pelos dois métodos. Observa-se que os valores de  $m$  para as fibras com tratamento são sempre maiores quando calculados pelo método da máxima verossimilhança. Isto indica a possível existência de outliers, pois o aumento do valor de  $m$  indica que a distribuição é mais afilada (menor desvio padrão) do que previsto inicialmente. Observa-se também que a variação percentual nos valores de  $m$  foi mais significativa quando se usa o método da máxima verossimilhança (51% contra 37%). Verifica-se que os valores de  $\sigma_0$  são sempre maiores para fibra sem tratamento e sempre iguais ou maiores quando estimados pelo método dos mínimos quadrados. O aumento do valor de  $\sigma_0$  provoca uma diminuição no valor do coeficiente linear, deslocando a reta para baixo. Com a determinação das estimativas dos parâmetros  $m$  e  $\sigma_0$  é possível plotar-se os gráficos das melhores retas para fibras tratadas e não tratadas, para cada um dos quatro comprimentos (Figura 5).

Tabela 1: Comparação dos valores de  $m$  e  $\sigma_0$

COMPRIMENTO DO CDP	FIBRAS COM size				FIBRAS SEM size			
	Máxima Verossimilhança		Mínimos Quadrados		Máxima Verossimilhança		Mínimos Quadrados	
	$m$	$\sigma_0$ (GPa)	$m$	$\sigma_0$ (GPa)	$m$	$\sigma_0$ (GPa)	$m$	$\sigma_0$ (GPa)
1,0 cm	4,80	4,16	4,29	4,17	3,35	4,36	3,43	4,54
2,5 cm	6,09	3,61	5,06	3,91	3,93	4,00	3,96	4,00
5,0 cm	6,35	3,47	5,33	3,66	4,75	3,63	3,39	4,11
10,0 cm	7,26	2,80	5,89	3,11	5,08	3,27	4,30	3,50

Os valores médios da tensão de ruptura em testes de tração decrescem a medida que o comprimento do corpo de prova aumenta. O módulo de elasticidade, no entanto, apresenta um comportamento diferente: a medida que aumenta o comprimento do corpo de prova, aumenta também o módulo de elasticidade do material, ou seja, ele fica mais rígido (Figura 4 b). Conforme pode ser verificado nos gráficos anteriores, o comportamento do módulo de elasticidade da fibra de carbono (tratada e não tratada) é aproximadamente linear com o logaritmo do comprimento do monofilamento ensaiado. Verificou-se também que o size não influencia significativamente os valores de  $E$  da fibra. As fibras sem size mostram-se um pouco mais rígidas e também apresentam um maior espalhamento em torno do  $E$  médio para cada comprimento. Utiliza-se a formulação de Weibull com dois parâmetros para a extrapolação dos valores de tensão de ruptura em fibras muito curtas (de comprimento da ordem de grandeza do milímetro) resultando em valores superiores aos verificados na prática. Nestas fibras curtas percebe-se o chamado "efeito garra". O sistema formado pelas equações (22-25), não linear, com incógnitas  $\gamma$  e  $\rho$ , pode ser resolvido fazendo o parâmetro  $\rho$  assumir diversos valores nas duas equações acima e para cada valor destes, achar o valor correspondente de  $\gamma$  que anula a equação.

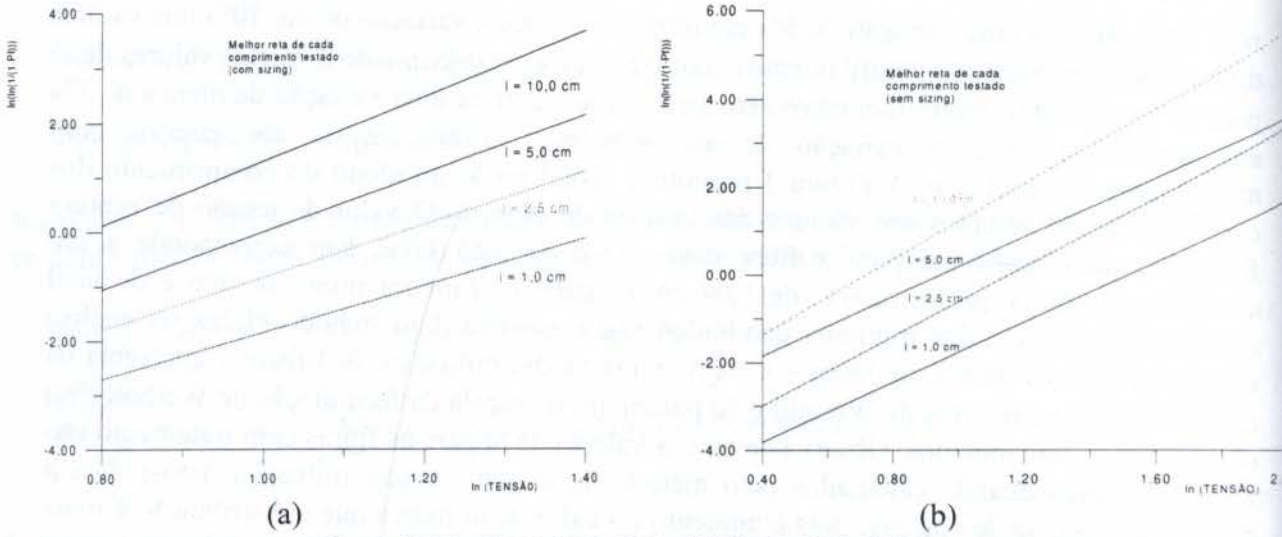


Figura 3: (a) Fibras com size; (b) Fibras sem size

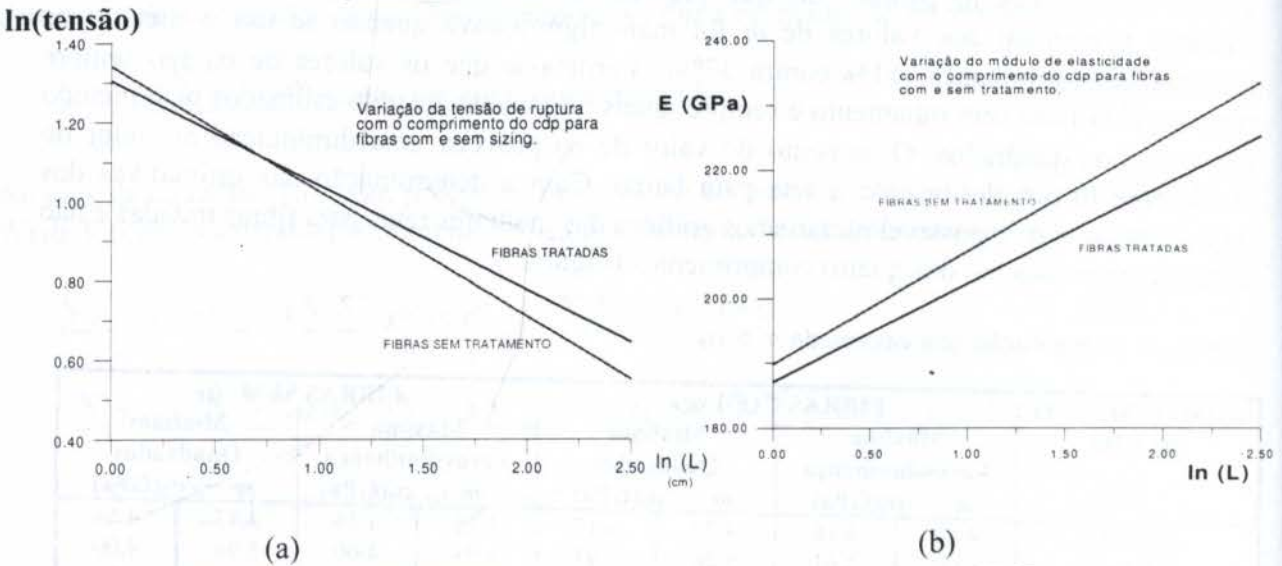


Figura 4: Efeito do comprimento (L) do cdp nos valores de (a)  $\sigma_{rup}$ ; (b) E.

Obtém-se, desta forma 2 curvas (que são as interseções das superfícies das duas funções com o plano  $z = 0$ ). O ponto no qual as duas curvas se interceptam é a solução para o sistema. Com  $\rho$  e  $\gamma$  determinados, calcula-se  $\xi$  através da Equação 10 (Figura 5).

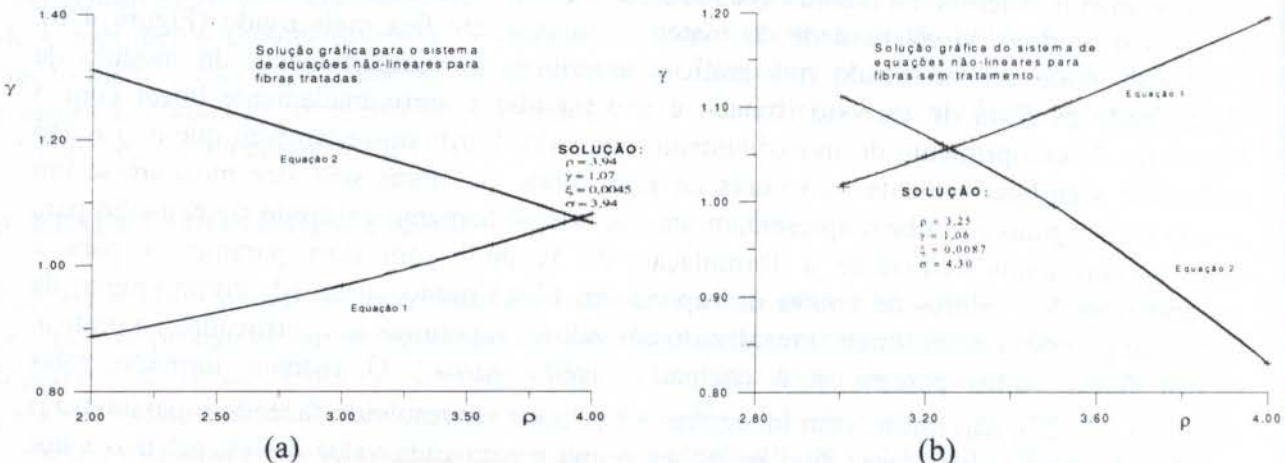


Figura 5: Solução gráfica para o sistema de equações para as fibras (a) com size; (b) sem size.



Como o menor comprimento de cdp testado foi 10 mm, os valores para o parâmetro  $\gamma$  estão bastante próximos da unidade. Não houve, portanto, para este caso, a introdução de um parâmetro muito significativo. No entanto, este modelo ainda possui vantagens significativas sobre o anterior: conforme pode ser visto na formulação do sistema,  $\sigma$  possui dois índices ( $i$  e  $j$ ), ou seja o cálculo das estimativas dos parâmetros é feito usando-se todos os valores de testes obtidos. O que não ocorre nas formas de estimativa anteriormente utilizadas, que usavam apenas os valores de tensão de um mesmo comprimento para a avaliação destas estimativas. Com efeito, este método mostra-se o mais adequado a extrapolações e interpolações para o cálculo do efeito do comprimento da fibra no valor da tensão de ruptura.

#### 4. CONCLUSÕES

O valor de  $\gamma$  influencia os valores de  $\rho$  (ou  $m$ ) e de  $\xi = \xi(\sigma_0)$ , e portanto, faz-se necessária a correta avaliação destes dois últimos parâmetros (sem a influência do efeito de garra, que ocorre nos testes e não nas estruturas de materiais compósitos, onde os esforços são transmitidos às fibras através da interface fibra-matriz). Outro fato que pode ser verificado no modelo com dois parâmetros (tanto pelo método dos mínimos quadrados quanto pelo da máxima verossimilhança) através da tabela 1 e confirmado pelo modelo com "efeito garra" através da Figura 5 é a influência do tratamento nos valores de  $m$  (ou  $\rho$ ). Verifica-se que o coeficiente de forma é sempre maior para as fibras tratadas, o que indica uma menor dispersão em torno do valor médio de cada comprimento. Conforme pode ser visualizado na Figura 7, construído com os valores dos parâmetros encontrados na Figura 6. Observa-se na Figura 8 que a variação da tensão de ruptura com a variação do comprimento é maior para as fibras sem tratamento. Verifica-se também que as fibras tratadas a partir de um certo comprimento (ponto de interseção das retas, o qual é menor que 1 cm) as fibras tratadas são mais resistentes a tração.

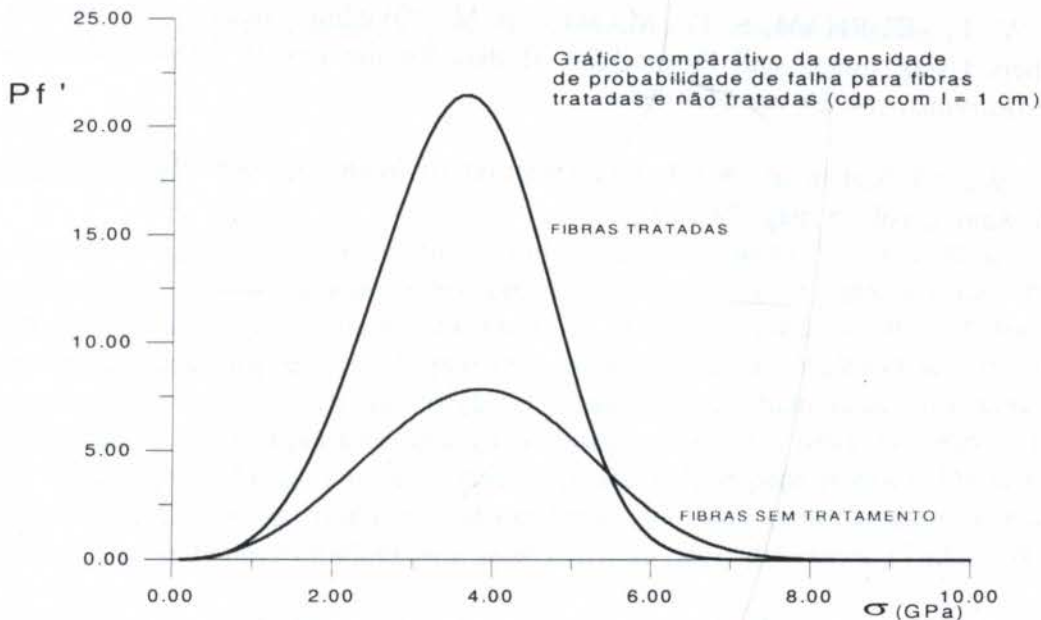


Figura 7: Função densidade de probabilidade de falha para fibras com e sem size.

O ponto de interseção das retas merece um estudo mais aprofundado: seria interessante a confirmação da sua ocorrência também em outros tipos de fibras de carbono (HS e HM). Pois se o único efeito envolvido na dependência da tensão ruptura com o comprimento do cdp

fosse o da concentração de tensões devido aos defeitos na estrutura da fibra então a reta azul deveria estar sempre acima da vermelha. Uma explicação mais simples para este fato pode ser encontrada em possíveis erros experimentais nos testes com os cdps de 1 cm (os mais difíceis de serem ensaiados) que podem ter provocado a interseção das retas. Pois descartando-se o ponto correspondente à média dos valores obtidos para a tensão de ruptura em cdp com comprimento de 1 cm.

## 5. REFERÊNCIAS

BATDORF, S.B., "Statistical Fracture Theories", *International Encyclopedia of Composites*, vol. 6, pags. 395-405, VCA Publishers, USA, 1991.

COHEN, A C., "Maximum Likelihood Estimation in the Weibull Distribution Based on Complete and Censored Samples"; *Technometrics*, vol. 7, no. 4, pags. 579-588, novembro de 1965.

DIETER, G. e., "Metalurgia Mecânica", Editora Guanabara, 1981.

DOTAN, A. L., RAMOS, L.A, GONÇALVES, J. e AL-QURESHI, H. A, "Efeito do Tratamento Químico de Fibras de Juta na Interface Fibra-Matriz em Conjugados Juta-poliéster, Analisando-se a Extração das Fibras da Matriz ("Pull-out")", Anais do III Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, Pará, julho de 1994.

DOTAN, a l., DA SILVA, J.L.G. e AL-QURESHI, H.A, "Macro and Micro-mechanical Behaviour of Natural Fibre Composites" *Mechanics in Design*, CSME Forum, pags.823-831, 1996, Candá.

PADGET, W. J., DURHAM, S. D., MASON, A M., "Weibull Analysis of Strength of Carbon Fibers Using Linear and Power Law Models for the Length Effect", *Journal of Composite Materials*, vol. 29, no. 14, 1995.

WEIBULL, W., "A Statistical Distribution Function of Wide Applicability", *Journal of Applied Mechanics*, vol. 18, pag. 293, 1951.





PAPER CODE: COB363

**MOLDAGEM POR INJEÇÃO APLICADA À RECICLAGEM DE PET  
DE GARRAFAS DE REFRIGERANTES / INJECTION MOLDING APPLIED  
TO POST-CONSUMER PET RECYCLING**

Sandro Donnini Mancini, Maxwell Nascimento Bezerra & Maria Zanin  
Departamento de Engenharia de Materiais, Universidade Federal de São Carlos, Rodovia  
Washington Luís, Km 235, CEP: 13565-905, Tel: (016) 274-8250, e-  
mail:psdm@iris.ufscar.br

**Abstracts**

Post-consumer PET soft-drink bottles, after size reduction, washing and drying were submitted to multiple injection processing. Tensile, impact and differential scanning calorimetry (DSC) were made in samples of this recycled PET. The results of tensile and impact properties are related to cristalinity (which increased when the followed recyclings are made) and processing, after comparation with the results of the same tests in samples made by extrusion.

**Keywords**

Injeção, PET, Extrusão, Reciclagem / Injection, PET, Extrusion, Recycling

**1. INTRODUÇÃO**

A injetora é um equipamento muito usado no processamento de plásticos, que fornece peças acabadas ou pré-formas para outros processamentos, como o sopro utilizado na fabricação de garrafas. O material plástico em forma de grânulos é fundido num sistema cilindro aquecido/rosca sem fim que o impulsiona para frente, acumulando-se no final do equipamento, próximo ao bico de injeção. Quando houver quantidade suficiente para a confecção da peça, medida por uma balança de dosagem interna, a rosca a empurra o material contra o molde, preenchendo suas cavidades e produzindo a peça plástica. Desta maneira, investindo-se na compra da injetora e, dependendo das suas especificações, é necessário somente a confecção de novos moldes para se produzirem peças diferentes. (Tadmor & Gogos, 1978).

A reciclagem, tanto de rejeitos industriais quanto a de resíduos sólidos urbanos, tem se constituído num dos principais temas de estudos de materiais por representar uma solução relativamente barata e ecologicamente correta contra a poluição ambiental. Destaque especial tem sido dado aos plásticos, cuja reciclagem é incipiente, sua produção crescente, baixíssima biodegradabilidade e ainda apresenta alta porcentagem nos resíduos urbanos, devido principalmente ao uso de embalagens de rápido descarte (Warner, 1970).

1996



A reciclagem de plásticos por injetoras geralmente ocorre após a passagem dos produtos descartados e moídos por um sistema extrusora/picotadora, obtendo-se grânulos (forma mais adequada para transformação). Tal formato é preferido quando se deseja misturar quantidades de reciclados em material virgem, na tentativa de obter um produto com qualidade superior ao obtido com 100% de reciclados. Quando deseja-se o produto 100% reciclado, tal sistema não é o mais indicado por ter submetido o material a dois ciclos de processamento, degradando-o e piorando suas propriedades finais com relação ao material inicial. Já a mistura de reciclados em material virgem diretamente em injetora também não é recomendada, pois a diferença de densidade dos dois tipos de materiais pode atrapalhar a homogeneidade do produto final. Com o poli(tereftalato de etileno), PET, de garrafas de refrigerantes moídas isso é bem evidente, dada a leveza do material em comparação com os grânulos do polímero virgem ou do reciclado submetido a extrusão/picotamento.

Este trabalho tem por objetivo a simulação de reciclagens de produtos 100% reciclados com injetoras, a partir da moagem de garrafas de refrigerantes de 2 litros feitas de PET (de resíduos urbanos). Foram realizados testes de Calorimetria Diferencial por Varredura (DSC), de impacto e tração, comparando os resultados obtidos com os de La Mantia e Vinci (1994) que apresentam simulação semelhante a partir de extrusoras. De posse dessa comparação, pode-se explicar diferenças de propriedades relacionando-as com o processamento, o que pode dar subsídio para avaliação da viabilidade técnica da reciclagem diretamente por injeção.

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

Garrafas de Coca-Cola de 2 litros pós-consumo (de depósito de lixo de coleta seletiva da Universidade Federal de São Carlos-UFSCar) foram moídas em moinho de facas Primotécnica, de 738 rpm e 4 HP. Este material em forma de flocos foi lavado (com água) e seco (inicialmente ao ar e depois por 3 horas de patamar a 110°C em mufla EDG-Equipamentos e Controles, Modelo FIVE-2 com vácuo de 10<sup>-1</sup> atm feito com bomba IBAV BRD4). Posteriormente, o material foi injetado em corpos de prova: parte deles era separada para testes e o restante era novamente moído e seco, até completar cinco injeções. Os corpos de prova foram obtidos por meio de uma injetora PIC, tipo BOY-15, n° 147, a qual acoplou-se um molde (resfriado com água corrente) para a injeção de corpos de prova de tração, tipo I segundo a ASTM D638 (1991). O tempo de processamento foi medido considerando-se o tempo de dosagem de um corpo de prova completo e sem rebarbas.

A Calorimetria Diferencial por Varredura (DSC) mede, entre outras importantes propriedades de um plástico, a Entalpia de Fusão (no caso, calor absorvido para ocorrer a fusão). Trata-se de submeter pequenas quantidades de material a aquecimento controlado até a fusão; a seguir, é feito um resfriamento brusco e procede-se novo aquecimento controlado, onde monitora-se a diferença de temperatura entre a amostra e uma referência, considerada diretamente proporcional ao fluxo de calor diferencial ( $dT/dt \propto dH/dt$ ). O resfriamento de um material plástico fundido pode oferecer condições para que moléculas (ou partes delas) se empacotem uma sobre outras, formando regiões localmente organizadas, cuja somatória fornece o índice de cristalinidade da amostra (percentual de fase organizada presente). A região cristalina tem uma rigidez maior que a amorfa (região desorganizada) e fornece ao material resistência mecânica, porém aumenta sua fragilidade.(Manrich, 1993).

O índice de cristalinidade foi obtido através da equação 1 (ASTM D3417, 1991).

$$X_c = (\Delta H_f \text{ amostra}) / \Delta H_f \text{ 100\%C} \quad (1)$$



onde  $X_c$  = cristalinidade da amostra (%)

$\Delta H_f$  amostra = entalpia de fusão da amostra (J / g)

$\Delta H_f$  100% $C$  = entalpia de fusão do polímero 100% cristalino, tabelada como 140,1 J / g (Athas, 1996).

As amostras para os ensaios de impacto foram obtidas entalhando corpos de prova confeccionados semelhantemente aos de tração, de modo a obter dimensões adequadas à norma (ASTM D 256, 1991). Usou-se um entalhador da Custom Scientific Instruments, 120 VAC / 60 Hz, 1PH A. O ensaio foi feito em equipamento Custom Scientific Instruments / CS 137-043, que consiste de um sistema para prender a amostra, de modo que o entalhe fique centralizado para receber a ação frontal de um pêndulo com peso de 1Kg solto de uma altura normalizada (uma dada energia potencial). Um visor indica a energia gasta pelo pêndulo para quebrar o corpo de prova entalhado.

Para a realização dos testes de Tração, utilizou-se a Máquina Universal de Ensaio INSTRON, modelo 1172, com célula de carga de 500Kg. Em linhas gerais, trata-se de monitorar o puxamento de um corpo de prova, medindo a força que a máquina faz para manter uma taxa de deformação, previamente especificada, constante. No papel registrador, simultaneamente é desenhado o gráfico da força que a máquina faz para manter a velocidade de deformação programada contra o percurso do papel (proporcional ao percurso do sistema puxador). Com relações que envolvem as dimensões do corpo de prova e parâmetros da máquina, são obtidos resultados práticos em termos de projeto e controle de qualidade de materiais, como alongação na ruptura (o quanto o material esticou até quebrar), resistência a tração (tensão máxima suportada pelo material) e módulo de elasticidade, que relaciona a tensão aplicada com a deformação na região de deformação reversível (ASTM D638, 1991).

Os testes foram realizados nas dependências e com equipamentos do Laboratório de Polímeros do Departamento de Engenharia de Materiais da Universidade Federal de São Carlos (DEMa-UFSCar), a exceção dos testes de DSC, feitos em equipamento DSC V2.2A Dupont 9900, do Instituto de Física e Química de São Carlos da Universidade de São Paulo (IFQSC-USP).

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A figura 1 apresenta os resultados do tempo de dosagem (processamento) em função do número de ciclos de reprocessamento de material advindo de garrafas de refrigerantes feitas de PET. Nota-se uma forte tendência de aumento no tempo de dosagem conforme se sucedem as reciclagens. A diferença entre o tempo de processamento de um passo de reciclagem e o imediatamente anterior é geralmente pequena, aumentando consideravelmente do quarto para o quinto passo. A tendência provavelmente ocorre devido a perda de viscosidade do material

fundido com o aumento do número de reciclagens (devido a degradações consecutivas) além visível presença de pó, notada logo após a moagem. Com a dificuldade intrínseca de processamento, o pó fica "patinando" na rosca e impede que os flocos do material moído desçam do funil de alimentação para a rosca e sejam fundidos. A presença excessiva de pó

parece ser a principal causa do aumento maior no tempo de dosagem do quarto para o quinto passo de reciclagem.



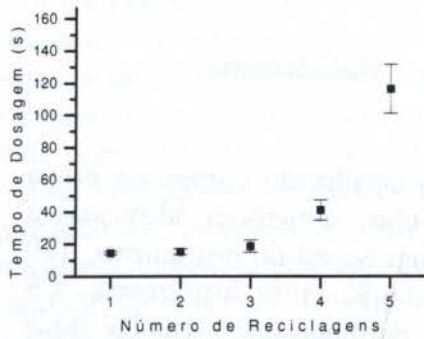


Figura 1 - Tempo de processamento (dosagem) X número de reciclagens do material advindo de garrafas de PET

Para efeito de ilustração e comparação, foi feita ainda a injeção de grânulos do material virgem (cedidos pela Fibra Nordeste S.A.). Os grânulos são formato mais adequado para a injeção, cujas especificações (densidade, dureza, etc.) foram levadas em conta ainda no projeto do equipamento. Dessa maneira, com o tempo de processamento do material virgem, que foi de 12 segundos, podemos avaliar que a injeção de garrafas moídas é produtiva (a primeira injeção levou uma média de 14,5 segundos).

Pela tabela 1, podemos verificar o aumento na cristalinidade e comparar com os resultados de La Mantia e Vinci (1994), feitos também por DSC.

Tabela 1 - Resultados de %Cristalinidade do Trabalho e de La Mantia e Vinci (1994)

Reciclagem	% Cristalinidade	%Cristalinidade (Mantia e Vinci)
Garrafa	23,38	21,40
Primeira	28,16	21,60
Segunda	31,76	23,10
Terceira	32,71	24,20
Quarta	35,99	24,55
Quinta	37,85	25,60

A diferença entre os resultados pode ter várias razões. Porém o que mais diferenciou os dois experimentos foi que La Mantia e Vinci submeteram o material à reciclagem em extrusora (onde fios do polímero saídos da máquina são prontamente mergulhados em banheira com água corrente), enquanto o tra-

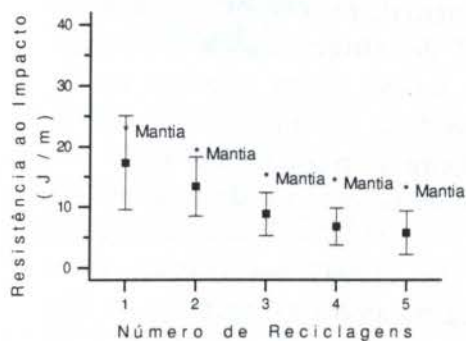
balho ora apresentado utilizou-se da injeção, cujo resfriamento em molde com água corrente circulante é notadamente menos eficiente. Isto pode ter facilitado a acomodação molecular e, conseqüentemente, a cristalinidade. Como fator que pode ter contribuído para a cristalinidade das amostras injetadas ser maior que as feitas por extrusão também está o fato de que o material fundido pressionado contra o molde é orientado no sentido do fluxo, forçando as moléculas a uma formação mais organizada e, logo, mais cristalina.

Os resultados dos ensaios de resistência ao impacto estão na figura 2. Além da tendência de diminuição da resistência ao impacto conforme ocorrem as reciclagens, nota-se que os resultados do trabalho e os de La Mantia e Vinci distanciam-se mais conforme ocorrem os reprocessamentos. O aumento na cristalinidade causa um aumento da participação de fase rígida e frágil,

explicando a tendência de queda observada nos dois experimentos.



Figura 2 - Resistência ao Impacto das Amostras Estudadas e as de La Mantia e Vinci



Duas razões podem ter contribuído para a discrepância entre os resultados do trabalho apresentado e os de La Mantia e Vinci: a cristalinidade, distribuída em agregados cristalinos chamados esferulitos, maior das amostras estudadas, ocasionou um caminho inter-esferulítico mais viável à propagação da trinca representada pelo entalhe; ainda, os corpos de prova feitos com os grânulos advindos do processo de extrusão (fios de polímero posteriormente picotados) foram submetidos a compressão a quente. Diferentemente da injeção, a pressão isostática da compressão não orienta as moléculas em nenhuma direção, enquanto a injeção orienta as moléculas no sentido contrário ao entalhe. Tal orientação acaba sendo prejudicial a resistência ao impacto, devido ao efeito concentrador de tensão do entalhe. As duas razões apontam para valores menores para os resultados do trabalho do que os de La Mantia e Vinci (1994), como encontrado.

Os resultados do teste de tração obtidos no trabalho bem como os de La Mantia e Vinci (1994) encontram-se na tabela 2. Nota-se que as tendências são idênticas: aumenta o número de reciclagens, aumentam o Módulo de Elasticidade e a Resistência à Tração, o que deve ser fruto do aumento da cristalinidade. Os resultados experimentais obtidos superiores aos de La Mantia e Vinci (1994) devem ter ocorrido pela combinação de dois fatores: a cristalinidade maior para as amostras do trabalho e a orientação (no sentido de realização do teste) provocada pela injeção (os corpos de prova de La Mantia e Vinci (1994) foram os fios saídos da extrusora, ou seja, sem orientação). Os dois mesmos fatores explicam a tendência contrária para Elongação na Ruptura: quanto maior a cristalinidade, maior a presença de fase rígida, oposição mais competente ao escoamento e quanto maior a orientação, mais moléculas estarão resistindo ao puxamento, diminuindo a deformação suportável pelo material.

Tabela 2 - Comparação entre Módulos de Elasticidade, Resistência à Tração (Tensão Máxima) e Elongação na Ruptura Obtidos (**Experimental**) e os de **Mantia** e Vinci (1994).

Reciclagem	Módulo de Elasticidade (GPa)		Resistência à Tração (GPa)		Elongação na Ruptura (%)	
	Mantia	Exp.	Mantia	Exp.	Mantia	Exp.
Primeira	1,30	1,82	37,50	59,60	78,00	108,41
Segunda	1,40	2,10	35,50	55,35	20,00	4,73
Terceira	1,48	2,25	30,00	41,63	7,00	3,67
Quarta	1,54	2,47	23,00	34,40	2,00	3,08
Quinta	1,58	1,61	21,50	20,30	1,00	1,98

#### 4. CONCLUSÕES



Embora o tempo de processamento aumente com o número de reciclagens, o que pode ser considerado um fator impeditivo para a reciclagem de PET de refrigerantes, a reciclagem da garrafa moída mostra justamente o contrário. Com um tempo muito próximo ao do material virgem, podemos concluir que, quando da necessidade de um produto 100% reciclado feito de PET de garrafas de refrigerantes, a extrusão/picotamento pode ser eliminada. Para passos seguintes, é recomendada a eliminação do pó advindo do processo de moagem.

Comparando-se com os resultados de La Mantia e Vinci (1994), que fizeram testes semelhantes com extrusora, nota-se cristalinidade maior para as amostras injetadas, o que reflete de pronto em propriedades mecânicas como impacto e tração. O reflexo da orientação molecular causada pela injeção também pode ser notado, atuando combinadamente com a cristalinidade.

Em síntese, a reciclagem de PET em injetoras mostrou-se viável em termos de produtividade e de qualidade técnica, desde que as aplicações dos reciclados possam suportar uma certa fragilidade, principalmente da segunda reciclagem em diante.

## 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a Gustavo Frattini pela ajuda em diversos momentos do trabalho e a FAPESP (Projeto 1995 / 3257-2) pelo financiamento de parte do trabalho, bem como à CAPES e ao CNPq pela concessão das bolsas de estudo.

## 6. BIBLIOGRAFIA

- AMERICAN SOCIETY OF TESTING MATERIALS - *Standard test methods for impact resistance of plastics and electrical insulating materials / D 256-90b*, vol. 08 (01). pp. 58-74. Filadélfia, 1991.
- AMERICAN SOCIETY OF TESTING MATERIALS - *Standard test method for tensile properties of plastics / D 638-90*, vol. 08 (01). pp. 157-168. Filadélfia, 1991.
- AMERICAN SOCIETY OF TESTING MATERIALS - *Standard test method for heats of fusion and crystallization of polymers by thermal analysis / D 3417-83*, vol. 08 (03). pp. 88-91. Filadélfia, 1991.
- ATHAS - ADVANCED THERMAL ANALYSIS LABORATORY. *Table of properties of linear macromolecules and small molecules*. p. 15. University of Tennessee. Knoxville, 1996.
- LA MANTIA, Francesco P. & VINCI, Michele - Recycling poly (ethylene terephthalate). *Polymer Degradation and Stability*. Número 45. pp.121-125. Reino Unido, 1994.
- MANRICH, Sati - *Cristalização e fusão de blendas poliméricas constituídas por poliuretano acrilado (PUA) e resina epóxi (RE)*. Tese de Doutorado. pp. 68-72,76, 82-84. São Carlos, Universidade Federal. 1993.
- TADMOR, Zehev & GOGOS, Costas G. - *Principles of polymer processing*. Editora John Wiley & Sons. Nova Iorque, 1978.
- WARNER, A.J. & PARKER, C.H. & BRAUN, B. - *Solid waste management*. Manufacturing Chemists Association. Washington, 1970. 553 p.



PAPER CODE: COB117

## CHARACTERISATION OF CARBON/CARBON COMPOSITE MATERIALS FOR BRAKE DISCS

FLAMINIO LEVY NETO, ALEXANDRE C. DE FREITAS & CARLOS A.A.CAIRO  
*Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Tecnologia - UnB - FT - ENM  
CEP 70.910-900 Brasilia, DF, Brasil - E-mail: levy@orion.enm.unb.br*

### Abstract

The purpose of this work was to measure the hardness, the density, the interlaminar shear and bending strengths, as well as the flexural modulus of Carbon/Carbon (C/C) specimens extracted from the brake disks of a supersonic aircraft and a F1 racing car. Two kinds of hardness tests were adopted: ( i ) Rockwell L and ( ii ) Micro Vickers. For the flexural modulus the methods of sonic resonance ( non destructive) and three point bending (destructive) were used. The interlaminar shear and the bending strengths were obtained by three point bending only. The repeatability of the results for the aircraft brakes (solid disk) was in the range of 3% to 22%. For the F1 brakes, in which the disks had ventilation holes (i.e. cylindrical ducts distributed along the radial direction), the variations were in the range of 13% to 25%.

### Keywords

Composite brakes, Mechanical Properties, Carbon / Carbon Composites.

### 1. INTRODUCTION

Carbon/Carbon (C/C) composites have been recently adopted as structural materials in aircraft brake disks, nozzle throats for rocket motors, heat shields for aerospace vehicles, orthopaedic implants, and special optic instruments. This class of advanced composite presents very attractive properties like low weight, high stiffness and strength, chemical inertness, and biocompatibility with the human body, among others, and maintain such properties up to 370 °C, in the presence of oxygen, and about 2500°C in nonoxidating environments (Savage, 1993).

During the last few years, a research program on the development of C/C composites has been carried out at the Division of Materials (AMR) of the Institute for Aeronautics and Space (IAE), in São José dos Campos (Pardini, 1994; Levy Neto et al., 1995). Investigations concerned with the machinability of C/C composites were also included in this research project

2002

(Coppini et al., 1996). In one of the initial phases of this project, some physical and mechanical properties of C/C composites used in the brake disks of a supersonic aircraft and a F1 racing car were evaluated. In both kinds of application, the advantages of the C/C disks over conventional metallic ones includes: structural weight reduction; lower thermal expansion; friction coefficients in the range 0.3 to 0.5, even at temperatures exceeding 2000°C; higher capacity of heat dissipation; longer life; and improved resistance of thermal shock. However, the cost of C/C composites, as a raw material, is still around U.S.\$ 200/Kg, and its use in brake systems is restricted to F1 cars, aircrafts, and fast trains ( Fisher, 1990 ).

The main objective of the present paper is to report, analyse, and discuss the obtained experimental results for the hardness, the density, the interlaminar shear and bending strengths, as well as the flexural modulus of rectangular specimens of C/C tested at AMR/IAE (Freitas, 1994).

## 2. MATERIALS AND EXPERIMENTAL PROCEDURE.

### 2.1 Tested Materials

The C/C materials tested in this investigation were extracted from two kinds of brake disks: ( i ) a solid one used in a supersonic aircraft which had as nominal dimensions for thickness (t), external and internal diameters ( $D_{ext}$ ,  $D_{int}$ ), 19mm, 272mm, 155mm, respectively; and ( ii ) the other obtained from a F1 car, with corresponding dimensions of 20mm, 294mm, and 192mm. The disk of the F1 car had ventilation holes of diameter  $d=10$ mm (50% of the disk thickness), evenly distributed at intervals of  $10^\circ$  around the circumferential direction. An approximate plan view of the brake disks is shown in Figure 1.

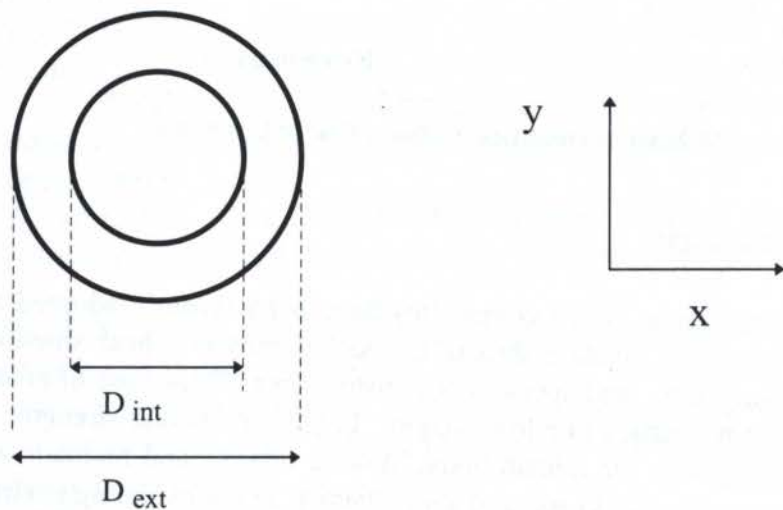


Figure -1 Plan View of the Brake Disks Showing the External and Internal Diameters.

The C/C composite of the aircraft disk was reinforced with 18 layers of plain weave carbon fabrics. Its process of fabrication included several cycles of liquid impregnation with



phenolic resin, intercalated with heat treatments of carbonization, in an inert atmosphere of argon, at temperatures around 1000°C, followed by a final densification of the carbon matrix using the carbon vapour deposition (CVD) technique. On the other hand, the disk of the F1 car was made from a preform of carbon felt, stitched with carbon fibres in the direction perpendicular to the plane (x, y) of the disk (see Fig. 1), and, in this case, only the CVD technique was employed (Savage, 1993; Levy Neto et al., 1995). The C/C disks tested in this work were extensively used, and their surfaces were worn out by friction, before they were donated to this research.

## 2.2 Mechanical and Physical Tests

In order to carry out the mechanical and physical tests, samples of rectangular cross sections were cut from the disks, using diamond tools. In the case of the specimens subjected to three bending, the ratio of length (L) over thickness (t) of the simple supported beams tested to failure varied from about 4 (short beam) to 30.

Since the C/C composites investigated are not conventional materials, although an extensive survey on the literature was carried out, only test standards adopted to characterise similar materials such as reinforced polymers (i.e. green composites) and synthetic graphites were found (Freitas, 1994). Based on this fact, it was decided to use the Rockwell L (ASTM C 748-83, for graphite materials) and the Micro Vickers (ASTM E 384-89) tests to measure the hardness of the C/C samples, as well as the ASTM C 559-85 standard to determine the density.

The repeatability of the Rockwell hardness measurements was very good, particularly for the C/C samples extracted from the aircraft brake. The hardness tests were easy to perform, and, the average results based on 80 indentations, 40 for the C/C of the aircraft brake and 40 for those of the F1 car, including the standard deviations, are presented in Table 1. The Micro Vickers tests, on the other hand, presented some difficulties, and the variation of the results was larger. In addition, it was not possible to obtain reliable measurements of the Micro Vickers hardness for the C/C specimens extracted from the F1 car disks. The Micro Vickers tests for the C/C material obtained from the aircraft disks, based on 34 indentations are shown in Table 1. This Table also includes the specific mass of the C/C composites analysed in the present paper, which were obtained measuring the mass and the volume of the test samples (ASTM C 559-85).

Table 1: Average Results of Hardness and Specific Mass of the C/C Composites.

C/C MATERIAL	AVERAGE HARDNESS		SPECIFIC MASS (g/cm <sup>3</sup> )
	Rockwell L	Micro Vickers	
F1 Car	75±10	-----	1.78
Aircraft	112±3	65±6	1.74



For the measurement of the flexural modulus ( $E = E_f$ ) and strength ( $\sigma$ ); as well as the interlaminar shear strength (ILSS) the following standards were adopted: three point bending (ASTM 790-90) for the destructive evaluation of  $E$  and  $\sigma$ ; ASTM C 747-74 for the non-destructive evaluation of  $E$  by sonic resonance; and the short beam method (ASTM D 2344-84, for green composites) to determine ILSS. In these cases, the specimens consisted on a prismatic straight beam of rectangular cross section, and simple supported at the extremities. In the destructive tests the load was applied at the middle span of the beams, as shown in Figure 2.

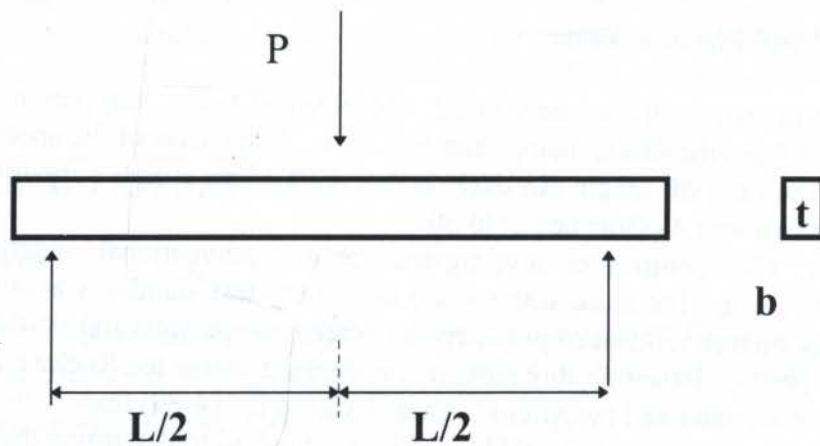


Figure 2 - Side View and Cross Section of the Tested Beams.

The span over thickness ratio ( $L/t$ ) of a composite beam subjected to three point bending has an important effect on its failure mode (Savage, 1993). When  $L/t$  is large (i.e.  $L/t > 20$ ), the failure is controlled by the normal stresses due to the bending moments ( $\sigma$ ), but, on the other hand, when  $L/t$  is reduced (i.e.  $L/t < 5$ ) the failure is controlled by the transverse shear stresses that cause the delamination of the beams. So, for the determination of  $E_f$  and  $\sigma$  the specimens extracted from the brake disks had  $L \sim 6$  cm and  $L/t > 25$ ; and those for the determination of ILSS had  $L \sim 5$  cm and the ratio  $L/t$  of about 4. Since C/C materials are very brittle, in the execution of all these tests, the displacement velocity of the test machine (INSTRON) was equal to 5 millimetres per minute.

The flexural modulus of the C/C samples ( $E = E_{sr}$ ) was also evaluated using a non-destructive method based on the vibration frequencies of a simple supported beam, called sonic resonance (Freitas, 1994). The specimens used for this purpose had mass of about 4 grams,  $L \sim 4$  cm, span over thickness  $L/t \sim 7$ , and span over width  $L/b \sim 4$ . In the experiments, the samples were hit with an aluminium bar at their middle spans, as illustrated in Figure 2. The dynamical response of the beams were measured and recorded for the calculations of  $E_{sr}$ , as function of the frequencies, the mass, and the geometry of the C/C beams (ASTM C 747-74).

Due to the fact that there were only two brake disks, one from the aircraft and one from the F1 car, the amount of material for each of the tests was very limited. However, since the C/C materials are brittle and heterogeneous, the test results are expected to vary significantly,



and the number of tests should be as high as possible to check their repeatability. In view of this fact, it was decided to test at least 5 specimens of each kind, but, in order to do that, the determination of the ILSS was not carried out for the aircraft disks, and the  $E_{sr}$  was not evaluated for the F1 car disks. The dimensions of the F1 disks were slightly larger than those of the aircraft, but the F1 disks had ventilation holes, so the amount of C/C in them was approximate the same.

For the determination of  $\sigma$  and  $E_f$  30 specimens were tested, 15 C/C beams from each kind of disk. For the evaluation of ILSS only 5 samples from the F1 disk were tested, and finally,  $E_{sr}$  was evaluated testing only 6 specimens from the aircraft disks. These results and their standard deviations are presented in Table 2.

Table 2: Average Test Results of the Flexural Modulus ( $E_f$ ) and Strength ( $\sigma$ ), Interlaminar Shear Strength (ILSS), and Sonic Resonance Modulus ( $E_{sr}$ ) of the C/C Beams.

MECHANICAL PROPERTY [MPa]	KIND OF C/C DISK	
	AIRCRAFT	F1 CAR
$\sigma$	96 ± 21	152 ± 38
$E_f$	12000 ± 2000	13000 ± 3000
$E_{sr}$	17000 ± 3000	-----
ILSS	-----	11.7 ± 0.6

For the calculation of  $\sigma$  and  $E_f$  (ASTM 790-90), ILSS (ASTM D 2344 - 84), and  $E_{sr}$  (ASTM C 747 - 74), the following equations were used:

$$\sigma = \frac{3 P L}{2 b t^2} \tag{1}$$

$$E_f = \frac{L^2 \sigma}{6 t \delta} \tag{2}$$

$$ILSS = \frac{3 P}{4 b t} \tag{3}$$

$$E_{sr} = \frac{A_r M f^2}{L} \tag{4}$$

Where:

$P$  is the applied load at the middle span;  
 $L$  is the span of the beam, according to Figure 2;  
 $b$  and  $t$  are the width and the thickness of the cross section of the beam, respectively;  
 $\delta$  is the vertical deflection of the beam at the middle span;  
 $A_r$  is a geometric factor given by ASTM C 747-74;  
 $M$  is the mass of the C/C beam; and  
 $f$  is a natural frequency.

### 3. DISCUSSION OF THE TEST RESULTS AND CONCLUSIONS

The repeatability of the results for both hardness tests, Rockwell L and Micro Vickers, for the C/C samples extracted from the aircraft brake disk was very good, as shown in Table 1, while those for the F1 car did not show the same trend. In particular, it was not even possible to obtain reliable results in the Micro Vickers hardness tests for the F1 disk. In fact, the C/C material from the aircraft disk is harder (by a factor of about 2 in the Rockwell tests), more homogeneous, and the wear on its surface was very regular, presenting good finishing. On the other hand, the wear on the surface of the F1 disk was irregular, and, it was possible to detect, in this case, that the values of the Rockwell hardness were lower when the measurements were carried out over the regions along the ventilation holes, in comparison with those on surface of the other regions, far from the ventilation holes. This explains the larger variation of the Rockwell hardness in the case of the F1 disk, which exceeded 13%, while in the case of the aircraft disk it was less than 3%.

Generally, due to the facts explained above, the repeatability of the results for the aircraft disk was better than the correspondent one for the F1 disk. Another reason for this is the fact that all the reinforcing carbon fibres in the F1 disk were in the form of stitched felt, while the aircraft disk was reinforced with 18 layers of woven carbon fabrics, which are much more stable and produces a stiffer composite, in comparison to stitched layers of felt (Pardini, 1994).

Another aspect observed in the results of Table 2 is the fact that the flexural strength  $\sigma$  was about 12 times larger than the ILSS, for the C/C material of the F1 disk. Since  $\sigma$  is a normal bending stress its value increases when the volume fraction of the carbon fibres in the C/C composite increases. However the ILSS depends only on the transverse shear strength of the porous carbon matrix itself, which is significantly lower than the strength of a C/C composite loaded in tension or compression (Levy Neto et al., 1994).

Finally, the disagreement between  $E_f$  and  $E_{SR}$  in Table 2 suggests that the porosity and the heterogeneity of the C/C material, as well as an eventual unknown factor, are affecting the results. Actually, the method of Sonic Resonance was developed for isotropic graphites, which are homogenous materials, and the calculation of  $E_f$  based on equation (2) is, strictly speaking (Savage, 1993), valid for green composites presenting a very low volume fraction of voids (i.e. less than 1%). In fact, C/C composites are porous, and the results of  $E_f$  and  $E_{SR}$  have to be regarded more as an approximation than an accurate determination of the real values. So, the main conclusion of this study is that specific test standards for C/C composites are needed in



order to increase the confidence and the accuracy of experimental determinations of the flexural modulus of this class of material.

#### 4. ACKNOWLEDGEMENTS

We are grateful to the Division of Materials (AMR/IAE) of CTA, for the vital support given during all the phases of this work, as well as to CNPq/RHAE for the scholarship that made this study possible.

#### 5. REFERENCES

COPPINI, N. L. ET AL., Propriedades de Compósitos de Carbono - Carbono e os Aspectos de Sua Usinabilidade, Anais do IV CEM-NNE, Recife, pp. 139 - 144, 1996.

FISHER, R., Carbon - Carbon Brakes for Aircraft, in Composite Materials in Aircraft Structures. Edited by D.H.Middleton, Longman Scientific & Technical, London, pp. 336 - 340, 1990

FREITAS, A.C., Anteprojeto de um Freio de Carbono-Carbono para Uso em Aeronaves. Trabalho de Graduação, ITA, Div. de Eng. Aeronautica, São José dos Campos, 1994.

FISHER, 1990

LEVY NETO, F. REZENDE, M. C. and BARBOSA, S. C. Flexure and Transverse Shear Tests on Unidirectional CFRC Composite Rods. IV Simpósio Latino Americano de Polímeros (IV SLAP), Gramado, pp. 692 - 694, Setembro, 1994.

LEVY NETO, F., PARDINI, L. C., and da SILVA, J. L. G. Development of a Tri-Directional Carbon Fibre Reinforced Carbon Composite for Aerospace Applications. Revista Brasileira de Ciências Mecânicas da ABCN, Vol. XVIII, Nr 2, pp. 171 - 180, 1995.

PARDINI, L.C., Conceitos Básicos de Materiais Compósitos Carbono Reforçado com Fibras de Carbono Aplicados à Fabricação de Elementos de Fricção. Relatório Final, IAE/AMR, 1994.

SAVAGE, G. Carbon - Carbon Composites. Chapman & Hall, London, 1993.

PAPER CODE: COB1034

**INFLUÊNCIA DE ALGUNS PARÂMETROS DO PROCESSO DE  
MOLDAGEM A VÁCUO NA QUALIDADE DAS PEÇAS ACABADAS /  
INFLUENCE OF SOME PARAMETERS OF THE VACUUM MOULDING PROCESS  
IN THE QUALITY OF THE FINAL COMPONENT**

RAIMUNDO NONATO BARBOSA FELIPE<sup>1</sup>, RENATA CARLA TAVARES DOS  
SANTOS FELIPE<sup>1</sup> & EVE MARIA FREIRE DE AQUINO<sup>2</sup>

1. Escola Técnica Federal do Rio grande do Norte - CEMEC - ETRN

2. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - Centro de Tecnologia - UFRN  
CEP 59072-970 Campus Universitário S/N - Natal - RN - Brasil, E - mail: eve@ct.ufrn.br

#### Abstract

The vacuum moulding process manufacturing process of strengthened plastic containing fiber glass, requires the control of some parameters, so that a good surface finishing and improved mechanical properties of the final component can be achieved. Among the important parameters one can highlight: the vacuum pressure, resin's viscosity and density. The aim of this work is to establish how strong these parameters affect the component final quality. The analysis was based on a large range consisting of several values for pressure, viscosity and density. The type of resin used for the process was unsaturated polyester (ALPOLIT LP 8242) and the reinforcements were based on choppy roving blanket type (300g/m<sup>2</sup>). Both visual inspection and microscopy were used to analyze the final components. The calcination process was used in order to quantify the resin's volume, the fiber's volume and the hollow spaces inside the material. The viscosity was measured by a BROOKFIELD viscometer type where both the viscosity and density were altered due to the addition of a maximum of 10% of estyrene considering the final volume. The analysis confirmed viscosity, density and pressure have a direct effect on both the process and the achieved component's surface finishing.

#### Keywords

materiais compostos, fibra de vidro/poliéster, processo de moldagem a vácuo, parâmetros de controle / composite materials, fiber glass/polyest, vacuum moulding process, control of parameters

## 1. INTRODUÇÃO

Os processos de fabricação, envolvendo plásticos reforçados com fibras, necessitam de controles rígidos sobre alguns parâmetros de fabricação, já que existe uma diversidade de fabricantes das matérias-primas envolvidas nestes processos, dificultando desta maneira a padronização de algumas propriedades características destes materiais, e tendo desta forma, uma grande influência no desempenho final das peças obtidas.

O processo de moldagem a vácuo envolvendo plásticos reforçados é muito susceptível as variações de parâmetros como: teor de estireno adicionado à resina, viscosidade da resina, pressão de vácuo utilizada no processo de fabricação e o tempo de gelificação. Estes parâmetros não só influem na qualidade do acabamento superficial da peça moldada, como

2009



também em algumas propriedades físico mecânica do material (Hull, 1988), (Herz *et al.*, 1988).

Este trabalho consiste em determinar a influência da variação de todos os parâmetros acima mencionados na busca da otimização do processo de fabricação de moldagem a vácuo dos plásticos reforçados com fibras de vidro (PRFV). Este trabalho faz parte da pesquisa aplicada no âmbito Universidade-Empresa.

## 2. MATERIAIS E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

### 2.1. Materiais Utilizados

Para os ensaios foram utilizados como matriz a resina de poliéster insaturada ortoftálica de nome comercial ALPOLIT LP 8242 P, fabricada pela Hoeschst do Brasil Química e Farmacêutica S.A.; o monômero de estireno de procedência da indústria Estireno do Nordeste Ltda.. Para o sistema catalítico, aplicado na polimerização da resina, utilizou-se como catalisador o peróxido de metil-etil-cetona (MEKP) a 50%; e, como acelerador o naftenato (cobalto) a 6%, ambos fornecidos em forma de solução líquida pela indústria Fiber Center Ltda.. O reforço utilizado foi de fibras de vidro - E, na forma de manta de fio picado (com aglomerante), de gramagem de 300 g/m<sup>2</sup>, fabricado na indústria VETROTEX do Brasil S.A. .

### 2.2. Procedimento Experimental

A determinação da densidade da resina foi realizada, utilizando-se o método por picnometria (Daniels *et al.*, 1972), em amostras de resina pura e com a adição de monômero de estireno nos teores de 5 e 10 % em volume. O tempo de gelificação da resina (tempo de gel), parâmetro indispensável quando se trabalha com processo de fabricação, envolvendo escoamento da resina, foi determinado através da observação do escoamento de uma coluna

Tabela 1: Composição do Sistema Catalítico Adicionado a Resina para determinação do Tempo de Gel.

CODIFICAÇÃO DAS AMOSTRAS	TEOR DE CATALIZADOR (% de Vol.)	TEOR DE ACELERADOR (% de Vol.)
AM-1	3,0	0
AM-2	4,0	0
AM-3	5,0	0
AM-4	1,5	0,5
AM-5	2,0	0,5
AM-6	3,0	0,5

líquida de resina previamente misturada com catalisador e acelerador nos teores indicados na tabela 1, até o ponto em que a descida passou a ser irregular, caindo em forma de coágulo (Mendes, 1992).

A viscosidade foi determinada utilizando-se o viscosímetro rotacional Brookfield, cuja medida determina o torque necessário para manter a rotação de um fuso imerso no líquido. Este experimento foi realizado em amostras de resina pura e com a adição

de monômero de estireno, nos teores de 5, 10, 20 e 30 % em volume. As condições de trabalho foram à temperatura do ambiente de  $25 \pm 1$  °C, fuso rotacional número 2 e velocidade rotacional de 6 rpm.

A moldagem das peças para análise se deu como já relatado, pelo processo de fabricação industrial de moldagem a vácuo de PRFV, onde foi utilizado um molde de uma caixa de medidor de energia elétrica, com os parâmetros de moldagem e codificação das peças apresentadas na tabela 2.



Para a análise da influência da viscosidade e nível de pressão de vácuo na qualidade

Tabela 2: Parâmetros de Fabricação e Codificação das Peças Moldadas.

CODIFICAÇÃO DAS PEÇAS	PRESSÃO DE VÁCUO (mm de hg)	TEOR DE ESTIRENO (% de Vol.)
PE-1	340	0
PE-2	340	5
PE-3	340	10
PE-4	250	0
PE-5	300	0
PE-6	360	0

final do moldado foram utilizados dois métodos: primeiro uma inspeção visual e análise microscópica das peças acabadas e segundo foi realizado o ensaio de calcinação para a determinação dos teores de resina, fibras e vazios (Gay, 1993), precedido da determinação da densidade volumétrica do moldado pelo método de flutuação em líquido baseado na norma ASTM D792 - 79. As amostras, utilizadas neste ensaio,

foram retiradas das peças moldadas com parâmetros definidos na tabela 1, nas dimensões 25 x 25 x 1,5 mm (comprimento, largura e espessura) respectivamente.

### 3. RESULTADOS

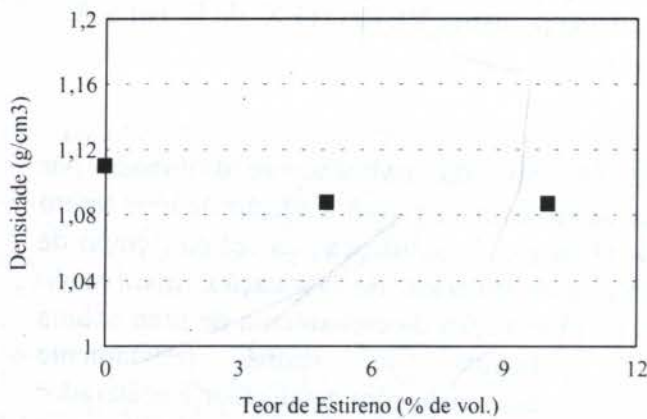


Figura 1 - Influência do Teor de Estireno na Densidade da Resina.

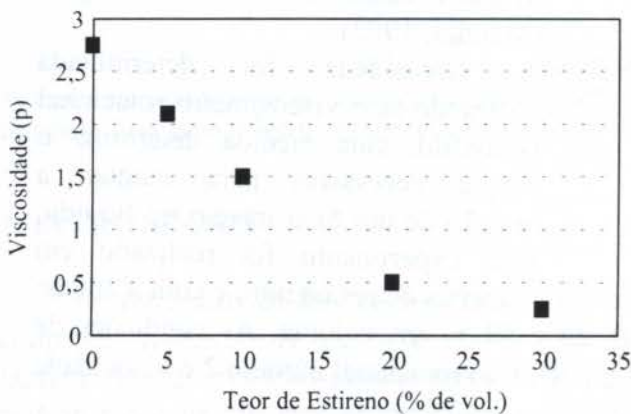


Figura 2 - Influência do Teor de Estireno na Viscosidade da Resina.

Para o ensaio de densidade da resina foram obtidos os valores apresentados na figura 1, onde é pequena a influência da adição do monômero de estireno. Em uma análise mais detalhada, observa-se que os valores da densidade para a resina pura (0% de estireno adicionado), foi de 1,11g/cm<sup>3</sup>, observando-se uma menor densidade, quando da adição de 10% de estireno, com o valor aproximado de 1,08g/cm<sup>3</sup>, propiciando uma diminuição de apenas 2,7% do valor inicial.

Já a viscosidade da resina sofre uma variação muito grande quando é adicionado o monômero de estireno como demonstrado na figura 2, chegando a intervalo de variação de 2,75p para a resina pura (0% de estireno adicionado), para 0,25p (resina com a adição de 30% de estireno), uma redução de 90% do valor inicial da viscosidade, esta variação indica necessidade de um controle maior por parte da indústria para que não ocasione

deficiências nos processos de fabricação, já que necessitam de valores rígidos da viscosidade para um melhor desempenho das peças fabricadas.



A influência dos teores de catalisador e acelerador no tempo de gelificação da resina

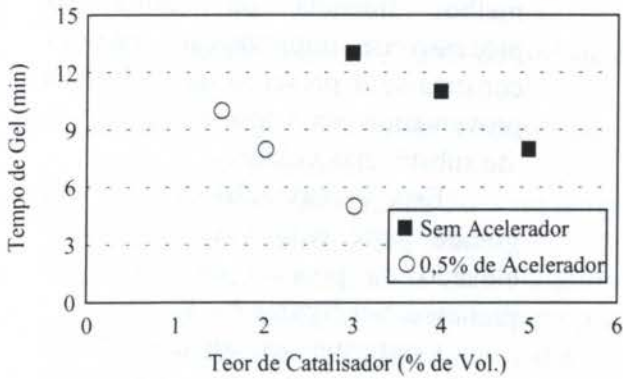


Figura 3 - Influência do Teor de Catalisador e Acelerador Adicionado à Resina no Tempo de Gelificação.

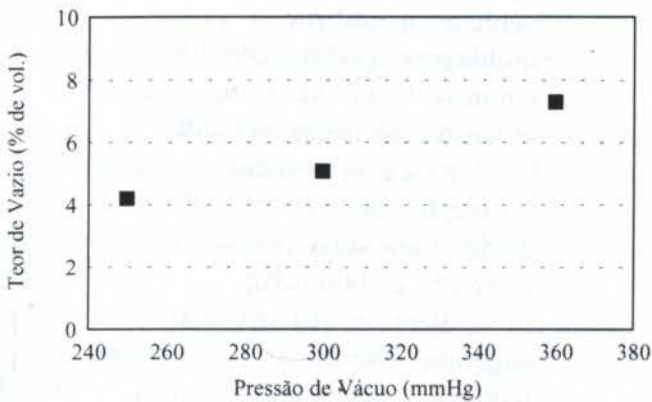


Figura 4 - Influência da Pressão de Vácuo no Teor de Vazio das Peças Moldadas.



Figura 5 - Inspeção Visual, Parâmetros de Fabricação : Pressão de Vácuo - 250 mmHg, Viscosidade 2,75 p.

encontra-se representada na figura 3. Os dados demonstram que para um mesmo teor de catalisador, a adição de 0,5% de acelerador tem-se uma diminuição de mais de 50% no tempo de gelificação da resina.

Os dados também auxiliam no preparo da resina a ser utilizada no processo a medida que estabelece uma relação direta entre o tempo de gelificação com os teores de catalisador e acelerador a serem adicionados à resina.

Com isto se pode presumir, com uma certa garantia, o tempo que a resina terá para uma total impregnação do reforço, já que para cada dimensão de peça o tempo necessário para esta impregnação será diferente.

A variação do nível de pressão de vácuo no processo de fabricação de moldagem a vácuo de PRFV influencia diretamente no teor de vazios das peças moldadas por este processo, como mostra a figura 4.

Observa-se que para uma ampliação na pressão de vácuo de 250 mmHg para 360 mmHg, o teor de vazios aumenta de 4,2% para 7,3%, totalizando um acréscimo de 74%, para uma viscosidade da resina de 2,75p.

Estes resultados podem ser comprovados através da inspeção visual conforme figuras 5 e 6. Esta influência se explica devido ao fato de um aumento na velocidade de escoamento da resina, tornando-o turbulento, e ocasionando uma má impregnação da resina no reforço como mostrado na figura 6. Da mesma forma, a variação da viscosidade influencia diretamente no teor de vazios como mostra a

figura 7, onde fica demonstrado que para uma pressão de vácuo constante de 340 mmHg uma diminuição da viscosidade da resina de 2,75p para 1,5p tem-se uma melhora no teor de vazios na ordem de 14%.



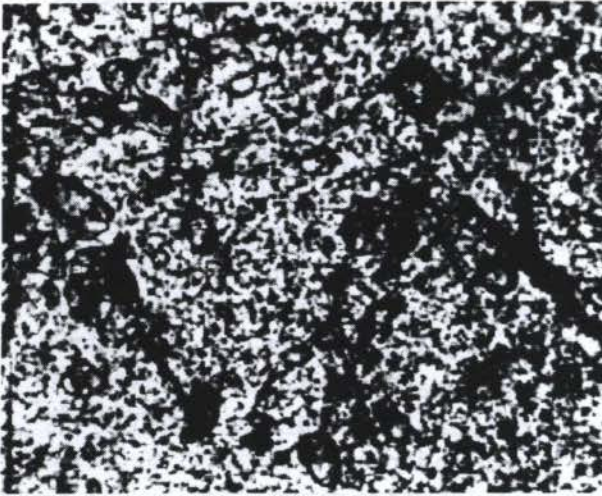


Figura 6 - Inspeção Visual, Parâmetros de Fabricação :  
Pressão de Vácuo - 340 mmHg, Viscosidade 2,75 p.

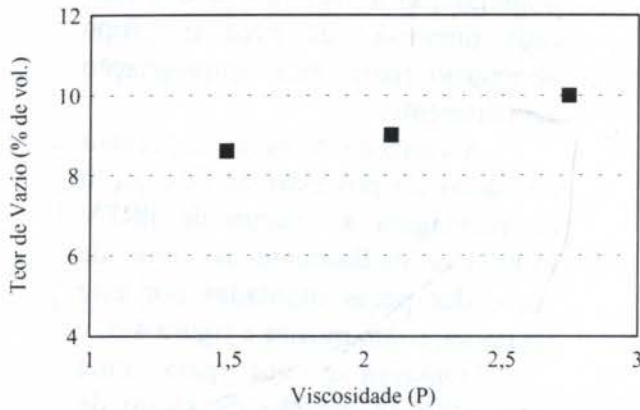


Figura 7 - Influência da Viscosidade da Resina no Teor de Vazio das Peças Moldadas.

especificações do fabricante da resina podendo-se verificar se está a pré-acelerada ou não.

Isto se explica no fato de uma melhor fluência da resina no processo de impregnação, embora constata-se a presença de bolhas provenientes da vaporização de substâncias voláteis.

Esta vaporização deve-se em grande parte pelo valor um tanto elevado da pressão de vácuo no processo, ver figuras 6 e 8.

Conforme as análises feitas anteriormente, é possível estabelecer intervalos otimizados para os parâmetros estudados de forma a garantir por parte das indústrias que venham a utilizar o processo de moldagem a vácuo de PRFV, um controle de qualidade mais rígido na obtenção das peças moldadas.

Para a viscosidade sugere-se a utilização de valores entre 1,5 a 2,75p, para uma pressão de vácuo entre 250 a 300mmHg.

Para o sistema catalítico, é sugerido determinar inicialmente o tempo necessário para a impregnação total da resina no reforço, daí então determinar os teores de catalisador e acelerador baseados nos dados contidos na figura 3, observando as

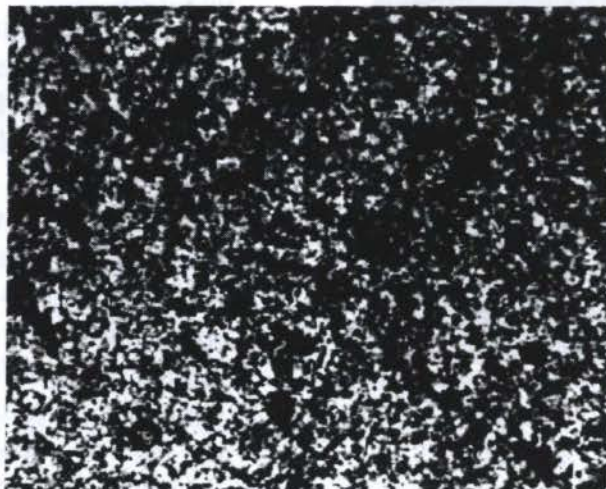


Figura 8 - Inspeção Visual, Parâmetros de Fabricação :  
Pressão de Vácuo - 340 mmHg, Viscosidade 1,5 p.



#### 4. CONCLUSÃO

- 1- Redução de apenas 2,7% na densidade da resina após a adição de 10% em volume de estireno.
- 2- Redução de até 90% da viscosidade inicial da resina com a adição de 30% em volume de estireno.
- 3- Uma redução máxima de 50% no tempo de gelificação da resina quando adicionado 0,5% em volume de acelerador.
- 4- O aumento da pressão de vácuo ocasiona um aumento do teor de vazio.
- 5- Uma diminuição da viscosidade propicia uma diminuição pequena no teor de vazio, porém não suficiente para eliminar as vaporizações das substâncias voláteis.

#### 5. BIBLIOGRAFIA

ASTM D792 - 66 (Reapproved 1979) *Specific Gravity and Density of Plastic by Displacement*, Philadelphia, 1979.

Daniels, F., Alberty, R.A., Willians, J.W., Corwell, C.D., Bender, P. & Harrimar, J.A. *Curso de F. Q. Experimental*, Mc Graw Hill, México, 1972.

Gay, D. *Matériaux Composites*, Editions Hermès, Paris, 1991.

Herz, P. & Gilberto, M. *Tecnologias em Resinas de Poliéster*, Livraria Cultura Editora, São Paulo, 1988.

Hull, D. *An Introduction to Composite Materials*, Cambridge University Press, Cambridg, 19988.

Mendes, T.M.F. *Propriedades de Resistência à Tração e ao Impacto de Compósitos Poliéster/Sisal e Poliéster/Vidro - Um Estudo Comparativo*, Dissertação de Mestrado - UFRN, Natal, 1992.



PAPER CODE: COB546

## OPTIMIZATION OF FILAMENT WOUND PARTS USING NON-GEODESIC WINDING

JONAS DE CARVALHO, MIEKE LOSSIE\* & DIRK VANDEPITTE\*

*Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos - USP  
CEP 13560-250 São Carlos, SP, Brasil - E-mail: prjonas@sc.usp.br*

*\* Katholieke Universiteit Leuven, Department of Mechanical Engineering,*

*Division of Production Engineering, Machine Design and Automation, PMA,*

*Celestijnenlaan 300B, B-3001 Heverlee, Belgium - E-mail: lossie@mech.kuleuven.ac.be*

### Abstract

The basis of the filament winding process is the high-speed precise lay-down of continuous reinforcements in prescribed patterns. The possibility to orient the fibres in the most appropriate directions makes filament winding a very attractive process for the manufacturing of high performance components. However, the fibre paths cannot be freely chosen; in order to obtain an accurate fibre placement, the fibres may not slip on the surface during winding. Thus, the selection of slip-free paths in such a way to obtain a part with optimal strength and minimum weight, is the most important step in the design of filament wound parts. This paper describes two design optimization methodologies based on non-geodesic winding. A first methodology concerns the optimization of individual paths and a second methodology concerns the coverage optimization of "tube-like" parts. Both methodologies have been implemented in a computer integrated environment. Experimental validations are included and the results discussed.

### Keywords

Composites, Design, Filament winding, Optimization, Non-geodesics  
Compósitos, Projeto, Otimização, Enrolamento filamentar, Não-geodésicas.

## 1. INTRODUCTION

In the conventional metal design process, once a preliminary geometry and material have been chosen, design loads are applied to the structure in order to verify whether it satisfies the requirements of strength and stiffness. When designing composites it is possible to tailor the material to the application in such a way that a part with optimal strength and minimum weight is obtained. In the particular case of filament wound parts, this tailoring implies an optimal selection of winding angles, followed by the verification of their feasibility.

In terms of lay-up optimization, most of the optimization procedures and applications described in the literature treat the optimization task by searching the "best" composite stacking sequence. These methods are not suited for filament wound parts since the specific nature of the process limits the stacking possibilities to sequences of identical angle plies, i.e.  $[\pm\alpha, -\alpha]$  laminates, combined in some cases with hoop windings. Multiple angle laminates and hence multiple coverage patterns allow some more optimization but are usually not desired in terms of production time and costs.

2015



Since a filament wound laminate is built up by individual paths, the basis of laminate optimization is the *optimization* of these *individual paths*. Further optimization possibilities lie in the combination of these paths, either on a layer or on a laminate level. More advanced optimization methodologies can be applied for pressure vessels combining shape and lay-up optimization procedures (Carvalho *et al.*, 1995).

## 2. COMPUTER INTEGRATED WINDING ENVIRONMENT

In order to optimize filament wound parts, a computer integrated environment has been developed around the filament winding process. This environment is shown in Figure 1.

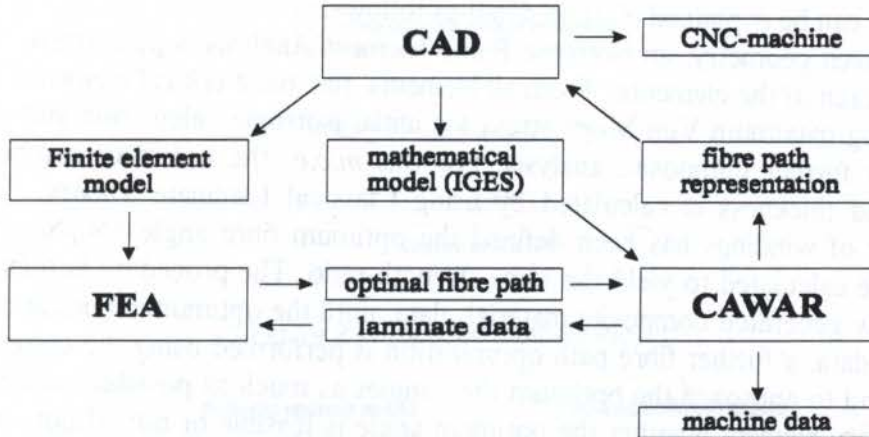


Figure 1 - Computer integrated environment.

The part is designed with a CAD surface modeller, while strength calculations are performed by using Finite Element Analysis. For the calculation of fibre paths and machine data, the computer program CAWAR has been developed, which solves the system of differential equations which describes the path on the surface (Scholliers, 1992). This program is not limited to axisymmetric or tubelike surfaces, but can handle any asymmetric surface. The geometry created in the CAD system is imported into CAWAR by means of an IGES file and is also used to generate the Finite element mesh. The material properties of the model are updated after each lay-up generation.

## 3 OPTIMIZATION METHODOLOGIES

### 3.1 Fibre path optimization

The design of a filament wound part starts with some preliminary calculation to provide a starting point to build up the laminate. These preliminary, usually isotropic, calculations give a first indication of the ideal angles. The optimal paths should thus approach these angles as close as possible.

The use of *geodesics* limits severely the design freedom; once the starting winding angle is imposed for a given geometry, the whole trajectory of the fibre is defined (Scholliers, 1992). Thus, the designer is only able to control the fibre orientation at the starting position. The procedure is then limited to find the "best" starting conditions in order to optimize critical areas and normally yields to over-dimensioned and non-equally stressed areas.

By using *non-geodesics* the ideal angles derived from the stress calculations can be better taken into account and an optimized path can be obtained (Carvalho *et al.*, 1995). Within this



context the methodology shown in Figure 2 has been used to optimize fibre paths by using non-geodesic winding. Such methodology consists basically of two phases, as shown in Figure 3:

- In one first phase, the optimum winding angles are determined not only considering strength requirements, but also trying to place the fibres in such a way that a uniform strength ratio all over the part is obtained. This strength ratio is calculated based on the Tsai-Wu failure criterion (Tsai, 1988) considering an orthotropic lamina in a general state of plane stresses. The basic philosophy here is to make use, as much as possible, of the strength of the material in the considered direction;
- As mentioned before, not every path can be wound. The determination of the feasible fibre paths is then done in a next step, considering restrictions of slipping and fibre bridging.

This methodology can be explained more in detail as follows.

Starting from a given geometry, an isotropic Finite Element Analysis is performed, revealing internal forces in each of the elements. From all elements, the most critical element (*m.c.e.*) is sought, considering maximum Von Mises stress for initial isotropic calculation and minimum strength ratio for further composite analysis. For this *m.c.e.* the optimum combination of winding angle and thickness is calculated by using Classical Laminate Theory. Once the required number of windings has been defined the optimum fibre angle couples for all the other elements are calculated to yield the same strength ratio. The procedure is then repeated using now the new generated composite material data, until the optimum angles are obtained. With these angle data, a further fibre path optimization is performed using the computer code CAWAR, by trying to approach the optimum fibre angles as much as possible; successively, it is checked for every element whether the optimum angle is feasible or not. If not, maximum friction is applied to give the best suited but feasible angle. Once all feasible angles have been determined, a final composite finite element analysis is performed and new values of strength ratios computed. If these values are not satisfactory, adjustments are made in the number of windings and the procedure is repeated.

### 3.2 Coverage optimization

In order to get an optimized lay-up, besides the strength requirements, a complete and uniform coverage of the mandrel should be ensured. When compared to axisymmetric parts, the coverage of non-axisymmetric parts is far more complex. In this case, not only the fibre path itself requires more advanced calculations but also the complete coverage of the mandrel is only possible by assembling one adequate set of paths. As a result, the design process is very time consuming, involving many computations and a large amount of memory.

A simplification can be made for tubelike parts with either non-round sections or non-straight spines. Here complete and quasi-uniform coverage can be obtained by shifting a base path along the circumference within available friction limits. A methodology has been developed to allow coverage optimization of tubelike parts using this approach. The methodology is shown in Figure 4 and can be explained as follows:

Taking into account the desired optimum angle, the first path point of the basic path,  $path_0[i]$ , is calculated. Sequentially, every point  $i$  of the base path,  $path_0[i]$ , is calculated. This point is shifted over the cross section in order to generate the set of  $j$  paths:  $path_1[i]$ ,  $path_2[i]$ , ...,  $path_j[i]$ . To ensure a complete coverage, it is assumed that the winding angle is constant over the cross section. If the new generated points are not within the requirements of slippage and fibre bridging, maximum friction is imposed and the previous points, including the basic path  $path_0[i]$ , are recalculated in a procedure similar to the feasible angles calculation previously described.



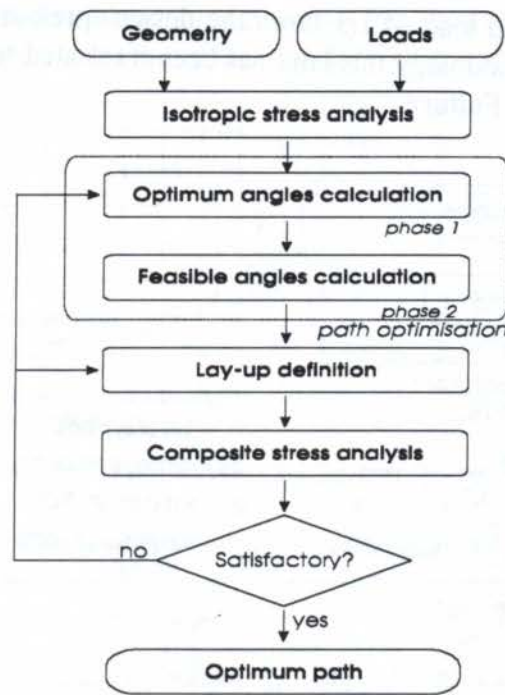


Figure 2 - Proposed methodology.

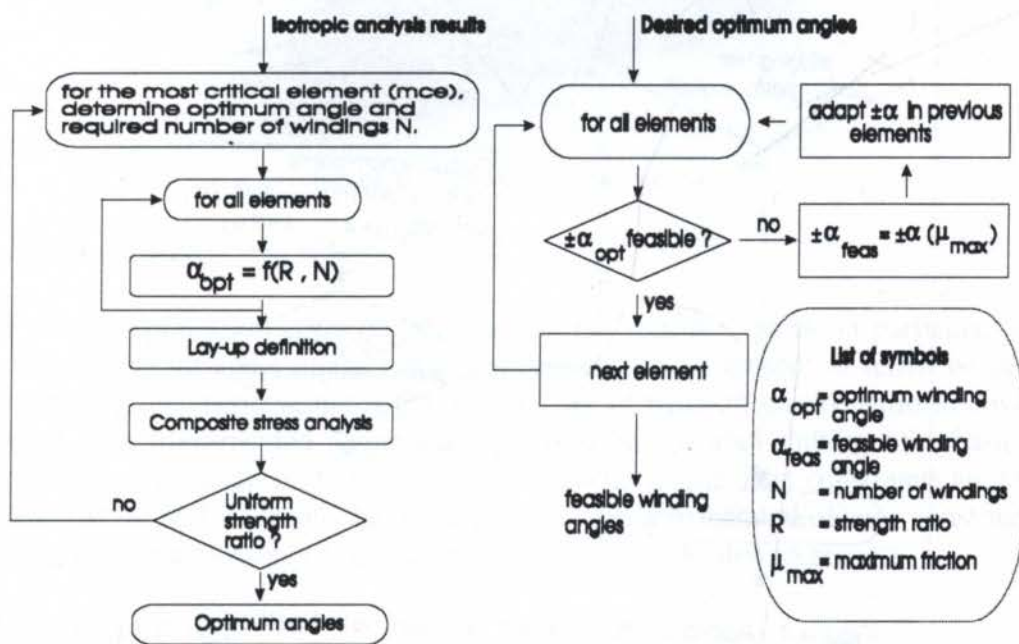


Figure 3 - Optimum and feasible angles calculation.

## 4 APPLICATIONS

### 4.1 Conical pressure vessel

A conical pressure vessel is considered for the application of the path optimization methodology. The vessel is designed for a working pressure of 1 MPa. The material data used for analysis correspond to Scotchply (E-glass + epoxy,  $V_f = 45\%$ ). A maximum transversal

strain,  $\epsilon_{\perp}$  of 0.2 % for an applied load of 1.3 times the design pressure is imposed as design limit. In order to apply the methodology this limit has been translated towards a strength ratio of 2.5, with respect to **First Ply Failure**.

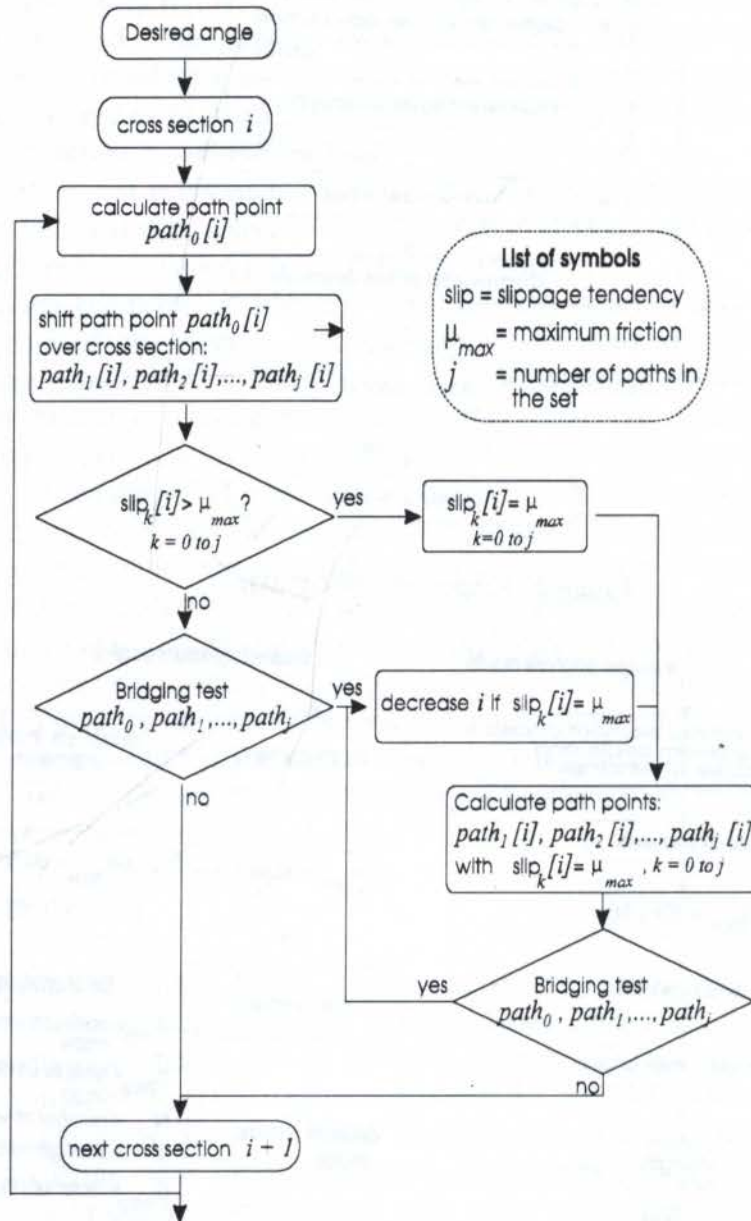


Figure 4 - Approach to calculate optimum set of paths.

Following the first step in the application of the methodology an angle ply analysis is carried out, based on the internal forces derived from the isotropic calculation. It is well known from elasticity' shell theory that the stresses acting in a thin-walled pressure vessel are proportional to the radius. Thus, the most loaded area corresponds to the larger cylinder, which could be additionally reinforced by hoop windings. Thus, multiple pattern optimization could be used, each of these being optimized for a specific area. However, in order to give a more comprehensive application of the methodology only a single pattern approach is considered. Under this assumption, two possible paths are investigated: *path 1* corresponding to a *geodesic path*, and *path 2* corresponding to the *semi-geodesic path*, calculated by the proposed



methodology. These paths and resulting strength ratios are shown in Figure 5. Global weights of the vessels are shown in table 1. One of the vessels wound is shown in Figure 6.

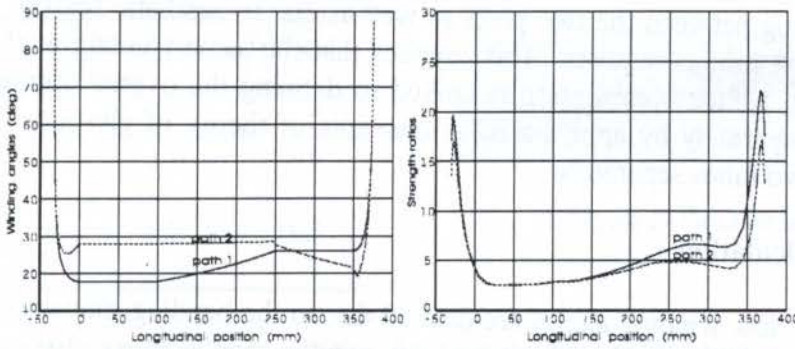


Figure 5 - Fibre path winding angles and strength ratios.

Table 1: Comparison of the parts obtained.

	Thickness m.c.e [mm]	Weight[g]
Part 1	3.56	888
Part 2	2.80	674

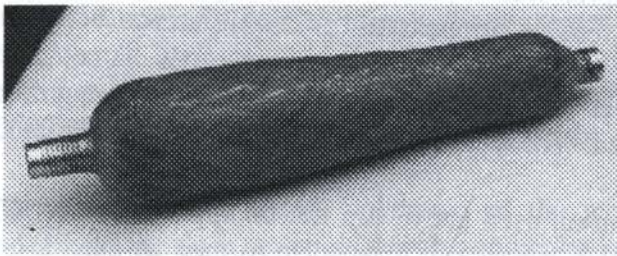


Figure 6 - Wound pressure vessel.

## 4.2 Composite crutch

The second application concerns the winding of "tubelike" parts, in particular a curved crutch. Several design and manufacturing requirements are imposed: in terms of design the non-axisymmetric geometry requires the use of a set of paths to ensure uniform coverage of the mandrel. The implemented methodology based on parallel shifting of a basic path is applied and the results evaluated. In terms of manufacturing the main constraints are related to the machine limits and collisions between pay-out eye and mandrel. These constraints have implications in the paths design and thus are integrated into the design process.

### 4.2.1 Preliminary design

The design of a composite crutch has been developed previously by Luyckx and Vanaelten (1995). A fluent, curved shape has been chosen because of aesthetic reasons. To allow the adjustment of the height of the crutch, two parts are wound separately and assembled together. The final composite crutch is obtained by assembling additional parts to the tubes as e.g., the circular arm support, the coupling between the tubes, the hand grip, and anti-slip rubber at the bottom.

The design of the two tubes in the CAD system has been made by using the entity B-spline surface, which allows to sweep a curve along a pre-defined spine. Several loading conditions



have been investigated. The most critical loading condition is for the situation in which a person of 100 kg weight falls back, the crutch inclined  $60^\circ$  with respect to the ground.

To ensure a right fitting between the two parts as well as due to aesthetic reasons, a constant wall thickness for each tube is required. This implies that the same winding angle should be kept all over the part. Hence optimization is limited to defining the overall optimal angle for each of both tubes separately by applying basic concepts of theory of elasticity to the most critical areas of the two tubes separately.

#### 4.2.2 Fibre paths calculation

It is obvious that low winding angles are desired due to the bending moments and normal forces applied. However, the final definition of the winding angles must also consider the particular manufacturing constraints for each tube. The first consideration, common to both tubes, is related to the mandrel manufacturing. A very cheap and easy solution was found by shaping commercial plastic tubes in the required geometry. Thus, the diameters of the mandrels are restricted to the commercial tubes available. Moreover, it is not evident to fix the flexible mandrel between two centre points. Two different solutions are applied:

- **Under mandrel** Due to the small diameter and consequently low flexural stiffness of the under part, the solution adopted was to pass an axis through the mandrel. A small correction is also made in the CAD system to compensate for the difference between centre line of the mandrel and of the axis. By considering the minimum inner axis diameter the mandrel length is calculated. This length is then used to calculate the maximum returning distance, which defines the minimum angle required. These calculations are done iteratively in CAWAR yielding a angle of  $27^\circ$ .

- **Upper mandrel.** The solution used above can not be applied for the longer tube, since for large values of mandrel length it becomes impossible to pass an axis through it. The solution adopted for this case was to shape the mandrel in such a way that it has two cylindrical areas at the extremities of the mandrel. Two small metallic cylindrical parts are further inserted in these areas to provide the centre points. Efforts have been made to keep the same winding angle of the under part. From this value and considering the machine limits the maximum length of the mandrel is calculated.

The final winding angles are then used for the calculation of the required laminate thickness. Taking into account that the most critical loading condition has been considered and that the First Ply failure criterion is far conservative, a required minimum strength ratio equal to 1.8 for both tubes has been imposed as design requirement. The final composite tubes data are given in Table 2. Abstraction is made of the buckling aspects of the composite tubes, since a comparative study with the similar aluminium crutch ( Luyckx &, Vanaelten, 1995), has yielded to satisfactory results. The two final wound parts are shown in Figure 7. Results from external visual inspection as well as the fitting of the two parts have been considered satisfactory. The final crutch has not been assembled yet, but preliminary tests indicate an acceptable strength and stiffness performance.

## 5 CONCLUSION

The use of computer integrated systems, encompassing design and manufacturing activities has proven to be essential to tackle conflicting requirements of design optimization and manufacturing constraints. Additionally, such systems would enhance the potential in filament winding for rapid production of high quality and reproducible structures.



Table 2: Final data for the composite tubes.

	Outer Diameter [mm]	Thickness [mm]	Weight [g]
Under tube	21	1.0	49
Upper tube	29	1.8	165

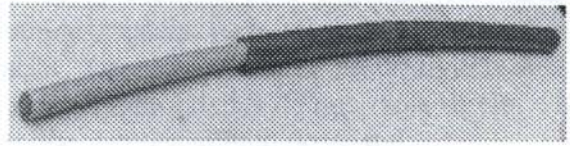


Figure 7- Final wound tubes.

Two different approaches have been proposed to the lay-up optimization of filament wound parts, respectively on a fibre path and on a coverage level:

- In terms of individual fibre path optimization a methodology has been developed in which slippage is used to optimize fibre paths by trying to approach the optimum fibre orientations resulting from strength analysis. This optimization is performed in two steps: in a first step, strength results from Finite Element analysis are used to determine iteratively the optimum fibre angles considering a uniform strength ratio all over the part. In a next step a feasible path is calculated by trying to approach these angles as much as possible within the friction limits.
- In terms of coverage optimization of tubelike parts, slippage concepts are used to optimize the coverage by ensuring that a uniform, void-free final lay-up is obtained. The developed methodology is based on the parallel shifting of a basic path over the cross section. In this case a set of paths is generated taking into account simultaneously strength and coverage requirements.

The two applications show, in addition to the validation of the methodologies, how the integrated environment can help the designer to deal with conflicting requirements of strength and manufacturing feasibility. The results obtained are very encouraging so far. Further experimental validations on other geometries and loading configurations are advisable.

## 6. REFERENCES

- Carvalho, J., Lossie, M., Vandepitte, D. & Van Brussel, H. Optimization of filament winding parts based on non-geodesic winding, *Composites Manufacturing*, vol. 6, pp.79-84, 1995.
- Di Vita, G. & Marchetti, M. Designing Complex Shape Filament-Wound Structures, *Composites Manufacturing*, vol.3, pp.53-58, 1992
- Luyckx, I. & Vanaelten, W. Ontwerp van een kruk uit composiet materiaal, *Engineering Thesis*, Faculty of Applied Sciences, K.U.Leuven, 1995.
- Nuismer, R.J. Static strength, *Engineered Materials Handbook*, Vol. 1, Composites, ASM International, pp.432-435, 1987
- Scholliers, J. Robotic Filament Winding of Asymmetric Composite Parts, *Ph.D. Dissertation*, Faculty of Applied Sciences, K.U. Leuven, 1992.
- TSAI, S. W. *Composites Design*, Think Composites, Dayton, 1988.





PAPER CODE: COB1067

**BENEFICIAMENTO DO QUARTZO NATURAL BRUTO:  
CONSTRUÇÃO DE INSPECTOSCÓPIO E ORIASCÓPIO/PROCESSING  
OF RAW NATURAL QUARTZ: CONSTRUCTION OF INSPECTOSCOPY AND  
ORIASCOPY**

HENARA L. COSTA, RAFAEL A. GONÇALVES & JOSÉ DANIEL B. DE MELLO  
*Laboratório de Tribologia e Materiais, Departamento de Ciências Físicas - UFU*  
38400 901 - Uberlândia - MG - E-mail: ltm-henara@ufu.br

**Abstract**

Raw natural quartz is mainly used by electronic industries in resonators and pre-defined frequency generation high precision devices. Quartz crystals with adequate quality and size are significantly found only in Brazil, including Minas Gerais state. The present paper aimed the implementation of a laboratorial infrastructure to aid the qualification of natural quartz. In a first phase, an equipment that determines the optical axis of the crystals in order to allow its posterior precise orientation with X-ray techniques was constructed. This equipment, named inspectoscopy, aid also the inspection of raw crystals about macro-defects as color, cracks, twins and inclusions. In a second step, an oriascopy was constructed. This equipment allow the initial determination of X and Y axis and the detection of electrical twins in conveniently etched quartz plates. The oriascopy also allows to determine if the crystal is right-handed or left-handed. The development of this phase was associated to sulfuric acid etching techniques. The precision cutting of the plates used a diamond-wheel cutting machining. Both inspectoscopy and oriascopy are operational and the obtained results are satisfactory.

**Keywords**

Quartz, inspectoscopy, defects, chemical etching, cutting.

**1- INTRODUÇÃO**

Devido a suas características piezelétricas, o quartzo natural é utilizado principalmente pela indústria eletrônica em dispositivos de base de tempo e de geração de frequências pré-definidas que envolvam alta precisão e estabilidade (Besson 1984, Besson 1987, Ballman et al. 1963).

O quartzo é constituído de Silica ( $\text{SiO}_2$ ) cristalizada em um sistema com eixo de simetria de ordem três. Materiais com a simetria do quartzo ou com um grau menor de simetria mostram comportamento piezelétrico. Se um cristal piezelétrico é submetido a uma deformação mecânica segundo seu eixo elétrico, cargas elétricas de igual valor e polaridades opostas surgem sobre as faces do cristal perpendicularmente a esse eixo. É também verdade a reversibilidade do fenômeno: se uma diferença de potencial é aplicada entre duas faces opostas de um cristal de quartzo, este sofre uma deformação que se traduz por um alongamento, de acordo com o sentido da diferença de potencial aplicada na direção do eixo elétrico. Dessa forma, uma voltagem alternada produz deformação cíclica no cristal, ou seja,

2023



há conversão entre energia elétrica e mecânica, a qual em frequências ressonantes pode ser significativa (Centre Technique de l'Industrie Horlogère 1981).

Um cristal de quartzo perfeito possui a geometria representada pela Figura 1 (Raymond & Heising 1946). Porém, dificilmente encontram-se cristais com tal forma, pois estes normalmente são danificados durante sua extração. Observa-se ainda nesta figura duas imagens espelhadas de um cristal de quartzo, que representam cristais de quartzo à direita e à esquerda. Esta denominação está relacionada ao sentido de crescimento do cristal.

Um sistema de coordenadas X,Y,Z deve ser definido para auxiliar a o estudo cristalográfico do quartzo. Assumindo-se um cristal de quartzo à direita, o eixo X (também

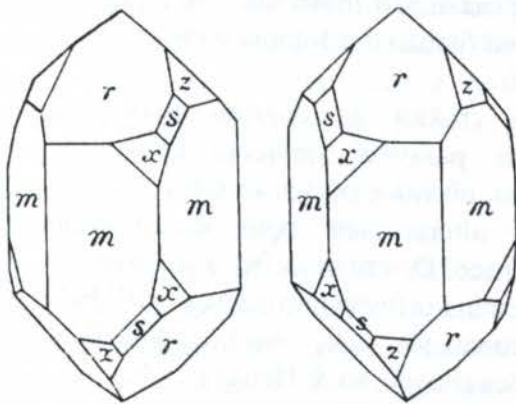


Figura A - Geometria ideal de cristais de quartzo à direita e à esquerda (Raymond & Heising 1946).

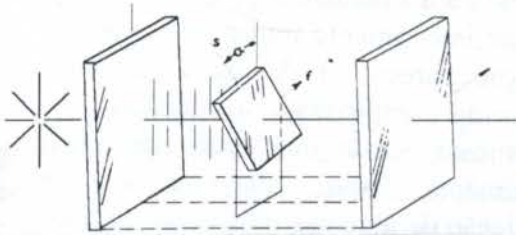


Figura B - Placa de quartzo entre dois polarizadores com eixos de polarização perpendiculares (Raymond & Heising 1946).

denominado eixo elétrico) deve ser posicionado de modo que, quando um esforço de tração é aplicado ao longo deste eixo, gera-se uma carga elétrica positiva na sua extremidade positiva. O eixo Z, também denominado eixo ótico, é posicionado ao longo do prisma hexagonal. Como o eixo X é de dupla simetria, pode-se considerar qualquer extremidade do eixo Z como sendo positiva. O eixo Y (eixo mecânico) é posicionado perpendicularmente aos eixos X e Z para se completar o sistema de coordenadas (Raymond & Heising 1946).

A determinação da direções cristalinas do quartzo é fundamental para a fabricação de ressonadores, pois o efeito piezelétrico varia com a orientação cristalográfica. O eixo Z pode ser determinado por meios óticos. Para o entendimento de tal fenômeno, deve-se considerar a trajetória da luz quando esta atravessa um cristal de quartzo, como mostrado na Figura 2 (Raymond & Heising 1946). Quando uma luz polarizada propaga-se na direção do eixo ótico do cristal, ela se divide em duas componentes perpendiculares entre si ( $s$  e  $f$ ). A componente  $s$  forma um ângulo  $\alpha$  com o eixo de vibração do polarizador. Se  $\alpha=0$ ,

a componente  $f$  reduz-se a zero e a componente  $s$  atravessa o cristal sem alteração, fazendo, portanto, com que a luz se mostre polarizada. Esta pode por conseguinte ser extinta por um outro polarizador posicionado a  $90^\circ$  em relação ao primeiro. Se  $\alpha=90^\circ$ , a componente  $s$  reduz-se a zero, e a componente  $f$  permanece sem alteração, podendo também ser extinta pelo segundo polarizador.

Caso  $\alpha$  não seja  $0$  ou  $90^\circ$ , as duas componentes atravessam o cristal e se recombinaem na extremidade. Essas componentes possuem intensidades heterogêneas e apresentam diferença de fase por terem viajado dentro do cristal a velocidades distintas. Assim, considerando que agora as vibrações não estão concentradas em um plano, a luz é incapaz de ser extinta por meio de um polarizador. Deste modo, se a luz polarizada estiver passando através do eixo ótico do quartzo e os dois polarizadores estiverem perpendiculares entre si, posicionados de modo que  $\alpha$  não seja  $0$  ou  $90^\circ$ , a luz não será extinta. Para as demais direções do quartzo, como tal fenômeno não ocorre, a luz poderá ser extinta. Através deste princípio, é possível detectar o eixo ótico de um cristal bruto de quartzo.



Para a determinação dos eixos X e Y, a técnica mais utilizada é a observação de figuras de corrosão com a utilização de um oriascópico. Através desta técnica, placas de quartzo convenientemente atacadas são submetidas a uma fonte de luz de alta intensidade. O ataque da superfície é tal que leva à formação de microscópicos pontos de ataque, formados de diminutas facetas, que se correlacionam com a estrutura cristalina do cristal. A Figura 3 mostra o princípio da técnica de oriascopia, mostrando a luz transmitida através de um conjunto de facetas de ataque em uma placa cortada perpendicularmente ao eixo Z (Figura 3-a). Os três conjuntos de facetas de ataque dão origem a uma figura de ataque de tripla simetria, a qual está relacionada com as direções X e Y do cristal (3-b). Figuras típicas de corrosão e sua correlação com os eixos cristalininos do quartzo são mostradas na Figura 4. Assim, é possível localizar a posição dos eixos X, Y e Z em função das figuras obtidas com a técnica de oriascopia.

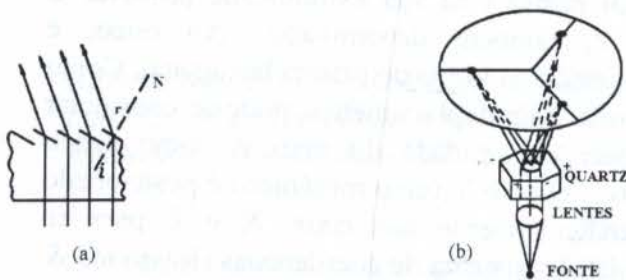


Figura 3 - Princípio da técnica de oriascopia; (a) - facetas de corrosão; (b) - formação das figuras de corrosão de tripla simetria quando uma feixe de luz atravessa o cristal (Raymond & Heising 1946).

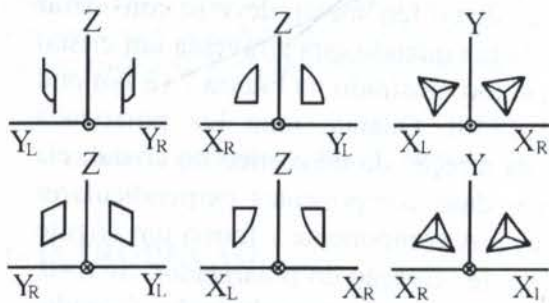


Figura 4 - Figuras de corrosão típicas para cristais à direita (R) e à esquerda (L) (Centre Technique de l'Industrie Horlogère 1981).

Os cristais de quartzo, após sua extração, possuem variações na forma, tamanho, pureza e perfeição estrutural que podem alterar seu bom desempenho piezométrico. Dentre os defeitos do quartzo, os que mais influenciam na sua qualidade piezométrica são cor, maclas, trincas e inclusões (Raymond & Heising 1946).

A cor do quartzo pode variar de perfeitamente claro até ligeiramente escuro. Para que um cristal possa ser utilizado para finalidades piezométricas, ele deve ser inteiramente-transparente, pois a coloração parece ser devida a pequenos traços de impurezas (orgânicas ou inorgânicas), sendo que estas impurezas normalmente são decorrentes da dissociação de algumas moléculas de SiO<sub>2</sub> em Silício livre e Oxigênio. Estas impurezas promovem uma degradação das propriedades piezométricas do cristal. Por outro lado, os cristais escuros não podem ser inspecionados com a finalidade de detectar outros defeitos, além de ser impossível detectar o seu eixo Z por meios óticos (Raymond & Heising 1946).

As maclas são os defeitos mais comuns em um cristal de quartzo, sendo que dificilmente consegue-se detectá-las observando o cristal externamente. Elas podem ser consideradas como uma anormalidade de crescimento, onde o cristal, apesar de se apresentar homogêneo, não tem o mesmo sentido elétrico, orientação e sentido de crescimento. As maclas podem aparecer de duas formas: maclas óticas e maclas elétricas. Um cristal que apresenta maclas elétricas tem um único sentido de crescimento, mas uma região do cristal tem sentido elétrico oposto ao da outra. Em geral, as duas regiões podem ser usadas separadamente. Um cristal que apresenta maclas óticas possui regiões com direção de crescimento e sentido elétrico opostos e como elas são geralmente finas e intercaladas,



difícilmente pode-se dividir o cristal em regiões a serem usadas separadamente. (Raymond & Heising 1946).

As trincas causam uma descontinuidade de matéria que prejudica o perfeito funcionamento de um ressonador de quartzo. Essas trincas podem ser causadas pelo manuseio (choques), enquanto outras ocorrem devido a condições de crescimento ou resultantes de mudanças de temperatura depois do crescimento. (Raymond & Heising 1946).

As inclusões podem ser sólidas, líquidas ou gasosas e podem estar isoladas ou arrançadas em linhas, planos ou superfícies. Quando são maiores e estão aleatoriamente espalhadas, recebem o nome de bolhas. Outras espécies de inclusões aparecem sob a forma de agulhas (Raymond & Heising 1946). Estas inclusões impedem a utilização do cristal pois promovem uma diminuição a qualidade elétrica dos ressonadores a serem fabricados a partir deste cristal. Além disso, elas podem afetar a estabilidade do ressonador e diminuir sua resistência à radiação térmica (Brice et al. 1987).

O processo de qualificação do quartzo natural envolve algumas etapas. Na primeira, é feita a identificação de macro-defeitos através da inspectoscopia do cristal bruto e a sua orientação aproximada. Segue-se com sua orientação cristalográfica precisa, através de piezogoniômetro de raios-X. Determina-se ainda o sentido de crescimento (direito ou esquerdo). A usinagem dos ressonadores é feita através de técnicas especiais de usinagem como a abrasão ultra-sonora. Finalmente, deve ser medido seu fator de qualidade elétrico (Qe). O fator de qualidade de uma amostra de quartzo natural tenta exprimir de modo global sua adequabilidade a uma determinada aplicação. Ele é dado pela relação entre a frequência fundamental da distorção mecânica em resposta a uma tensão alternada aplicada e a metade da largura desta resposta, conforme mostra a equação 1 (Brice et al. 1987).

$$Q_e = f_0 / \Delta f \quad (1)$$

Historicamente, no Brasil a exploração e o comércio de quartzo natural são restritos a grupos tradicionais que não se preocupam com a qualificação do mineral. Da mesma forma, esses fornecedores não mantêm um fluxo constante e seguro no fornecimento deste material.

Adicionalmente, não encontram-se comercialmente disponíveis equipamentos para viabilizar todas as fases associadas ao beneficiamento do quartzo. Neste sentido, podem ser citados equipamentos para inspecionar o quartzo quanto a macro-defeitos, (inspectoscópio), e para auxiliar na orientação inicial e na determinação do sentido de crescimento (oriscópio).

O desenvolvimento deste tema integrado, além de criar infra-estrutura laboratorial e metodologia para a produção do quartzo natural qualificado, constitui a primeira etapa para o domínio do projeto e construção de sensores e ressonadores piezelétricos de alta qualidade. Nos últimos anos, tem-se mantido uma estreita cooperação entre o *Laboratório de Tribologia e Materiais* da UFU (L.T.M.) e o *Laboratoire de Chronometrie, Electronique et Piezoelectricité* (L.C.E.P.) de Besançon, França, com vistas ao desenvolvimento de sensores e ressonadores piezelétricos usando quartzo natural.

O presente trabalho está inserido neste amplo projeto de cooperação. Seus objetivos específicos contemplam a determinação de macro-defeitos em cristais brutos de quartzo, que está associada à construção de um inspectoscópio. Além disso, engloba a construção de um oriscópio, utilizado na determinação do sentido de crescimento do quartzo, na detecção de maclas elétricas e na sua orientação cristalográfica.



## 2 - CONSTRUÇÃO DO INSPECTOSCÓPIO

O inspectoscópio apresentado neste trabalho foi projetado para a determinação do eixo ótico de cristais brutos de quartzo e para a detecção de macro-defeitos internos nos mesmos. Na determinação de defeitos basta a incidência de uma fonte de luz branca polarizada de alta potência sobre o cristal e os defeitos são evidenciados. Com a utilização de luz polarizada é possível examinar maclas óticas em cristais, mas não maclas elétricas. Para a determinação do eixo ótico, montou-se um esquema composto de dois polarizadores conforme mostrado anteriormente na Figura 2. Tal procedimento é muito útil no caso de cristais que tenham sido danificados durante sua extração ou no caso de cristais de tipo seixo rolado, cujas geometrias não evidenciam externamente o seu eixo Z.

A Figura 5 representa esquematicamente o equipamento construído. Neste, o tanque para a inspeção dos cristais possui dimensões suficientes para permitir o manuseio da maioria dos cristais comercialmente disponíveis. Deve-se salientar que, na prática, o fluido se suja rapidamente, o que torna a luz praticamente despolarizada. Assim, o tanque não deve possuir dimensões muito grandes. Este foi construído com placas de aço ABNT 1020 soldadas em cantoneiras, sendo a parte superior aberta para permitir a movimentação dos cristais. Duas aberturas circulares foram feitas em laterais opostas do tanque para permitir a entrada e a saída da luz. Estes furos foram tampados com vidros devidamente vedados para não haver escape do fluido. Por fora do tanque existem dois suportes em extremidades opostas posicionados próximos a cada uma das janelas de vidro. No primeiro suporte são posicionados diferentes filtros e o primeiro polarizador. No outro suporte posiciona-se o segundo polarizador e, em seguida, um espelho. Este espelho serve para analisar a extinção ou não da luz sem que o operador necessite de se curvar, ficando assim a  $45^{\circ}$  em relação ao eixo da luz.

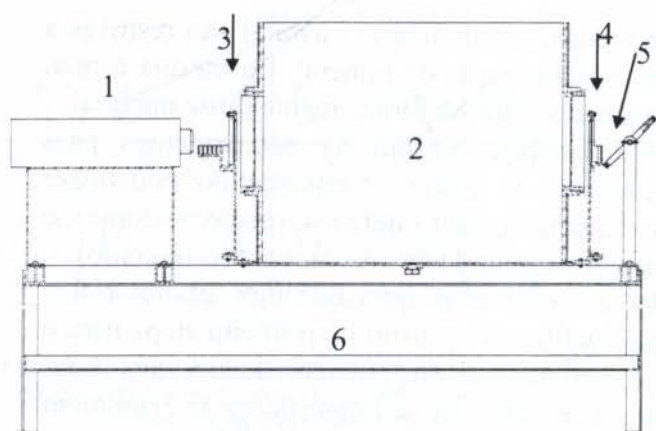


Figura 5 - Esquema do inspectoscópio construído; (1) - Fonte de luz; (2) - tanque; (3) - polarizador 1; (4) - polarizador 2; (5) - espelho; (6) - suporte.

Tanto para determinar o eixo ótico quanto para visualizar defeitos, os cristais de quartzo devem ser imersos em fluido com índice de refração próximo ao seu (1,54-1,55). Sem tal imersão, que elimina a refração da luz na superfície da cristal, seria difícil examinar o cristal apropriadamente. A Tabela 1 apresenta as propriedades dos principais fluidos que poderiam ser utilizados para tal fim. De acordo com esta tabela, o benzeno seria o fluido mais adequado em função do seu índice de refração, mas tem como inconvenientes o fato de não ser fluido à temperatura ambiente e sua alta

toxicidade. Em relação à querosene, o nujol possui um maior custo e uma menor disponibilidade comercial, mas apresentaria como grandes vantagens a ausência de odor e uma menor toxicidade. Considerando seu custo, disponibilidade comercial, fluidez e temperatura de fulgor, a querosene foi escolhida como fluido de imersão, apesar de seu índice de refração não ser tão próximo ao do quartzo.



Tabela A - Principais propriedades de possíveis fluidos de imersão a serem usados no inspetoscópio.

Fluido	Índice de refração	Densidade (g/cm <sup>3</sup> )	Temper. de fulgor (°C)	Toxicidade	Custo (R\$/litro)
Decalin®	1,467	0,895	80	Baixa	15,00
Silicone	1,495	1,015	315	Baixa	120,00
Querosene	1,443	0,800	65-85	Média	0,80
Benzeno	1,562	1,024	-11	Alta	11,00
Nujol	1,460	0,83-0,91	110	Baixa	7,00

Para a movimentação dos cristais dentro do tanque, foi construído um dispositivo para movimentar os cristais com precisão de 2 graus. Este possui três movimentos,

sendo dois para movimentar o cristal a fim de variar posições nas quais a luz incide sobre o cristal. O terceiro movimento é uma rotação de 360° em torno do eixo da luz, servindo para averiguar se suas posições de incidência sobre a cristal coincidem com o eixo ótico, o que equivale a girar a cristal para verificar se ocorre extinção da luz.

### 3 - CONSTRUÇÃO DO ORIASCÓPIO

A determinação dos eixos X e Y é feita através figuras obtidas pela técnica da oriascopia. O oriascópico tem como princípio de funcionamento a incidência de uma luz branca não-polarizada de alta potência sobre uma placa de quartzo atacada. Esta luz, após ser transmitida através do cristal, propaga-se em direção a uma superfície que possui três furos localizados nos vértices de um triângulo, de modo a permitir a formação das figuras de corrosão de tripla simetria.

O oriascópico construído é mostrado esquematicamente na Figura 6. Neste equipamento a incidência da luz sobre o cristal é feita dentro de um invólucro negro, pois as figuras de corrosão obtidas são normalmente fracas. A fonte de luz utilizada foi posicionada de modo que os raios de luz são emitidos na posição horizontal. Para facilitar a visualização das figuras de corrosão pelo operador, utilizou-se um espelho com o objetivo de promover um desvio de 90° nos raios que são transmitidos através do cristal, de modo que a imagem obtida possa ser vista olhando-se de cima para baixo.

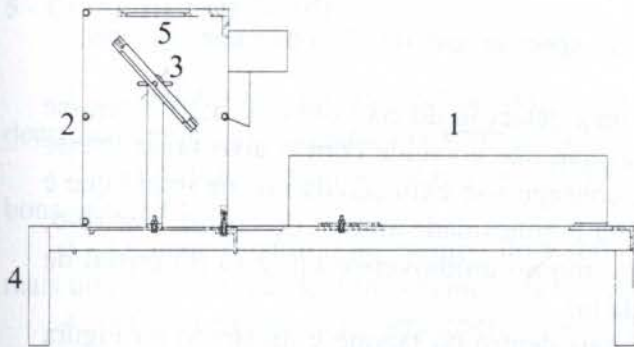


Figura 6 - Representação esquemática do oriascópico; (1) - base da fonte de luz; (2) - invólucro negro; (3) - espelho; (4) - suporte; (5) - tampa com três furos.

Em virtude do grande calor gerado pela incidência dos raios de luz produzidos pela fonte, tornou-se necessário criar um fluxo de ar no interior do equipamento, possibilitando obter uma refrigeração adequada do sistema. Tal problema foi solucionado através de duas entradas de ar na base do oriascópico. Com relação à necessidade de direcionar os feixes de luz axialmente, a entrada do feixe de luz foi construída na forma de um tronco de cone. Para garantir a proteção dos olhos do operador contra possíveis males provocados pela luz de alta intensidade, colocou-se um



anteparo que possui a mesma função de uma viseira, logo acima da entrada da luz no equipamento.

#### 4 - RESULTADOS

A Figura 7 mostra uma fotografia que dá uma visão geral do inspectoscópio construído. O oriascópico construído é mostrado na Figura 8.

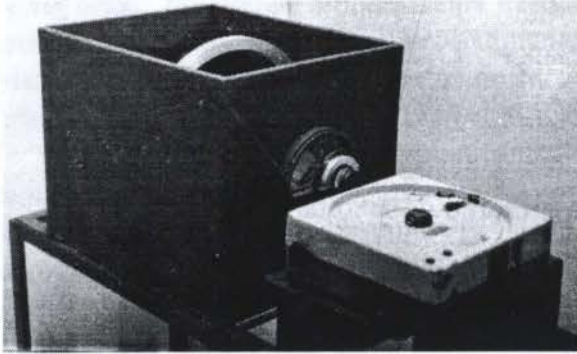


Figura 7 - Visão geral do inspectoscópio.

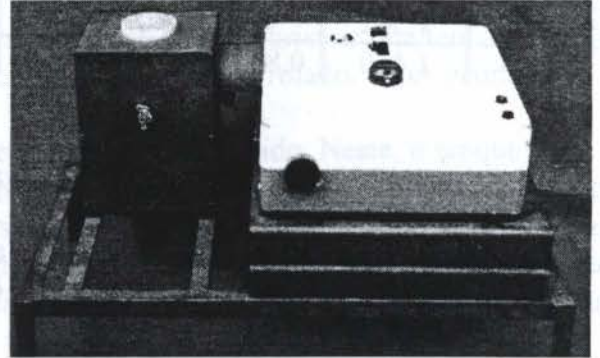
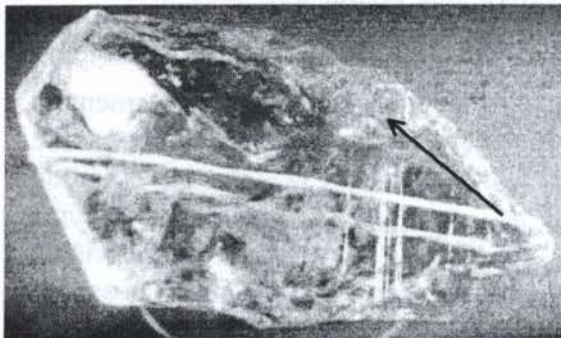
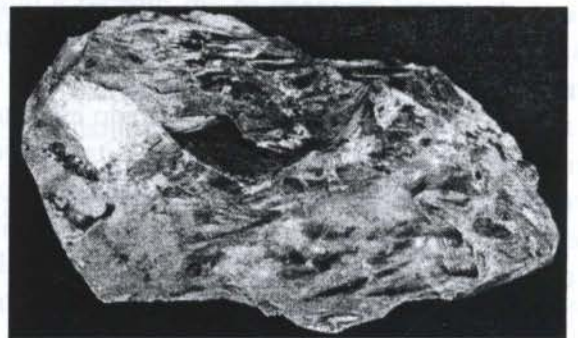


Figura 8 - Visão geral do oriascópico.

A Figura 9 faz uma comparação de um cristal sendo inspecionado com o auxílio do inspectoscópio (9-a) e sem o auxílio do mesmo (9-b). Observa-se que, somente quando está dentro do inspectoscópio, o cristal apresenta inclusões em forma de agulhas.



(a)



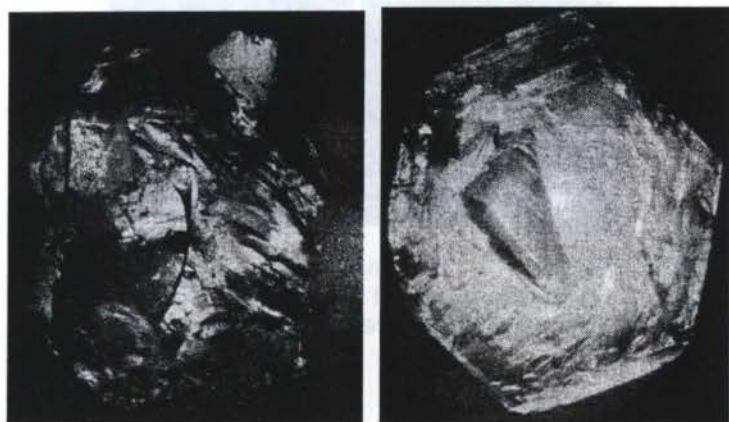
(b)

Figura 9 - Cristal sendo inspecionado; (a) - dentro do inspectoscópio, (b) - fora do inspectoscópio.

A Figura 10 mostra a montagem efetuada para a detecção do eixo ótico. Em 10-a, tem-se a luz passando através de uma direção do cristal que não coincide com o eixo ótico. Neste caso, o cristal foi girado em torno deste eixo até conseguir-se extinção da luz, de modo que é possível observar uma intensidade muito menor da luminosidade através do cristal. Em 10-b, a luz passa através do eixo Z do cristal pois, mesmo ao promover-se um giro do cristal de  $360^\circ$  em torno deste eixo, não ocorreu extinção da luz.

O dispositivo para a movimentação dos cristais dentro do tanque é mostrado na Figura 11. Para facilitar a detecção do eixo ótico, a melhor alternativa encontrada foi uma orientação inicial com as mãos, para ter-se uma idéia inicial da sua posição. Em seguida o cristal é colado a uma placa de alumínio, que por sua vez é fixada sobre o dispositivo. Assim, a extinção da luz pode ser verificada de forma simples e rápida.





(a)

(b)

Figura 10 - Montagem efetuada para detecção do eixo ótico; (a) - luz passando através de um eixo qualquer; (b) - luz passando através do eixo ótico.

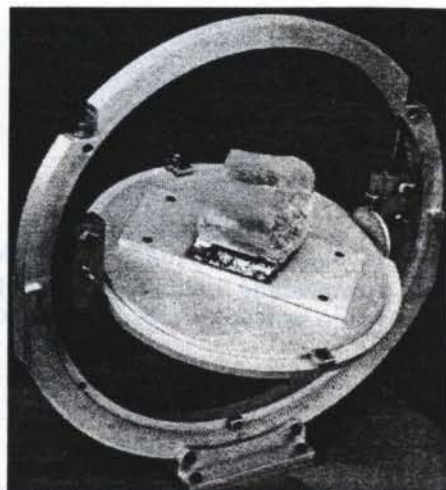


Figura 11 - Dispositivo para movimentação dos cristais dentro do inspectoscópio.

Com relação aos resultados obtidos com a técnica de oriascopia, a Figura 12 apresenta uma montagem efetuada para detecção do sentido de crescimento do cristal. A luz, ao atravessar o eixo X do cristal do sentido negativo para o positivo, forma uma figura de corrosão em forma de hélice no sentido anti-horário, o que caracteriza um cristal de quartzo `a direita.

A Figura 13 apresenta a uma montagem efetuada para a detecção dos eixos X e Y. Observa-se a formação de três figuras de ataque (uma sobre cada furo da placa) de forma triangular observadas em uma placa cortada perpendicularmente à direção Z. A determinação dos eixos X e Y é feita considerando-se que estes dois eixos são perpendiculares entre si e cortam os vértices do triângulo, de acordo com a Figura 4. Além disso, em 13-b, é possível detectar a presença de maclas na placa de quartzo analisada, pois uma das três figuras de ataque apresenta-se girada em relação às demais, o que evidencia um "giro" do cristal nesta região, caracterizando uma porção maclada.

## 5 - CONCLUSÕES

1 - Construiu-se um inspectoscópio e um dispositivo para movimentação de cristais dentro do tanque, conseguindo-se simplicidade, eficiência e baixo custo.

2 - A utilização de querosene como fluido de imersão mostrou-se eficaz, apresentando bons resultados.

3 - O quartzo natural apresentou uma série de defeitos que não foram vistos a olho nu, mais uma vez reforçando a importância da técnica de inspeção de defeitos.

4 - Construiu-se um oriascópio que atendeu satisfatoriamente ao seu propósito, mostrando-se um equipamento de simples construção, mas de importância relevante no processo de orientação de cristais de quartzo.



Figura 12 - Figura de corrosão perpendicular ao eixo X (extremidade negativa para a positiva), caracterizando sentido de crescimento à direita.

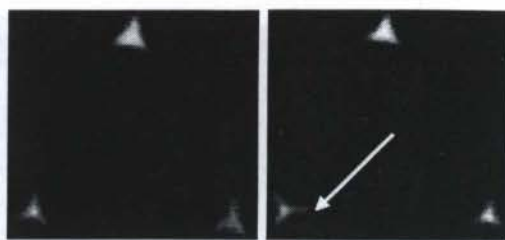


Figura 13 - Figuras de corrosão observadas em um corte Z; (a) região não-maclada; (b) - região maclada.

## 6 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BALLMAN, A.A. & LAUDISE, R.A., *Hydrothermal Growth: the Art and Science of Growing Crystals*, John Wiley and Sons, New York, 1963.
- BESSON, R.J., Recent Evolution and New Developments of Piezoelectric Resonators, *Invited Paper, I.E.E.E., Ultrasonic Symposium*, pp.14-16, Dallas U.S.A., 1984.
- BESSON, R.J., Quartz Crystal Resonators, *Actes du 1<sup>er</sup> Forum Européen Temps-Fréquence*, pp. 20-30, Besançon, 1987.
- BRICE, J. C., Crystals for Quartz Resonators, *Rev. mod. Phep.*, vol. 57, n<sup>o</sup>1, pp. 105-156, 1985.
- BRICE, J. C. & KOELEWIJN, W., Selecting Quartz for Resonators, *Philips Tech. Rev.*, vol. 43, n<sup>o</sup> 8, pp. 214-219, 1987.
- CENTRE TECHNIQUE DE L'INDUSTRIE HORLOGERE, Proprietes Physiques du Quartz, Modes de Vibration Selon La Coupe, *Document Interne n<sup>o</sup> 77.3045*, pp. 2-9, 1981.
- RAYMOND, A. & HEISING, E. E., *Quartz Crystals for Eletrical Circuits*, Van Nostrand, New York, 1946, pp. 140-163.

## AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem aos alunos Breno Alvim Mendonça e Rafael Gonçalves Barreto, por sua colaboração na construção do inspectoscópio e do oriascópio e à FAPEMIG e ao PADCT pelo suporte financeiro.





PAPER CODE: COB690

ANÁLISE TÉRMICA DA INFLUÊNCIA DOS SKIDS NO  
AQUECIMENTO DE PLACAS EM FORNOS DE REAQUECIMENTO  
DE SOLERA MÓVEL / THERMAL ANALYSIS OF SKIDS INFLUENCE UPON  
SLABS REHEATING PROCESS IN WALKING BEAM FURNACES

EDUARDO LUIZ DOS SANTOS FERRETTI & MARILIA ZERBINI

Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia - U.F.R.J. - Rua Marquês

de São Carlos, 9621 - CEP. 01270-010 São Carlos, Brasil - E-mail: eduardo@luciano.com.br

# Tema 88

## Propriedades Mecânicas dos Materiais

Reheating Furnaces, Metallurgical Quality, Energy Saving, Fornos de Reaquecimento, Qualidade Metálica, Economia de Energia

### 1. INTRODUÇÃO

No processo siderúrgico de laminação a quente necessita-se do aço com propriedades estruturais e metalúrgicas apropriadas, para que os esforços inerentes não gerem defeitos no produto final. O reaquecimento é realizado em fornos horizontais de solera móvel (walking beam furnaces), onde placas são submetidas a temperaturas em torno de 1200°C por um período de aproximadamente dez horas. Todavia, um grande problema encontrado neste procedimento é o aparecimento de regiões resfriadas pela presença de skids (estruturas sustentadas por material refratário e refrigeradas intensamente), cuja função é suportar as placas durante o processo. Estas regiões, denominadas skidmarks, são causadas principalmente pelo efeito de esfriamento a altas de calor por radiação (radiating effect) e choque a representar reduções de temperatura de até 150°C quando comparadas às regiões não resfriadas da placa. Segundo Braud (1967), seu principal efeito é prejudicar o ciclo do tratamento termomecânico do metal quando laminado, o que resulta em grandes alterações nas características mecânicas, estruturais e superficiais, prejudicando a otimização e a alta produtividade das propriedades do material.

O procedimento geralmente adotado pelas indústrias para combater este problema é o aquecimento das placas acima da temperatura exigida, ou seja, em tempo maior que o necessário, em tentativa de compensar o resfriamento localizado. Tal procedimento também

3032

FIGURE 13 - Example of corrosion  
 - developed on the side of the rotor  
 - (magnified 10x - metal powder)



FIGURE 14 - Example of corrosion  
 - developed on the side of the rotor  
 - (magnified 10x - metal powder)



6 - REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BALTMAN, A.A. & LARDE, E.S. *High speed Corrosion: the art and science*  
 General Electric, John Wiley and Sons, New York, 1957

BESSON, R.J. *Recent Progress and New Developments in Turbogenerator  
 General Paper, LE E.C., Division, Mechanical Dept. in United States, 1951*

BESSON, R.J. *Quint Corrosion* pp. 12-16, United States, 1951

BRICE, L.C. *Design for Turbine Corrosion*, pp. 47-51, I.P.E. London,  
 1963

BRICE, J.C. & KOTLEBY, W. *Selection Criteria for Materials*, I.P.E. London,  
 1963

ALP, R. pp. 214-219, 1963

RAYMOND, A. & BELL, R.C. *Corrosion in Turbine Engines*, I.P.E. London, 1963

New York, 1963, pp. 1-9, 1963

AGRADECIMIENTOS

De especial agradecimiento se desea dar al Sr. Miguel Ángel Rodríguez, Director  
 del Centro de Estudios de Ingeniería de Materiales y de Corrosión de I.P.E. Madrid, por  
 haber permitido la realización de este trabajo y por su colaboración en la  
 realización de los análisis de laboratorio.

Este trabajo se realizó en el Centro de Estudios de Ingeniería de Materiales y de Corrosión de I.P.E. Madrid, durante el mes de mayo de 1963.



PAPER CODE: COB690

**ANÁLISE TÉRMICA DA INFLUÊNCIA DOS SKIDS NO  
AQUECIMENTO DE PLACAS EM FORNOS DE REAQUECIMENTO  
DE SOLEIRA MÓVEL/THERMAL ANALYSIS OF SKIDS INFLUENCE UPON  
SLABS REHEATING PROCESS IN WALKING BEAM FURNACES**

BRUNO SANTOS PIMENTEL &amp; MÁRCIO ZIVIANI

Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia - UFMG - Belo Horizonte  
Av. Antônio Carlos, 6627 - CEP 31.270-010 Belo Horizonte, Brasil - E-mail: ziviani@vesper.demec.ufmg.br

**Abstract**

The following paper presents a mathematical model to simulate the reheating process of slabs in a walking beam furnace. The detrimental influence of the skids upon the temperature profile homogeneity (skidmarks) is evaluated relative to the main characteristics of this specific furnace. Also, a simple solution to the skidmark problem is proposed: a staggered arrangement of the beams of the soaking zone, allowing the cold areas to not be shielded from radiation. The results of this improvement show a large reduction of the skidmarks, providing better product quality and significant energy saving.

**Keywords**

Skidmarks, Reheating Furnaces, Metallurgical Quality, Energy Saving, Fornos de Reaquecimento, Qualidade Metalúrgica, Economia de Energia

**1. INTRODUÇÃO**

O processo siderúrgico de laminação a quente necessita do aço com propriedades estruturais e metalúrgicas apropriadas, para que os esforços inerentes não gerem defeitos no produto final. O reaquecimento é realizado em fornos multizonais de soleira móvel (walking beam furnaces), onde placas são submetidas a temperaturas em torno de 1200°C por um período de aproximadamente três horas. Todavia, um grande problema encontrado neste procedimento é o aparecimento de regiões resfriadas pela presença de skids (estruturas compostas por material refratário e refrigeradas internamente), cuja função é suportar as placas durante o processo. Estas regiões, denominadas skidmarks, são causadas principalmente pelo efeito de sombreamento à troca de calor por radiação (*shielding effect*) e chegam a apresentar reduções de temperatura de até 150°C quando comparadas às regiões não sombreadas da placa. Segundo Braud (1985), seu principal efeito é prejudicar o ciclo do tratamento termomecânico do metal quando laminado, o que resulta em grandes alterações nas características mecânicas, estruturais e superficiais, prejudicando a otimização e homogeneidade das propriedades do material.

O procedimento geralmente adotado pelas indústrias para contornar este problema é o aquecimento das placas acima da temperatura exigida, ou por um tempo maior que o necessário, numa tentativa de compensar o resfriamento localizado. Tal procedimento também



implica em maior consumo de energia e é limitado por aspectos metalúrgicos do aço.

Outras soluções, como a proposta por Takagi *et al.* (1988), sugerem a utilização de skids compostos por uma combinação de materiais cerâmicos sinterizados, combinando resistência estrutural e isolamento térmico. O ganho em resistência possibilitaria um aumento da altura do skid, reduzindo o sombreamento.

Braud também apresenta em seu artigo um forno de reaquecimento projetado com um arranjo de soleira diferenciado, numa tentativa de reduzir as skidmarks. Neste novo arranjo, os skids móveis e fixos da zona de homogeneização, encontram-se desalinhados em relação àqueles das zonas anteriores. Desta forma, as regiões da placa onde o sombreamento já havia produzido skidmarks estariam livres deste efeito na zona de homogeneização. Por outro lado, as novas regiões ocupadas pelos skids se encontrariam sombreadas, gerando novas skidmarks. Seu número seria o dobro do original, mas sua intensidade seria reduzida significativamente.

Apesar desta solução ser originalmente aplicada em fornos ainda na fase de projeto, nada impede que ela o seja em fornos em operação, aproveitando alguma parada para reforma. É importante notar que o modelo não considera situações críticas de operação, como paradas da linha de laminação. Neste caso, a soleira do forno cessaria sua progressão e as placas permaneceriam sob as condições de aquecimento por um tempo maior que o especificado. A menos que o controle de temperaturas seja eficiente, os riscos de superaquecimento ou queima do metal continuariam existindo, e os ganhos gerados pela solução proposta seriam eliminados.

O objetivo deste trabalho é, em primeiro lugar, propor um modelo matemático para avaliar o perfil de temperatura da placa, considerando o efeito de sombreamento pelos skids e a conseqüente formação de skidmarks, e em seguida, analisar a solução do desalinhamento dos skids da zona de homogeneização em um forno em operação, visando a obtenção de um produto final com qualidade estrutural, metalúrgica e com menor energia incorporada.

## 2. CARACTERÍSTICAS DO PROBLEMA



Gráfico 1: Variação da temperatura do forno ao longo do processo, Leite (1994).

O gráfico ao lado ilustra o perfil de temperatura da atmosfera do forno ao longo do comprimento, evidenciando o comportamento de cada zona durante o processo.

As características quanto à troca de calor são relacionadas na tabela 1. O modelo proposto é baseado nestes parâmetros de funcionamento, e pode ser aplicado em qualquer forno onde os mesmos sejam conhecidos.

Tabela 1: Características físicas do forno quanto à troca de calor

Zonas do Forno	Tempo de Processo (s)	Área de troca de calor do gás (m <sup>2</sup> )	Área de troca de calor do forno (m <sup>2</sup> )
Pré-Aquecimento	0-4320	305,88	207,48
Aquecimento	4320-7920	246,80	154,80
Homogeneização	7920-10800	212,20	146,60

A disposição das placas sobre a soleira pode ser observada pelo esquema mostrado na figura 1.



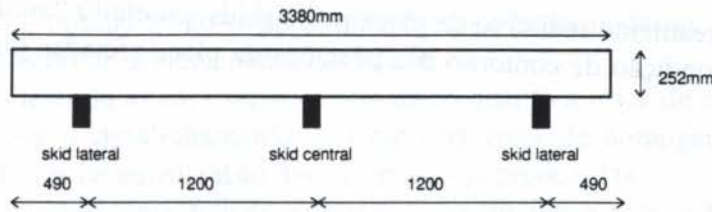


Figura 1: Posições relativas dos skids fixos à placa.

### 3. MODELO MATEMÁTICO

Uma vez que as placas encontram-se muito próximas umas das outras, haverá um forte sombreamento lateral na direção z. Além disso, podemos esperar uma pequena variabilidade das condições de contorno em uma mesma região do forno, o que garante variações de temperatura desprezíveis na largura da placa.

A solução do problema consiste, portanto, em resolvermos a equação geral da difusão do calor bidimensional transiente em coordenadas cartesianas.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$

A condição inicial supõe a placa a uma temperatura  $T_0$  uniforme, como indicado abaixo:

$$T(x, y, 0) = T_0 \quad (2)$$

As condições de contorno nas superfícies são de segunda espécie, representadas por fluxos de calor radiativos provocados pelos gases de combustão a altas temperaturas. Os fluxos convectivos, por serem muito menores que os radiativos, são desconsiderados. Assim, teremos:

$$-k \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{\text{superf.}} = -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{\text{superf.}} = q_{RL}^{\parallel} \quad (3)$$

As trocas de calor entre a placa e os gases de combustão podem ser determinadas pelo circuito elétrico análogo mostrado na figura 2. A troca líquida de calor radiante entre a superfície da placa, os gases de combustão e as paredes internas do forno pode, então, ser calculada pela equação 4, onde  $E_{NG}$  e  $E_{NP}$  são os poderes emissivos hemisféricos totais dos gases de combustão e da placa, respectivamente.

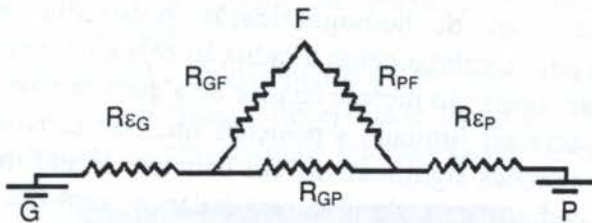


Figura 2: Circuito elétrico análogo ao processo de transferência de calor por radiação entre a placa e os gases de combustão.

$$q_{RL}^{\parallel} = \frac{E_{NG} - E_{NP}}{R_{EQ}} \quad (4)$$

Segundo Pedersen (1983), os efeitos de condução de calor no contato placa-skid, e as trocas radiativas para superfícies mais frias que a placa, são fatores que pouco contribuem para a formação de skidmarks. O principal efeito para sua

formação é o sombreamento radiativo da placa pelos skids, ou efeito “escudo”. Neste sentido, consideraremos a condição de contorno das posições da placa afetadas por este efeito, como regiões adiabáticas:

$$-k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{\text{skids}} = 0 \quad (5)$$

As não-linearidades são causadas pelas propriedades físicas do aço e dos gases dependentes da temperatura e pelas condições de contorno de transferência de calor por radiação.

#### 4. METODOLOGIA

A solução foi obtida pelo método numérico de diferenças finitas com formulação em volumes de controle desenvolvida por Patankar (1980), com o esquema de interpolação “Power Law”.

O domínio de solução foi dividido uniformemente em 43 volumes de controle na direção  $x$  e 22 na direção  $y$ , garantindo a mesma largura para o volume de controle e os skids. As regiões da placa em contato direto com os skids fixos correspondem aos volumes de controle de números 7, 22 e 37 da malha, como mostra a figura 3.

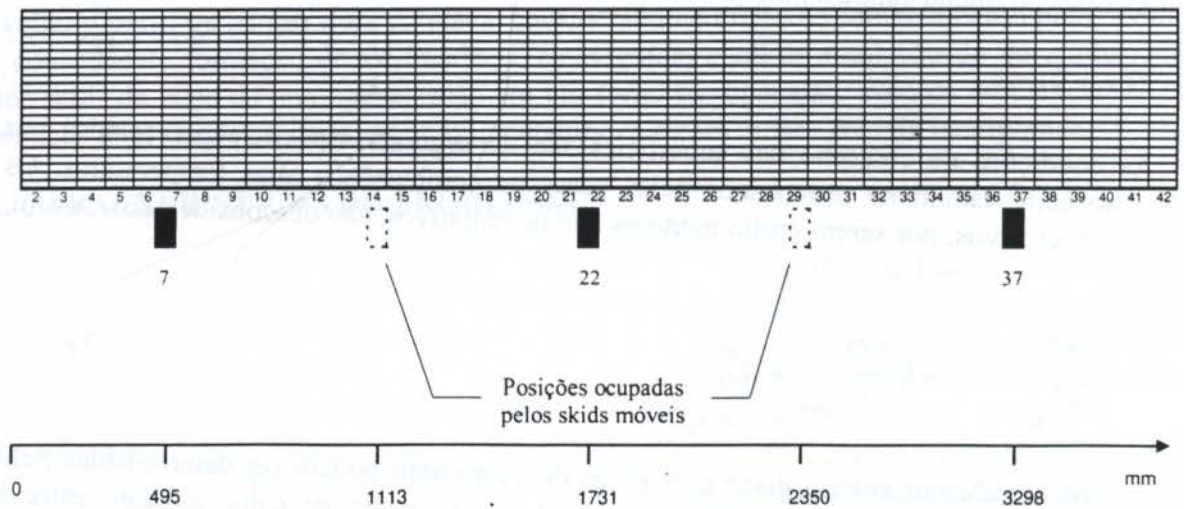


Figura 3: Domínio discreto de solução do problema.

##### 4.1 Desalinhamento dos skids da zona de homogeneização

O desalinhamento dos skids fixos da zona de homogeneização possibilita que o resfriamento localizado das regiões afetadas pelo sombreamento à radiação seja amenizado. A aplicação deste procedimento em um forno em operação merece análise de alguns pontos.

Em primeiro lugar, o desalinhamento deve ser limitado a posições que não provoquem um desequilíbrio da placa, evitando deixar porções significativas em balanço. Braud mostra uma porção de aproximadamente 30% do comprimento da placa em balanço, sem que haja comprometimento do equilíbrio estático. A situação inversa também é danosa, pois se dois skids estiverem muito afastados um do outro, poderão ocorrer problemas de flexão do aço, além de aumentar os riscos de desequilíbrio se muito próximos das extremidades da placa.

Um segundo ponto é o posicionamento dos skids móveis, localizados entre os skids fixos.



O desalinhamento fica limitado a não se aproximar demasiadamente destas posições para não comprometer o mecanismo de deslocamento das placas.

Por último, considerando as características do forno quanto à troca de calor, concluímos, assim como Braud, que o desalinhamento realizado na zona de homogeneização é o que produzirá melhores efeitos na amenização das skidmarks já produzidas.

Observando as características físicas e operacionais do forno mostradas anteriormente, definiu-se as possíveis configurações para o conjunto de skids.

Tabela 2: Configurações de desalinhamento dos skids

	Posição Normal	Posições Possíveis
Skids Laterais	7-37	3-41 5-39 9-35 11-33
Skid Central	22	18 20

Para cada desalinhamento simétrico dos skids laterais, o skid central toma as posições 18 e 20. Devido à simetria das condições de contorno, os perfis de temperatura na posição do skid central para os deslocamentos 24 e 26 são praticamente idênticos aos dos deslocamentos 18 e 20, e por isso não serão considerados.

## 5. RESULTADOS

As skidmarks podem ser analisadas considerando três aspectos: o efeito global, verificando-se as perturbações produzidas na temperatura média na posição dos skids, o efeito superficial, pelo perfil de temperatura da superfície inferior da placa, e o efeito local, pelos perfis de temperatura ao longo da espessura, na posição dos skids. Estes efeitos são responsáveis pelas características termomecânicas do aço laminado e pelas deflexões dos laminadores, que geram alterações dimensionais na espessura do produto final.

Ensaio iniciais mostraram que as melhorias significativas seriam alcançadas realizando os desalinhamentos na zona de homogeneização. As configurações que apresentaram os melhores resultados, bem como a original, encontram-se detalhadas na tabela abaixo, pois serão analisadas freqüentemente daqui em diante.

Tabela 3: Posicionamento dos skids fixos nas melhores configurações.

Configuração	Volumes de Controle			Posição Real (mm)		
Original	7	22	37	495	1731	2968
C1	3	18	41	164	1402	3298
C2	5	18	39	330	1402	3133
C3	9	18	35	660	1402	2803
C4	11	18	33	824	1402	2638

Como pode ser visto, os melhores resultados sempre apresentam o skid central em uma posição o mais distante possível da original, mostrando que o desalinhamento dos skids laterais pouco influencia seu perfil de temperaturas. Este fato será comprovado pelos resultados seguintes.

Usaremos como parâmetro de comparação uma situação ideal de aquecimento, definida como se não houvesse necessidade de skids (figura 4). Nesta situação, os gradientes de temperatura das regiões mais internas são uniformes ao longo de quase todo o comprimento, sofrendo maiores alterações nas extremidades. Este perfil possui as características de homogeneidade desejadas para o processo de laminação.

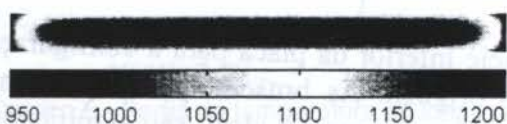


Figura 4: Situação ideal de aquecimento, realizada sem a presença de skids



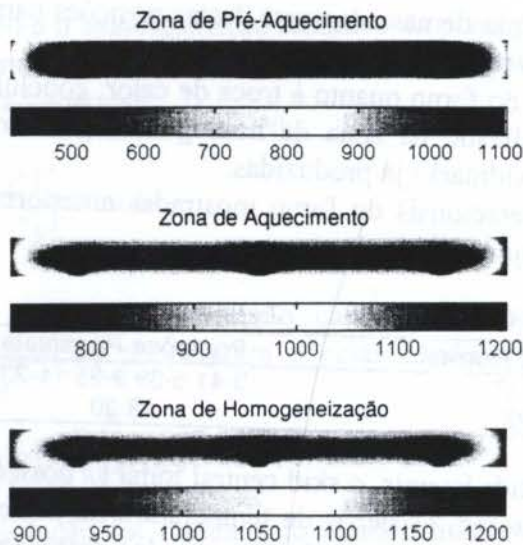


Figura 5: Perfis de temperatura à saída de cada zona do forno. Observar a maior influência da zona de homogeneização na formação das skidmarks.

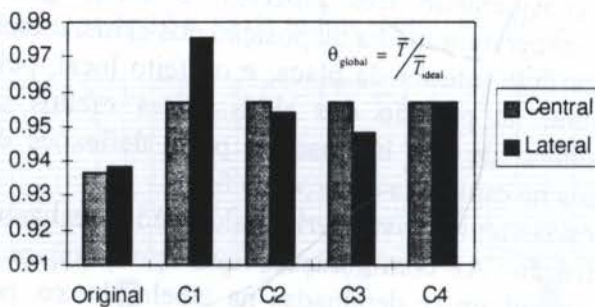


Gráfico 2: Comparação entre as temperaturas médias das posições ocupadas pelos skids fixos.

soleira, tornando C1 inviável. O melhor resultado seria então atribuído à configuração C4, que apesar de produzir ganho pouco inferior a C1, garante a segurança do processo.

## 5.2 Efeito Superficial

As configurações que apresentam os melhores resultados são mostradas no gráfico 3a, onde a temperatura média superficial é adimensionalizada pela relação  $\theta_{sup} = \bar{T} / \bar{T}_{ideal}$ . Da mesma forma, nota-se que o maior valor obtido corresponde à C1, que é descartada pelos motivos já citados. O melhor resultado cabe à configuração C2, pois proporciona um ganho um pouco menor, mas com maior segurança.

A maior proximidade dos skids fixos laterais das regiões de maior temperatura da placa, reduz significativamente o efeito superficial das novas skidmarks produzidas na zona de homogeneização. Qualquer desalinhamento realizado dentro das limitações impostas será benéfico para o perfil de temperatura superficial, uma vez que isenta as áreas anteriormente afetadas do efeito de sombreamento à radiação.

Em 3b, o perfil de temperatura da superfície inferior da placa para a configuração C2 é comparado à situação ideal e à configuração original. As bruscas quedas de temperatura observadas na configuração original, e inexistentes na situação ideal, são significativamente reduzidas na configuração desalinhada.

O aquecimento de uma placa com os skids fixos alinhados é apresentado na figura 5. Observa-se o perfil de temperatura da placa ao final de cada uma das zonas do forno. O efeito de sombreamento é evidente, desde o início do processo. O aumento das características de troca de calor das zonas seguintes tende a aumentar a diferença de temperatura entre as skidmarks e o restante da placa.

## 5.1 Efeito Global

A perturbação produzida sobre a temperatura média nas posições dos skids é analisada no gráfico 2. Os resultados são adimensionalizados pela relação  $\theta_{global} = \bar{T} / \bar{T}_{ideal}$ .

Observa-se que o posicionamento dos skids laterais pouco influencia o perfil da posição do skid central. Todas as configurações propostas apresentam melhoras significativas nas temperaturas médias locais. A configuração C1 mostra um ganho bem superior às outras, mas supõe os skids laterais muito próximos das extremidades da placa. Isto aumentaria os riscos de desequilíbrio sobre a



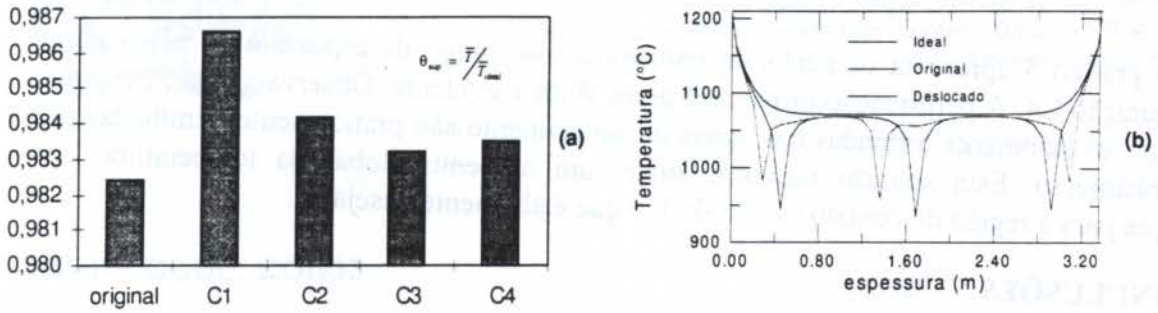


Gráfico 3: (a) Comparação entre as temperaturas médias superficiais das configurações original e desalinhada. (b) Perfil de temperatura superficial para a melhor configuração.

### 5.3 Efeito Local

Como o modelo proposto prevê condições de contorno praticamente idênticas nas superfícies inferior e superior, os perfis de temperatura ao longo da espessura das posições não ocupadas por skids, ou de qualquer posição da situação ideal, apresentam uma simetria relativa à espessura média da placa. Contudo, nas posições ocupadas, tal simetria é perturbada pelo efeito de sombreamento à radiação, aumentando as diferenças de temperatura observadas.

As máximas diferenças de temperatura das configurações simuladas são comparadas pelo seu afastamento relativo em relação à situação ideal (gráfico 4).

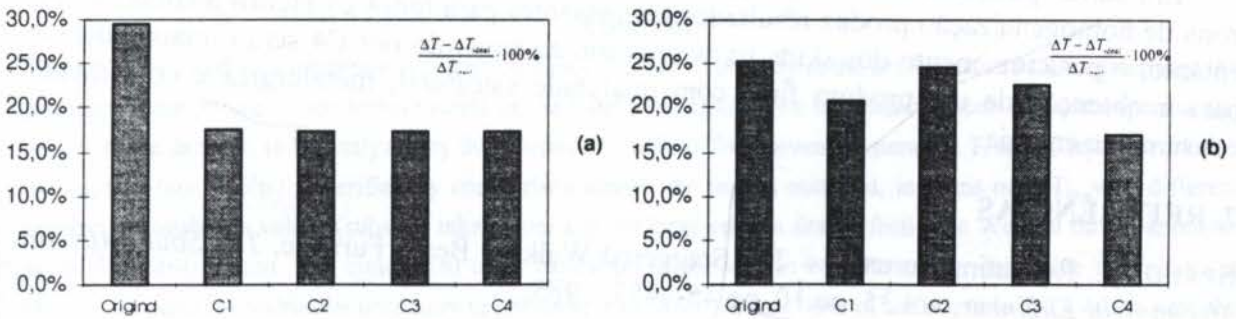


Gráfico 4 - Afastamento relativo das máximas diferenças de temperatura ao longo da espessura, nas posições (a) do skid central, e (b) dos skids laterais.

Ao contrário dos gráficos 2 e 3a, a análise da posição dos skids laterais mostra que o posicionamento próximo às regiões de maior temperatura (configurações C1 e C2), produz resultados piores. O melhor resultado obtido é, como apresentado por Braud, aquele em que os skids laterais ocupam as posições mais próximas da região localizada na distância média entre as skidmarks originais, ou seja, a configuração C4.

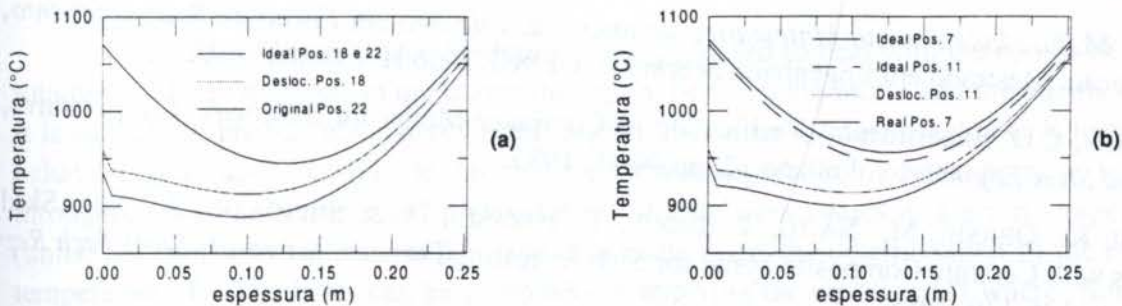


Gráfico 5 - Perfis de temperatura ao longo da espessura da placa, nas configurações original e desalinhada, do skid central (a), e dos skids laterais (b).



O gráfico 5 apresenta os perfis de temperatura ao longo da espessura da placa para a configuração C4. A perturbação provocada pelos skids é evidente. Observa-se que, em ambos os casos, as skidmarks formadas nas zonas de aquecimento são praticamente eliminadas pelo desalinhamento. Esta solução provoca, ainda, um aumento global da temperatura, com destaque para a região de contato com o skid, o que é altamente desejável.

## 6. CONCLUSÕES

O modelo utilizado mostrou resultados interessantes na determinação dos perfis de temperatura da placa submetida às condições de um forno de reaquecimento de soleira móvel. Quanto à redução dos efeitos nocivos provocados pelas skidmarks, a solução proposta por Braud foi aplicada em um forno em operação, mostrando-se bastante eficiente.

Pela análise das temperaturas médias das posições dos skids, a configuração C4 (824, 1402 e 2638 mm) foi a que melhor se aproximou do perfil desejado. A verificação das temperaturas médias superficiais, mostrou que a proximidade dos skids laterais às regiões de maior temperatura da placa, como na configuração C2 (330, 1402 e 3133 mm), reduz bastante as quedas de temperatura ao longo da superfície. Por último, a análise do efeito local comprovou a redução das diferenças de temperatura ao longo da espessura, juntamente com um aumento da temperatura média. Este ganho foi melhor produzido pela configuração C4.

Em suma, podemos afirmar que qualquer configuração de desalinhamento realizada na zona de homogeneização produz resultados interessantes para todos os efeitos analisados. No entanto, o posicionamento dos skids fixos próximo ao sugerido por C4 será o mais indicado para a obtenção de um produto final com qualidade estrutural, metalúrgica e com menor consumo de energia.

## 7. REFERÊNCIAS

- BRAUD, Y., Reheating Furnaces - The Staggered Walking Beam Furnace, *The South African Mechanical Engineer*, vol.35, no.10, pp.451-453, 1985.
- LEITE, F.P.G., *Modelamento Matemático das Skidmarks em Cargas*, Relatório de Iniciação Científica, Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, 1994.
- MAGALHÃES, C.V., *Implantação de Subrotina para Cálculo das Propriedades Físicas da Carga e da Emissividade do Gás no Modelamento de Fornos de Reaquecimento*, Relatório de Iniciação Científica, Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, 1994.
- PATANKAR, S.V. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1980.
- PAULA, M.R., *Modelamento Matemático de uma Placa de Aço em Forno de Reaquecimento*, Dissertação, Mestrado em Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, 1993.
- PEDERSEN, C.O. Experimental Verification of Computer Model for Skidmark Temperatures, *Iron and Steel Engineer*, vol.60, no.12, pp.44-48, 1983.
- TAKAGI, K., OBASHI, M., NAITO, T., INOUE, T., HIRASHI, H. & SHINOSAKI, A., New Skid Buttons with Ceramic Composite Metal for Slab Reheating Furnace, *Kawasaki Steel Tech Rep* no. 19, pp.126-130, 1988.
- ZIVIANI, M. & ANDRADE, R.M. *Simulação do Processo de Reaquecimento de Cilindros no Forno Italimpianti*, Relatório, Depto. de Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, 1994.



PAPER CODE: COB33

**INFLUENCE OF THE NUMBER OF SPECIMENS IN THE REFERENCE TEMPERATURE DETERMINATION - INITIAL APPROACH / INFLUÊNCIA DO NÚMERO DE CORPOS DE PROVA NA DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DE REFERÊNCIA - ABORDAGEM INICIAL**Carlos Alexandre de J. Miranda<sup>1</sup> & John D. Landes<sup>2</sup><sup>1</sup>IPEN-CNEN/SP, SP, Brazil, e-mail: cmiranda@ipen.net.br;<sup>2</sup>University of Tennessee at Knoxville, USA; e-mail: John-Landes@utk.edu**Abstract**

The ASTM E08.08 subcommittee is preparing a new standard, currently in the draft version #13, to determine the reference temperature  $T_0$  for ferritic steels in the transition region. The minimum number of valid experimental results in the data set, to be analyzed by this proposed standard, for a given temperature  $T$ , is six. In this work this assumption (six results) is verified by comparison among the results obtained, in terms of  $T-T_0$ , with different number of toughness values (subsets) taken from a given large set that fits perfectly the Weibull three-parameter probability distribution. The conclusion is an indication of the way to be followed to determine the minimum number of experiments/results necessary to obtain at least 90%, 95% or 98% of the possible  $T-T_0$  values near the target one (that of the whole set from which the subsets are taken)

**Keywords**

Fracture Mechanics, Transition, Reference Temperature, Reliability

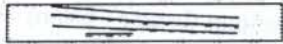
Mecânica da Fratura, Transição, Temperatura de Referência, Confiabilidade

**1. INTRODUCTION**

Recently a Master Curve Method [1] was proposed to deal with the results of fracture toughness of ferritic steels in the transition region, between the brittle and the ductile fracture. It is suitable to predict adequately, in this region, the entire average toughness X temperature behavior. It is also possible to provide the whole distribution of the average toughness throughout the transition, once known one set of toughness values in a given temperature  $T$  (units:  $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$  for toughness and  $^{\circ}\text{C}$  for temperature), by the determination of the reference temperature,  $T_0$ . The latter can be computed by applying the equation (1) where  $KJc_{med}$  is the median value of the fracture toughness distribution. When  $T = T_0 \rightarrow KJc_{med} = 100 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ . This equation can be visualized graphically in figure 1, obtained with  $T-T_0=0^{\circ}\text{C}$ .

2040





(1)

The so-called Weibull three-parameter statistical distribution, as defined by eq (2.a), can be used to obtain the median value of the toughness distribution. In that equation  $P$ , given by eq. (2.b), is the probability to occur fracture below  $KJc$ . From previous results/analysis it is assumed, by the proposed draft #13 [3] that  $K_{min}=20MPa\sqrt{m}$  and  $m = 4$ .

Therefore,  $K_o$  is the only remaining parameter to be obtained by a best fit procedure, using the set of  $N$  results and  $i$  is the order of each one of these results after they are ordered in an increasing sequence.

This Master Curve concept was adopted by the ASTM in the proposed standard, that establishes a minimum of six valid results, at a given temperature, to obtain the master curve for a given material.

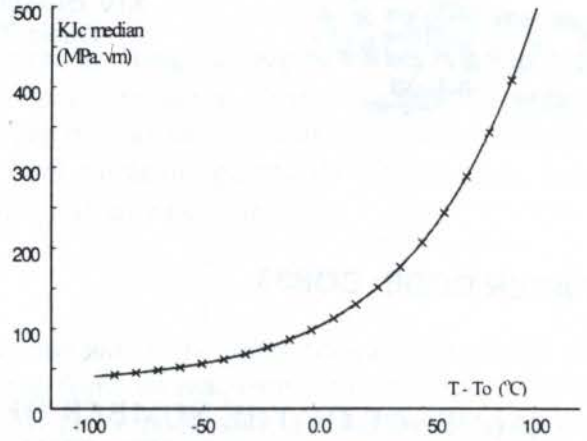


Figure 1: Transition Master Curve -  $Kj_c,median \times (T-T_o)$

$$1 - P = \exp\left(-\left[\frac{KJc - K_{min}}{K_o - K_{min}}\right]^m\right) \quad (a); \quad P = \frac{i - 0.3}{N + 0.4} \quad (b) \quad (2)$$

In checking this assumption, one issue arises: how many results are necessary to give a reasonable confidence in the obtained master curve? Or, in other words: how much is the confidence in the obtained master curve when six results are used? And how sensitive is this assumption regarding the change in the number of used results?

Recently a technique to obtain the master curve from just one single specimen at a given temperature, was proposed using a lower bound estimate and order statistics to generate a fictitious distribution [2], to deal with those situations where there is just one specimen to test. However, this technique should be reserved for those extreme cases due to the uncertainties in the obtained results.

This paper tries to address those questions. To do this, and from a set of toughness results with NTOT values, all possible subsets are sampled and the proposed ASTM procedure [3] is applied to each one of these subsets in order to obtain the distribution of the  $(T-T_o)_s$  values associated with these subsets, as described in the following section.

## 2. WORK METHODOLOGY

As a first attempt to address the above mentioned questions a “direct approach” was established, considering two “perfect” sets of toughness results: one with NTOT = 20 values and other with NTOT = 40 values, both fitting perfectly the three-parameter Weibull distribution. These complete sets, with different number of toughness values (NTOT), were considered to take into account the possible influence of NTOT in the results. These “perfect” sets can be seen as the ‘universe’ of toughness values in the transition, for a given material, from which the ‘experimental’ results will be sampled. This obviously, is a simplification but, usually, the results in the fracture mechanics experiments are obtained with less than a dozen



specimens.

Three conditions were assumed to generate each one of these "perfect" set of values:  $(T-T_o)_u = -50\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $(T-T_o)_u = 0\text{ }^\circ\text{C}$  and  $(T-T_o)_u = +50\text{ }^\circ\text{C}$ .

To complete the matrix of the analyzed situations, it had been taken subsets with NSET = 3, 4, 5, 6, 8, 10 values and NSET = 4, 6, 8, 10 values, respectively for NTOT = 20 and NTOT = 40, totaling  $(6+4)*3*2$  studied cases. In each one situation all possible combinations were analyzed. As an example, when NSET = 10 values out of NTOT = 40 were taken, more than 800 million subsets were analyzed to obtain the distribution of the respective  $(T-T_o)_s$  values.

**2.1. Treatment of Each Complete Set**

Initially, for each assumed  $(T-T_o)_u$  value, the equation (1) was applied to obtain the associated  $KJc_{med}$  value. With this value ( $\equiv KJc$ ), and applying the eq. (2.a) with  $P = 0.5$ , the  $K_o$  value for the complete set was obtained. Using the eq. (2.a) and (2.b) the whole "perfect" set with NTOT values  $(KJc,i)$  was generated.

**2.2. Treatment of Each Subset**

All NCOMB (= combination of NSET out of NTOT) possible subsets, each one with the respective NSET results, were analyzed applying the procedure indicated in [3].

For each subset, the eq. (3) ( $\equiv$  eq. (21) of [3]) was applied to obtain its  $K_o$  value (the sum is from  $i = 1$  to NSET). With this  $K_o$  value the median of this distribution with NSET results could be obtained applying the eq. (2) with  $P = 0.5$ . From this, the  $(T-T_o)_s$ , eq (1), can be known for the subset.

As an example, the obtained NCOMB values of  $(T-T_o)_s$ , associated with each subset, are presented in fig. 2, in the sequence of their calculation (the respective  $KJc_{med}$  values have the same aspect).

Fig. 3 shows the  $(T-T_o)_s$  values after they were placed in an increasing order, for other analysis.

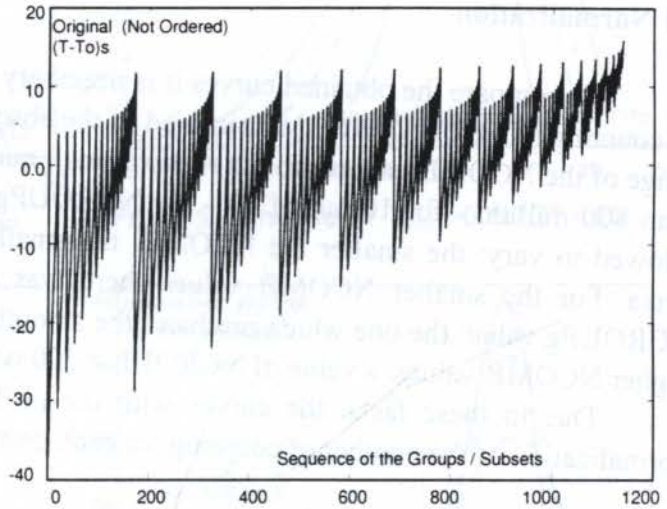


Figure 2. Example of  $(T-T_o)_s$  values as calculated (before reordering)

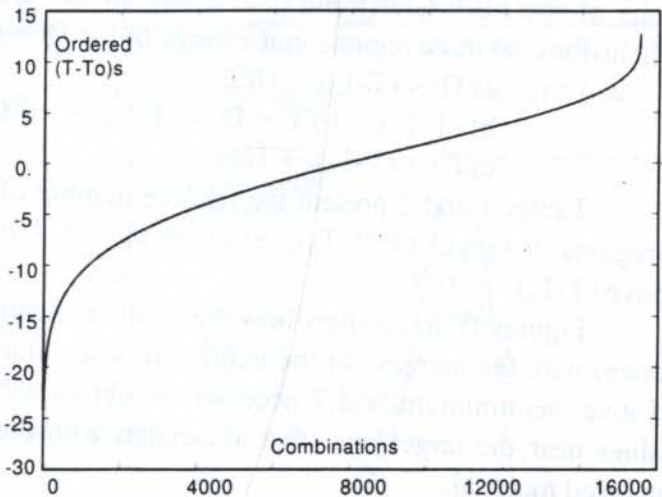


Figure 3. Example of  $(T-T_o)_s$  after reordering



$$K_o = \sqrt[4]{\sum_{i=1}^N \frac{(KJc,i - K_{min})^4}{N - 0.3068}} + K_{min} \quad (3)$$

### 3. DISTRIBUTION of the NCOMB (T-T<sub>o</sub>)<sub>s</sub> VALUES

After having reordered the values to obtain the distribution of the (T-T<sub>o</sub>)<sub>s</sub> values, their range was divided in NGROUPg groups and it was counted how many (T-T<sub>o</sub>)<sub>s</sub> values fell in each group (NCOUNTg). From this counting procedure it is possible to plot the distribution of the (T-T<sub>o</sub>)<sub>s</sub> values for the NCOMB subsets as NCOUNTg x (T-T<sub>o</sub>)<sub>s</sub> curves.

#### 3.1 Normalization

To compare the obtained curves it is necessary to use, in the plots, the relative number of counting (NCOUNTg/NCOMB) instead of the absolute value NCOUNTg. Also, due to the range of the NCOMB values, from a relative small number - 1140 for 3 out of 20 - up to more than 800 million - for 10 out of 40 - the NGROUPg value was not a fixed one, but it was allowed to vary: the smaller the NCOMB, the smaller the NGROUPg should be and vice-versa. For the smaller NCOMB values there was a trial&error process to find the best NGROUPg value: the one which produces the smoothest NCOUNTg x (T-T<sub>o</sub>)<sub>s</sub> curve. For the higher NCOMB values, a value of NGROUP = 200 was set.

Due to these facts, the curves with the (T-T<sub>o</sub>)<sub>s</sub> distributions were obtained after a normalization of the number of counting for each group to NGROUP=50.

## 4. RESULTS

The results are presented in terms of figures and tables as described below.

Figures 4 to 6 (for NTOT = 20) and 7 to 9 (for NTOT = 40) present some results in terms of the (T-T<sub>o</sub>)<sub>s</sub> distributions. These curves are not suitable or convenient for further conclusions, so three regions in the range of the Dt = (T-T<sub>o</sub>)<sub>s</sub> obtained values were defined:

- a) Dt < (T-T<sub>o</sub>)<sub>u</sub> - 10°C;
- b) (T-T<sub>o</sub>)<sub>u</sub> - 10°C < Dt < (T-T<sub>o</sub>)<sub>u</sub> + 10°C;
- c) Dt > (T-T<sub>o</sub>)<sub>u</sub> + 10°C

Tables 1 and 2 present the relative number of occurrences (counting) found within the 3 regions or ranges of (T-T<sub>o</sub>)<sub>s</sub>: a) under (T-T<sub>o</sub>)<sub>u</sub> - 10 °C, b) within (T-T<sub>o</sub>)<sub>u</sub> +/- 10 °C and c) above (T-T<sub>o</sub>)<sub>u</sub> + 10 °C.

Figures 10 to 13 show how the relative counting varies (considering the cases a) and b) above) with the increase of the number of KJc values (NSET) in each subset. Figures 14 and 15 give the minimum NSET necessary to obtain 90%, 95% and 98% of the measured (T-T<sub>o</sub>)<sub>s</sub> values near the target one (that associated with the "perfect" set): the (T-T<sub>o</sub>)<sub>u</sub> value of the analyzed material.

Two procedures were followed to plot the curves in figures 14 and 15: at first, for the (T-T<sub>o</sub>)<sub>u</sub> values considered in this study (-50. °C, 0. °C, +50. °C), the NSET integer values were taken (sometimes by interpolation between those used values, taking that one near the desired degree of % counting). Second, to allow interpolation for another T-T<sub>o</sub> value, the fraction of NSET was used too, in the same fashion. Obviously, when using the curves shown in figures



14 and 15 one should take, as NSET, the integer value near that one given by the applied curve.

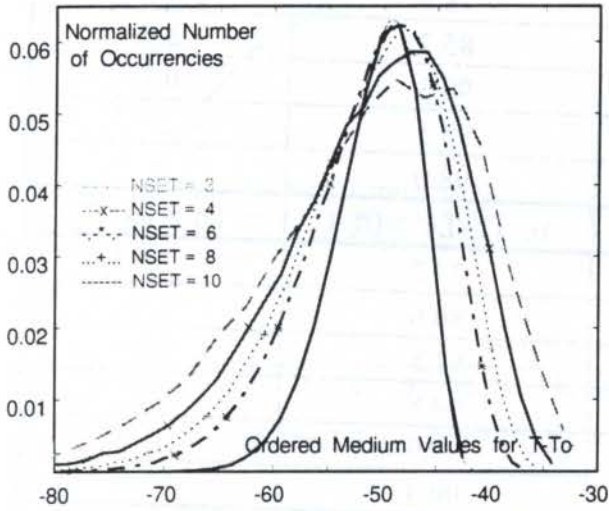


Figure 4: Curves for  $(T-T_o)_u = -50$ ,  $NTOT=20$

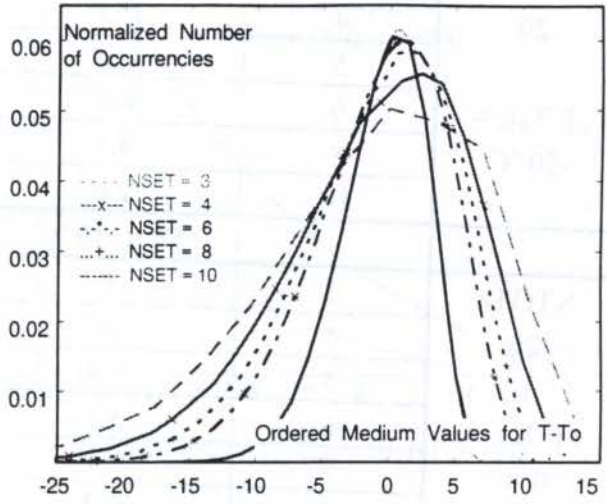


Figure 5: Curves for  $(T-T_o)_u = 0$ ,  $NTOT = 20$

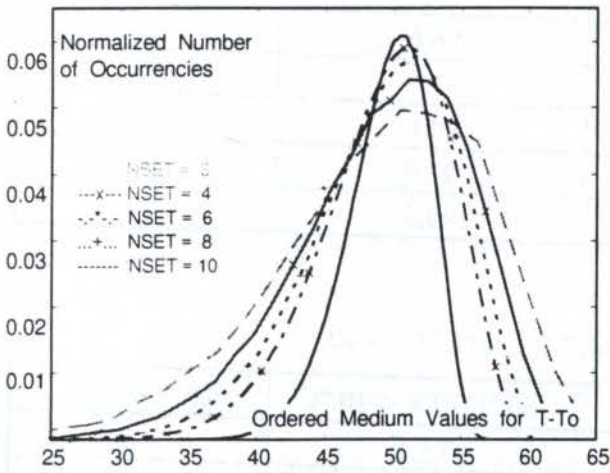


Figure 6: Curves for  $(T-T_o)_u = +50$ ,  $NTOT=20$

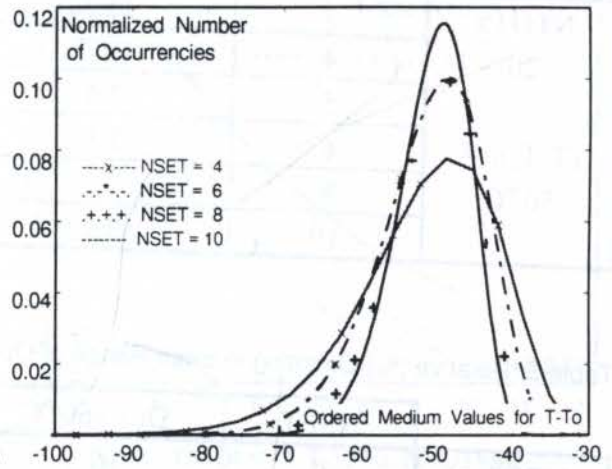


Figure 7: Curves for  $(T-T_o)_u = -50$ ,  $NTOT=40$

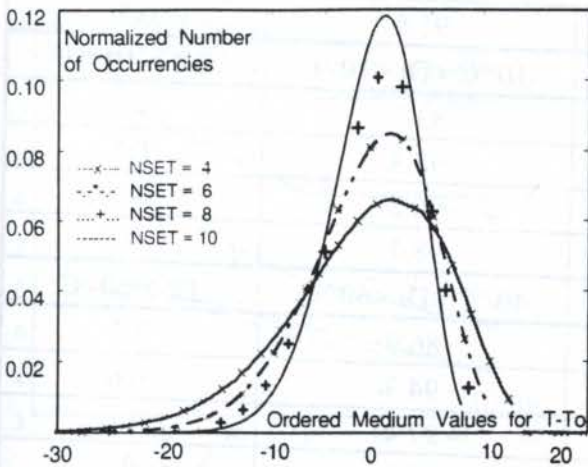


Figure 8: Curves for  $(T-T_o)_u = 0$ ,  $NTOT = 40$

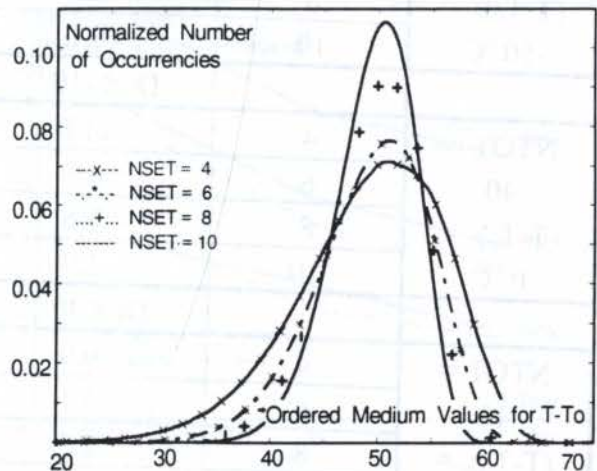


Figure 9: Curves for  $(T-T_o)_u = +50$ ,  $NTOT=40$

Table 1: Relative (%) Counting in Each Range of  $Dt = (T-T_o)_s$  for  $NTOT = 20$

	NSET	$Dt < -60\text{ }^\circ\text{C}$	$-60\text{ }^\circ\text{C} < Dt < -40\text{ }^\circ\text{C}$	$Dt > -40\text{ }^\circ\text{C}$
$NTOT = 20$ $(T-T_o)_u = -50\text{ }^\circ\text{C}$	3	19.6	69.4	11.0
	4	15.0	78.9	6.1
	5	11.4	85.7	2.9
	6	8.6	90.3	0.1
	8	4.5	95.5	0.
	10	2.0	98.0	0.
		$Dt < -10\text{ }^\circ\text{C}$	$-10\text{ }^\circ\text{C} < Dt < 10\text{ }^\circ\text{C}$	$Dt > 10\text{ }^\circ\text{C}$
$NTOT = 20$ $(T-T_o)_u = 0\text{ }^\circ\text{C}$	3	15.3	77.7	7.0
	4	10.7	86.6	2.7
	5	7.4	91.8	0.8
	6	5.1	94.8	0.1
	8	2.1	97.9	0.
	10	0.7	99.3	0.
		$Dt < 40\text{ }^\circ\text{C}$	$40\text{ }^\circ\text{C} < Dt < 60\text{ }^\circ\text{C}$	$Dt > 60\text{ }^\circ\text{C}$
$NTOT = 20$ $(T-T_o)_u = 50\text{ }^\circ\text{C}$	3	15.3	77.7	7.0
	4	10.7	86.6	2.7
	5	7.4	91.8	0.8
	6	5.1	94.8	0.1
	8	2.1	97.9	0.
	10	0.7	99.3	0.

Table 2: Relative (%) Counting in Each Range of  $Dt = (T-T_o)_s$  for  $NTOT = 40$

	NSET	$Dt < -60\text{ }^\circ\text{C}$	$-60\text{ }^\circ\text{C} < Dt < -40\text{ }^\circ\text{C}$	$Dt > -40\text{ }^\circ\text{C}$
$NTOT = 40$ $(T-T_o)_u = -50\text{ }^\circ\text{C}$	4	16.2	75.1	8.7
	6	10.5	86.1	3.4
	8	6.6	92.3	1.1
	10	4.1	95.6	0.3
		$Dt < -10\text{ }^\circ\text{C}$	$-10\text{ }^\circ\text{C} < Dt < 10\text{ }^\circ\text{C}$	$Dt > 10\text{ }^\circ\text{C}$
$NTOT = 40$ $(T-T_o)_u = 0\text{ }^\circ\text{C}$	4	11.8	83.7	4.5
	6	6.5	92.3	1.2
	8	3.6	96.2	0.2
	10	1.9	98.1	0.
		$Dt < 40\text{ }^\circ\text{C}$	$40\text{ }^\circ\text{C} < Dt < 60\text{ }^\circ\text{C}$	$Dt > 60\text{ }^\circ\text{C}$
$NTOT = 40$ $(T-T_o)_u = 50\text{ }^\circ\text{C}$	4	9.9	86.9	3.2
	6	5.1	94.3	0.6
	8	2.5	97.4	0.1
	10	1.2	98.8	0.



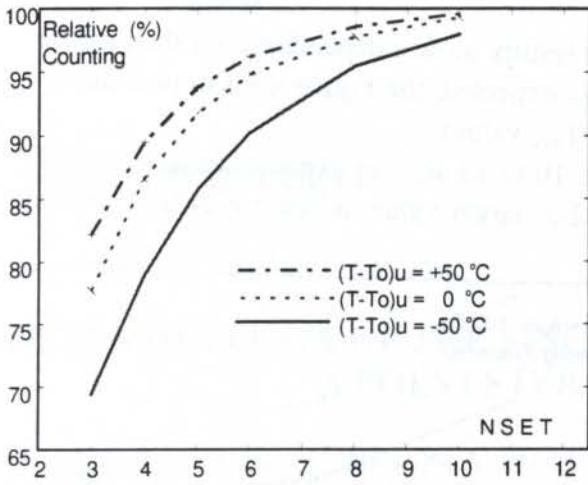


Figure 10:  $(T-T_o)_u-10 < Dt < (T-T_o)_u+10$ ,  $NTOT=20$

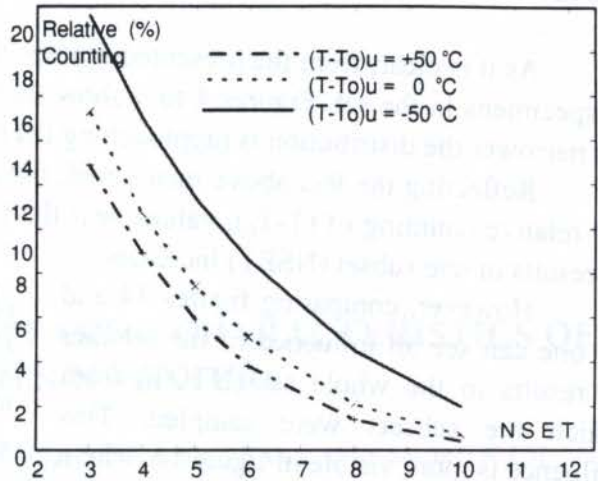


Figure 11:  $Dt < (T-T_o)_u - 10$ ,  $NTOT=20$

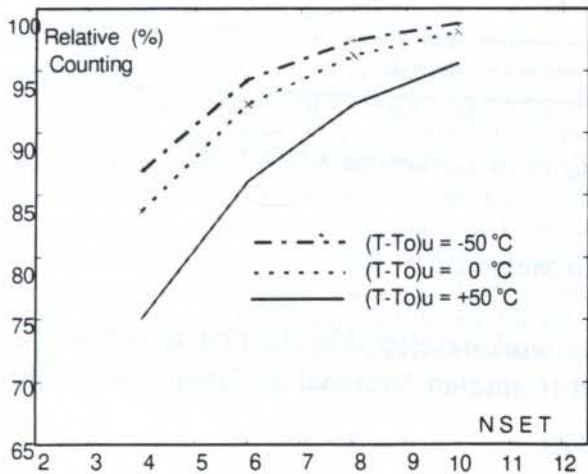


Figure 12:  $(T-T_o)_u-10 < Dt < (T-T_o)_u+10$ ,  $NTOT=40$

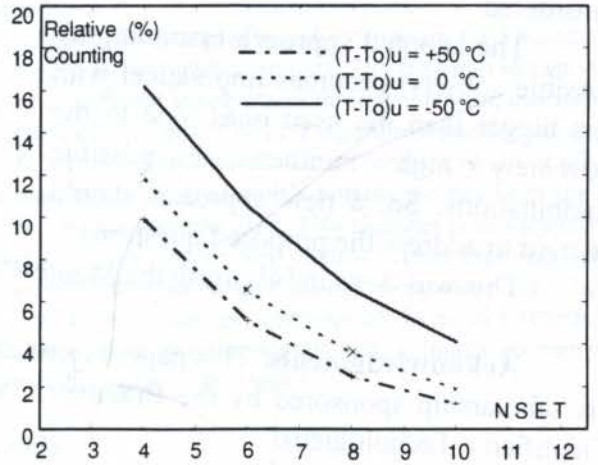


Figure 13:  $Dt < (T-T_o)_u-10$ ,  $NTOT=40$

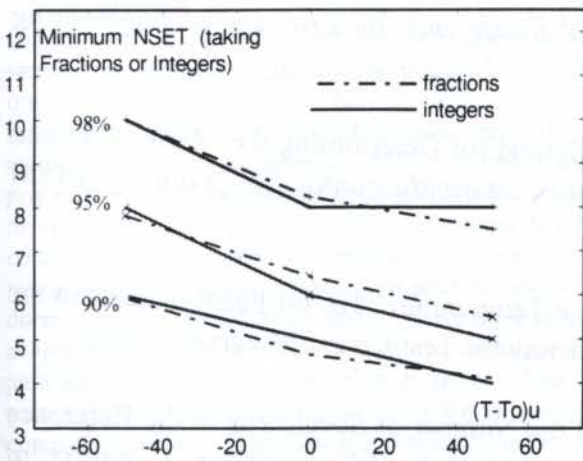


Figure 14: Confidence X NSET,  $NTOT = 20$

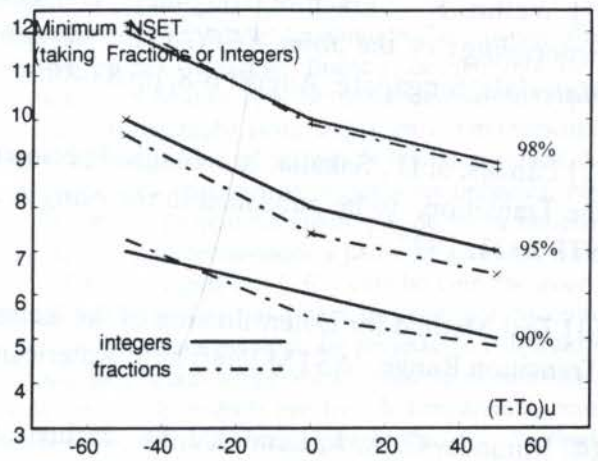


Figure 15: Confidence X NSET,  $NTOT = 40$

## 5. DISCUSSION and CONCLUSION

As it is clear, from the presented figures, the results show a dependence on the number of specimens in the set. Figures 4 to 9 show that, as expected, the bigger the sampled subset the narrower the distribution is (approaching the  $(T-T_o)_u$  value).

Reflecting the fact above mentioned, figures 10 to 13 show a expected behavior, with the relative counting of  $(T-T_o)_s$  values near the  $(T-T_o)_u$  target value increasing as the number of results in one subset (NSET) increases.

However, comparing figures 14 and 15 one can see an influence of the number of results in the whole set (NTOT) from which the subsets were sampled. This influence is more visible in figure 16, where the curves for the fractions values of figures 14 and 15 are put together. This fact can suggest that a bigger set has to be considered.

The adopted approach (sampling all possible subsets) becomes impractical with sets bigger than the used ones, due to the extremely high number of possible combinations. So, a new approach should be tried to address the proposed questions.

This was done in [4], using the Monte-Carlo Method.

**Acknowledgments.** This paper is part of the work developed by the first author during his scholarship sponsored by the Brazilian CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico).

## 7. REFERENCES

- [1] Wallin, K. Fracture Toughness Transition Curve Shape for Ferritic Structural Steels, *Proceedings of the Joint FEEG/ICF International Conference on Fracture of Engineering Materials*, Singapore, August 6-8, pp 83-88.
- [2] Landes, J. D., Sakalla, K. Single Specimen Method for Determining the Master Curve in the Transition, to be published in the *Fatigue and Fracture Mechanics*, 28<sup>th</sup> Volume, ASTM STP 1321, 1997.
- [3] Test Method for Determination of the Reference Temperature,  $T_o$ , for Ferritic Steels in the Transition Range, ASTM Draft #13, American Society for Testing and Materials, 1996.
- [4] Miranda, C. A. J., Landes, J. D. Influence of the Number of Specimens in the Reference Temperature Determination - The Monte-Carlo Approach, 14<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering, COBEM/97, Bauru - SP, Brazil, 1997.

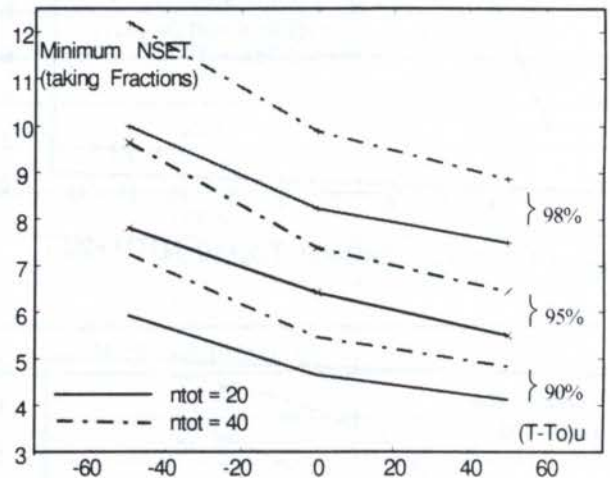


Figure 16: Confidence X NSET, NTOT = 20, 40



PAPER CODE: COB151

## DETERMINATION OF THE VISCOPLASTIC CHARACTERISTICS OF A POLYESTER RESIN MIXTURE

LUIZ CLAUDIO OLIVEIRA<sup>3</sup>, HENNER ALBERTO GOMIDE<sup>1</sup> & RAQUEL SANTINI LEANDRO RADE<sup>2</sup><sup>1</sup>Mechanical Engineering Dept., <sup>2</sup>Physical Sciences Dept., <sup>3</sup>PhD Student, Mech Eng Dept,

UFU - Federal University of Uberlândia - Uberlândia, MG - CEP 38400-089

E-mails: lclaudio@ufu.br, hagogomide@ufu.br, domingos@ufu.br

### Abstract

It is aimed the identification of typical basic behaviors of a mixture of two types of polyester resins for a broader characterization of mechanical and optical properties to be used in photoplastic studies. The first step shown in this paper refers to the identification of viscoplastic behavior at different temperatures through a tension test with multiple relaxations, using specimens with different proportions of the types of resin. Proportional parts in weight of a flexible resin (Resapol 10.069) and a rigid one (10.116) are mixed and cured with hardeners, and out of this material specimens are machined. A temperature control chamber to be used with a polariscope has been specially designed and constructed to be adapted to the universal testing machine used. This chamber is of very low cost, works at a temperature range 0~80°C, with accurate means of temperature control. These experimental studies intend to incorporate the obtained results into a theoretical-computational model in development. The model aims the broad description of the mechanical and optical properties and behavior of the resin mixtures, which will allow the design of experimental-numerical simulations of specimens/parts with complex geometry and/or loading, through the use of prototypes made with the model material developed.

### Keywords

Mechanical Properties, Resins, Viscoplasticity, Temperature Control, Relaxation /  
Propriedades Mecânicas, Resinas, Viscoplasticidade, Controle de Temperatura, Relaxação

### Resumo

Este trabalho se insere num projeto maior que visa a identificação de propriedades (módulo de elasticidade, tensão de escoamento, coeficiente de Poisson) e comportamentos típicos (relaxação, fluência, encruamento isotrópico ou cinemático, efeito Bauschinger, resposta ótica) da mistura de dois tipos de resina de poliéster (tipo Resapol 10.069 e 10.116, de fabricação nacional) para uma caracterização mais ampla do comportamento mecânico e ótico deste material. O objetivo final é a utilização do material em aplicações da Fotoplasticidade. A primeira etapa do projeto, descrita no presente trabalho, diz respeito à obtenção da resposta viscoplástica, em diversas temperaturas, provenientes de ensaios de encruamento-relaxação múltipla em corpos de prova obtidos com diferentes proporções de resinas. São ensaiados corpos de prova confeccionados a partir de materiais com misturas em partes proporcionais em peso da resina flexível (10.069) e rígida (10.116), curadas com endurecedores próprios (peróxido de metil-etil-cetona e monômero de estireno). Um forno para uso com polariscópio acoplado, de baixíssimo custo e boa precisão com relação ao controle de temperatura, foi projetado e construído para adaptação à máquina universal de ensaios. Este forno funciona a baixas temperaturas, numa faixa suficiente para o estudo do material plástico (0 a 80°C), com meios de variação e controle precisos de temperatura, bem como de observação e registro do desenvolvimento de franjas no decorrer de ensaios caracterizadores. Ao final da parte experimental está prevista a incorporação dos resultados obtidos em um modelo teórico-computacional em desenvolvimento, visando descrever as propriedades e o comportamento mecânico e ótico do material de uma maneira ampla. Este modelo possibilitará o projeto de simulações numérico-experimentais de



material de uma maneira ampla. Este modelo possibilitará o projeto de simulações numérico-experimentais de peças/equipamentos com geometria e/ou carregamento complexos, utilizando protótipos construídos com o material estudado.

## 1. INTRODUCTION

The determination of viscoplastic characteristics of materials has become as important as the elastic or plastic ones. The study of the behavior of materials subjected to high temperatures necessarily includes considerations of viscoplastic nature, such as the influence of the time-rate of straining/stressing, relaxation and creep. In order to characterize fundamental viscoplastic properties, several practical issues arise. One of the most important refers to instances when it is not feasible to use the real material in experimentations. In this case, model materials are needed to perform the experimental part. One of the most flexible techniques for experimental simulation is Photoelasticity, which allows a comprehensible analysis of the internal state of stress/strain inside a specimen or geometrically complex part. Its inelastic-anelastic version is known as Photoplasticity, which has several applications (Gomide and Burger 1981; Burger and Gomide 1982; Gomide e Oliveira 1990) and encompasses the study/description of plastic and viscoplastic characteristics of photoelastic model materials (Burger 1980; Vieira 1981; Freire et alii 1983; Sharpe 1992). It is important to notice that experiments are in the actuality used side by side with computational simulations (Rade 1994), one furnishing flexibility into producing large variety of model configurations and quantity of data and the other the necessary validation of the real physical correspondence of the data being used. In the context of Photoplasticity as a modeling tool, this work deals with the measurement of viscoplastic characteristics of mixtures of resins. The series of tests performed is necessary to characterize effectively the viscoplastic behavior of the material in a broad sense, identifying not only properties related to the stress-strain diagram (modulus of elasticity, yielding limit, Poisson's coefficient) but also some characteristic typical behaviors (relaxation, creep, isotropic or cinematic hardening, Bauschinger effect, optical response). In the sequence, it is shown the tests performed to characterize the polyester resin.

## 2. TESTING EQUIPMENT

In order to perform the tests, equipment other than the ordinary testing machine and grips becomes necessary. This equipment is basically composed by: (a) temperature chamber, (b) anti-slippage wedges.

### 2.1 Temperature Chamber

In the study of viscoplastic properties, initial worries concentrate on to the need of testing at different stabilized controlled temperatures. Usually, available temperature chambers are designed for somewhat high temperatures (300°C, 600°C), for the study of metallic materials. In the case of polyester resins, however, temperatures not greater than 100°C are needed. Notice that the highest temperature in the cure of the material attains 150°C, and also that the higher the temperature, the lower the stresses, and so the smaller the range of stresses to work within. So, a chamber with control for the range 0~100°C is most desirable. An extremely low cost chamber has been designed and constructed for the tests. The material for the walls was an immediate choice, double plywood walls with a fill of foam. Compared to a metallic chamber, this material is of extremely low cost concerning material and construction. For the system of heating, it was adopted a system similar to that of existing chambers and furnaces,



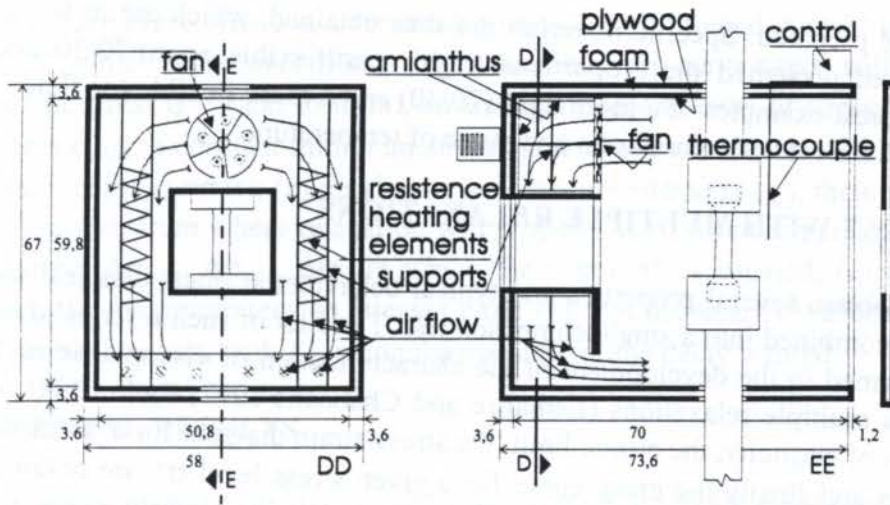


Fig. 1: Temperature chamber internal scheme.

rate compartment for resistance heating elements and forced air flow between chambers through a fan. This avoids temperature gradients from resistance elements. Figure 1 shows the temperature chamber. Special care has been taken to specify thermocouple and heat control unit in a range closest to the scale of temperature effective use. As an extra point to consider, since the study foresees the determination of optical properties as well as mechanical, front and rear windows with a clear-sight span in between were included in the design. That allows the use of an external polariscope to identify optical properties. The chamber overall dimensions is designed for an MTS 810 testing system. Tests with the chamber showed a heating time of 5 min for a temperature from 25 to 40~50°C, and a very good stability in keeping a given temperature. The heating chamber has been covered with amianthus as an extra protection for the internal walls to prevent localized overheating and in case of failures in the fan.

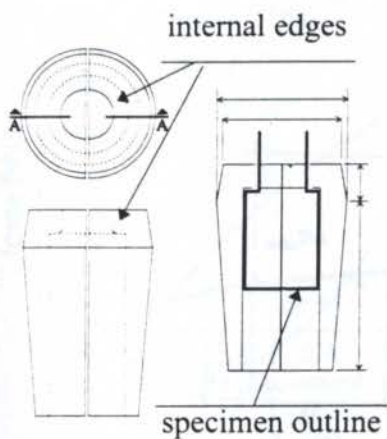


Fig. 2: Anti-slippage wedges.

## 2.2 Anti-Slippage Wedges

Since it is being dealt with a viscoplastic material, the system of specimen fixture must take into account the effects of relaxation. That prevents the use of clamping fixture systems, which are subject to slippage due to the decayment of the gripping force, specially in longer term tests. It has been used a simplified version of the system of cylindrical wedges used in older test machines, as shown in Figure 2. An internal edge holds the specimen, and the lateral sides secure alignment. No extra button end is machined in specimens, just the usual end shoulders. At the test temperatures, for this material, problems of stress concentration are not that critical.

## 3. TEST SPECIMEN MATERIAL

In the experiments it was used test specimens machined from original material fabricated using mixtures of rigid and flexible epoxy resins (Zachary and Riley 1977, Siqueira and Gomide 1994). As a well known process, mixtures of proportional parts in weight of rigid and

flexible resins are prepared. Specific materials are thus obtained, which are to be machined. The materials used presented the proportions (rigid resin/flexible resin):70/30 and 50/50, which are two typical examples of a more rigid (70/30) and a more flexible (or fluid) material (50/50) at given fixed rate of deformation and range of temperature.

#### 4. TENSION TEST WITH MULTIPLE RELAXATIONS

In order to obtain several properties and typical behaviors at once, classical monotonic tests are usually combined into a single composed test. The first of such a series of composed tests to be performed in the development of the characterization of viscoplastic resins is the tension test with multiple relaxations (Lemaitre and Chaboche 1992; Rade 1994). From the test, the modulus of elasticity, the elastic limit, the stress-strain diagram for a given strain-rate, relaxation curves and finally the creep curve for a given stress level  $\sigma^*$  are obtained. Minimum requirements for data collection are initial specimen diameter and time versus displacement and load. In the test procedure, a tension test is performed, in which partial unloadings are planned, as shown in Figure 3. Those unloadings are the result of keeping the deformation constant for a certain period of time (holding the displacement at a certain level) and allowing

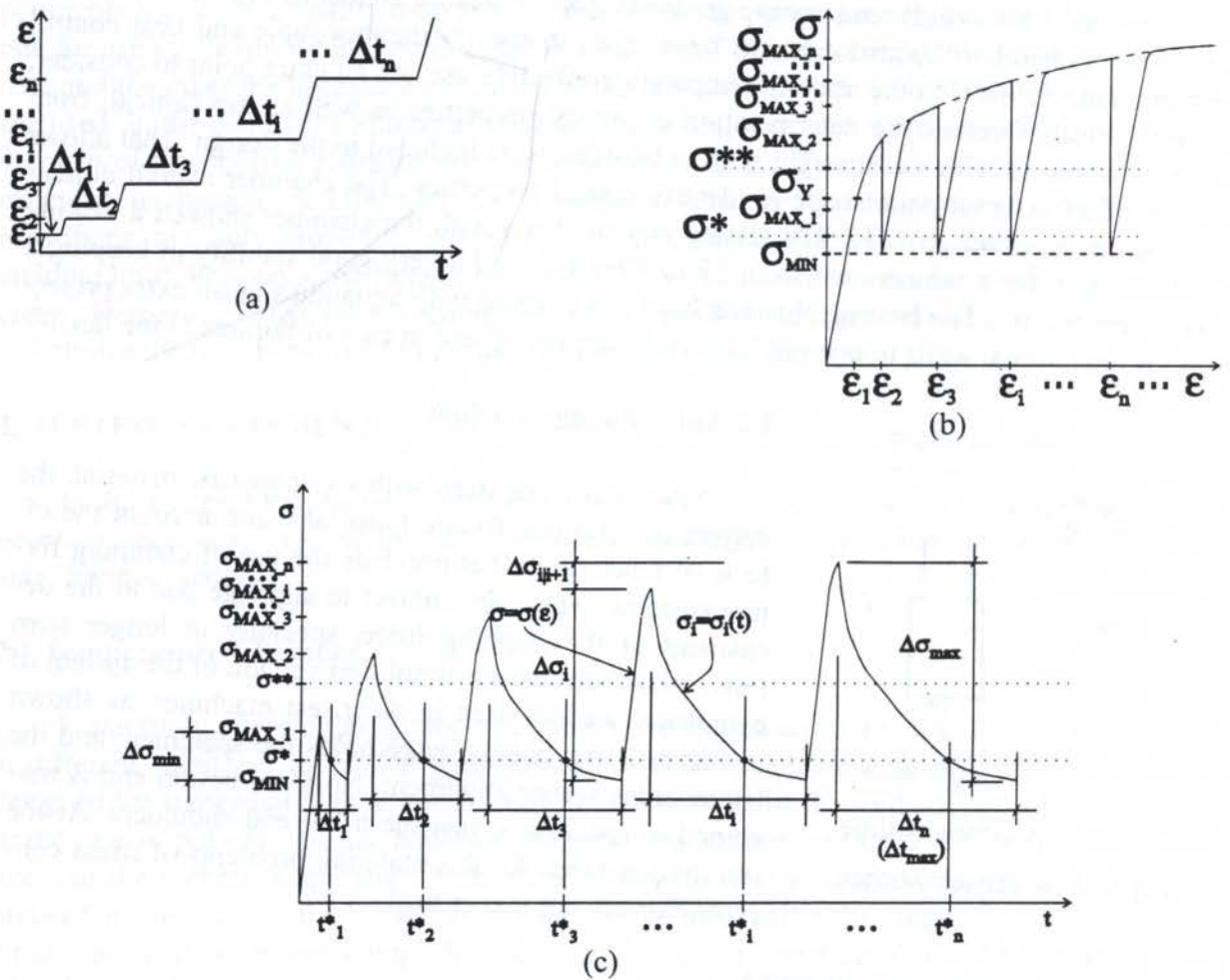


Fig. 3: Schematical tension test with multiple relaxations: (a) applied deformation, (b) stress-strain diagram, (c) tension and relaxation zones.



of relaxation to take place. The characteristic points of experimental interest in the test are: (a) the stress  $\sigma^*$ , which is the level of stress for which the creep curve  $\varepsilon=\varepsilon(t)$  will be further on obtained, and the stress  $\sigma^{**}$  (and so forth), an analogous second level of stress; (b) minimum relaxation stress  $\sigma_{\text{MIN}}$ , a constant minimum stress value above which data will be used to define a relaxation curve  $\sigma_i=\sigma_i(t)$ ; (c) maximum  $i$ -eth tension stress  $\sigma_{\text{MAX}_i}$ , the upper bound of each tension process, from where relaxation will properly start; (d) minimum, maximum and  $i$ -eth stress ranges  $\Delta\sigma_{\text{max}}$ ,  $\Delta\sigma_{\text{min}}$ ,  $\Delta\sigma_i$ , in which the stress  $\sigma^*$  is situated; (e) stress interval  $\Delta\sigma_{i+1}$  between the maximum tension stresses  $i$  and  $i+1$ , not necessarily uniform; (f) time interval  $\Delta t_i$  of each relaxation, with  $\Delta t_n$  being the maximum time delay wanted.

## 5. EXPERIMENTAL RESULTS

Test specimens made of 70/30 and 50/50 materials (rigid/flexible resin percent weight) with initial diameter of 10 mm were used. Data from the MTS 810 System universal testing machine controller was saved on a personal computer at the rate of 0.2 sample/s. Tests were performed at a rate of 0.008 mm/s for 50/50 and 70/30 at 46°C and of 0.0016 mm/s for 70/30 at 36°C and 46°C, which as a whole are low rates. The graphs show force×displacement raw data, although some issues in the sequence will be discussed referring to “stress”. Comparison of relaxations for different materials and temperatures is given respectively in Figures 5.a and in Figures 5.b, 6.a and 6.b. Each curve shown refers to a relaxation characterized by the highest stress at which the curve begins. Figure 5 refers to a low level of loading and Figure 6 to a high level. A direct comparison of relaxations for different materials (Fig. 5.a) is only possible for loading values of the more rigid material (70/30) up to the maximum attained force in the less rigid material (50/50). This limiting force is defined as  $F_{\text{max}50/50}$  in Figure 4, which shows the tension tests before relaxations performed at 0.3 kN for a 70/30 material and 0.14 kN for a 50/50 material. At those very low levels of loading (or stressing), relaxation is almost identical for any material because the process is in its initial stage, as expressed by Fig. 5.a. Data in

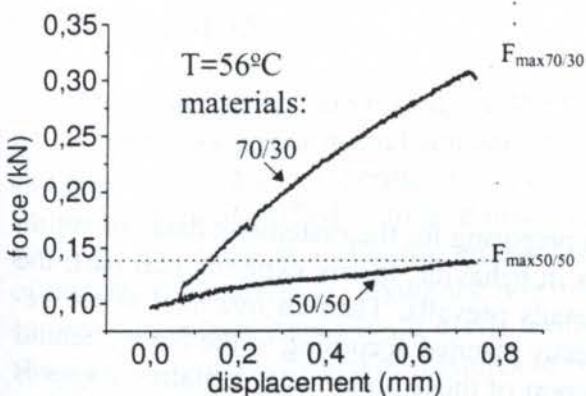


Fig. 4: Tension, 50/50 and 70/30 materials.

Figures 5.b, 6.a and 6.b show relaxations for different temperatures for the 70/30 material. This material exemplifies the best the typical behavior of a viscoplastic model material. Each graph is showing the relaxation tests for that temperature at once. Relaxations follow a pattern of initial rapid decrease in loading, then slower and slower. Notice that for the smaller intervals  $\Delta\sigma_i$  between the maximum and minimum stress in a relaxation, the relaxation is on its initial stage, and then will decrease at a high rate soon attaining its final desired stress value (curves marked ①).

When the stress range  $\Delta\sigma_i$  increases in the sequence of relaxations, the total time needed to attain the final minimum stress then increases largely (curves marked ②). For the higher value of temperature (56°C), the maximum load attainable is very low. In this case, measured data become “blurred”, and one relaxation is not easily distinguishable from the other (Fig. 5.b). The best set of data has been obtained for lower temperatures (36°C and 46°C, Fig. 6).



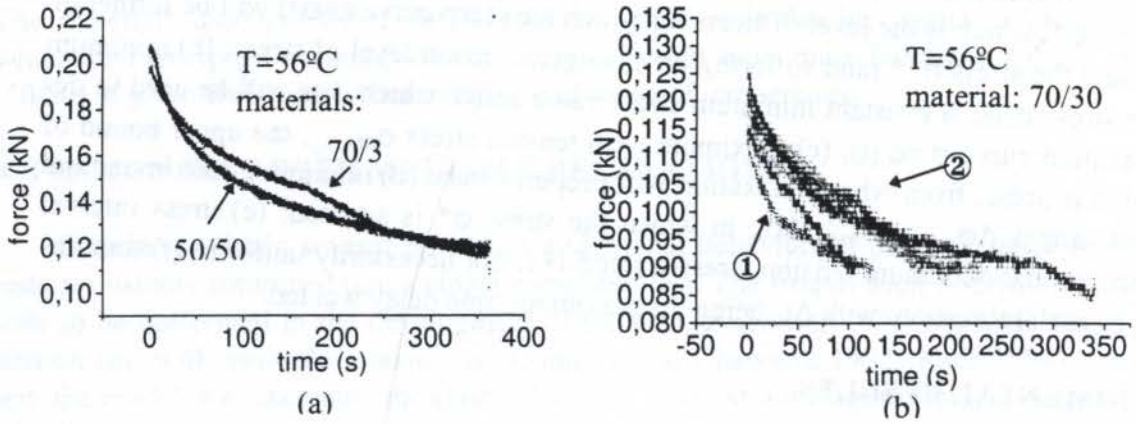


Fig. 5: Relaxations, low levels of loading (not easily characterizable data): (a) 70/30 and 50/50 materials at 56°C; (b) 70/30 material, 56°C.

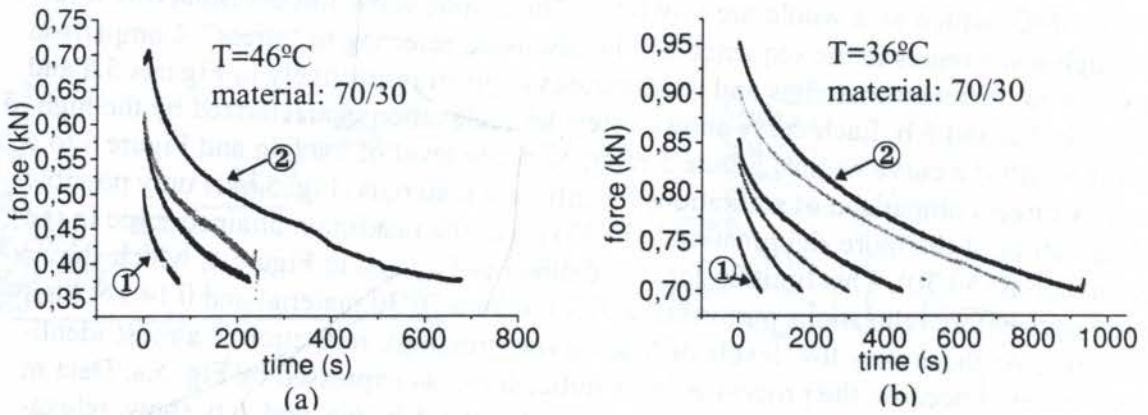


Fig. 6 - Relaxations, higher levels of loading (characteristic data): (a) 70/30 material at 46°C; (b) 70/30 material at 36°C.

## 6. DISCUSSION

The data shown result from tentative schemes preparing for the systematic data collection to follow. The graphs are just indicative of trends in behavior. In any experimental part, the hassle with non-formalized items and practical details prevails. Then an overhaul of the research has to be taken, no matter how carefully ideally planned according to the theory behind the subject. It is remarkable that the register and report of those preliminary tentative stages is a big lack in technical literature, which stages are in fact the art of setting experiments to work. In the present case, several topics of concern have been picked up, which are to influence the following comprehensive gathering of data:

-Tension tests usually are performed using specimens with standard geometry and procedures. Nevertheless, when used as a research tool any kind of testing has to be considered not with respect to such standards, but to its adherence to correctness and precision of assemblies and measurements. In this way, optimization of transducer full-scale use, specimen alignment, and uniform loading are some “standards” to follow.



-Maximum possible temperatures which take into consideration solely the material by itself (e.g.  $T \leq 150^\circ\text{C}$ ,  $150^\circ\text{C}$  being the copolymerization reaction temperature) are not to be used as upper limits for experiments. Instead, it should be considered temperatures allowing effective stress range applications in modeling. In this case, even the highest temperature here shown ( $56^\circ\text{C}$ ) is indicated only for harder materials or higher strain rates. At high temperatures for those mixtures ( $56^\circ\text{C}$  and higher), the maximum stress attainable is being considered too low to be of interest in future simulations.

-The stress intervals between relaxations for a given material are obviously dependent on temperature and rate of strain, but in the practice of experiments planning this interval is a strikingly annoying factor to consider. It is necessary to perform initial tentative relaxations at low and high levels, and at bigger and smaller ranges  $\Delta\sigma$ , in order to get a feeling for effective estimation of intervals to be used in final data collection experiments.

-The construction of a surface in the space  $(\sigma, \epsilon, \dot{\epsilon})$  for a given material is the final goal in those experiments, which will allow the choice of the specific model material for a given prototype material to be simulated. This surface will extend from limits established in the course of the data collection, and is restrict/delineated according to the considerations then made. Nevertheless, particular cases to be simulated may fall outside those limits, or require further considerations of particular subdomains not well covered. All of that is to say that refinement of so far obtained data is a constant possibility for any specific application.

-By one hand, long relaxation times resulting from a large  $\Delta\sigma_i$  are too time consuming. By the other hand, small  $\Delta\sigma_{i+1}$  resulting smaller  $\Delta\sigma_i$ 's translate into curves with relaxation total times to close to each other. Those counter-acting factors lead to the search for a way of covering the interval of time wanted for creep description based on a better strategy for minimum number of relaxations at longer times. A simple strategy is to perform several relaxation close to each other (with small  $\Delta\sigma_{i+1}$ ) at initial times, resulting short/close relaxation times, and a final one (or a few) in a long term. As a refinement, further tests can be performed to get some data in between, at the expense of performing at least two series of independent data collection, with the consequence of not using the same specimen or the same experiment.

## 7. CONCLUSION

The larger project envisaged, i.e. the broad characterization of mixtures of resins for use in computational-experimental simulations, is at its beginning. The work shown here refers to equipment setting and experiments adjustment. The viscoplastic character of the mixtures of resins has been identified, with no doubts remaining of its usefulness and adaptability as a viscoplastic model material. Further series of tests will follow immediately, using a wider series of mixtures of materials, varying the rate of applied strain, and also performing some modifications on the tests basically for cyclic testing. The results so far strengthen the interest in the study of photoplasticity and of mixtures of polyester resins as mature experimental technology and model material for simulation. The next step is the numerical-computational modeling of the data.

## 8. REFERENCES

BURGER, C.P. Nonlinear Photomechanics, *Experimental Mechanics*, vol.20, n.11, pp.381-389, 1980.



- BURGER, C.P., GOMIDE, H.A. Three-dimensional Strains in Rolled Slabs by photoplastic Simulation, *Experimental Mechanics*, vol.22, n.12, pp.441-447, 1982.
- FREIRE, J.L.F., LAGE, J.D., VIEIRA, R.D. Loaded and Unloaded Optical Response of Polyester Model Materials, *Experimental Mechanics*, pp.450-456, 1983.
- GOMIDE, H.A., BURGER, C.P. Three-dimensional Strain Distributions in Upset Rings by Photoplastic Simulation, *Experimental Mechanics*, vol.21, n.10, pp.361-370, 1981.
- GOMIDE, H.A., OLIVEIRA, A.A.G. Estudo da Influência do Atrito no Fluxo das Deformações Plásticas em Cilindros Comprimidos, usando Fotoplasticidade, *IV Simpósio de Conformação Plástica*, São Paulo, 1990.
- ISHIKAWA, H, TADANO. Photoplastic Stress Analysis Considering Rate Effect, *Experimental Mechanics*, vol.29, n.1, pp.49-53, 1989.
- LEMAITRE, J., CHABOCHE, J.-L., *Mécanique des Matériaux Solides*, Bordas, 1985.
- RADE, R.S.L. *Une Étude Comparative de Deux Modèles de Comportement Viscoplastique Endommagé pour les Matériaux Composites Stratifiés*, PhD Thesis, Franche-Comté University (France), 1994.
- SHARPE JR., W.N. On the Measurement of Elastoplastic Stresses, *Experimental Mechanics*, vol.32, n.1, 1992.
- SIQUEIRA, R.C., GOMIDE, H.A. Identificação das Propriedades Elastoplásticas de Materiais Fotoplásticos, *III Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste*, pp.509-512, 1994.
- VIEIRA, R.D. *Caracterização Mecânica e Ótica de Misturas de Resinas Poliéster para sua Aplicação em Fotoplasticidade Tridimensional*, MSc. Thesis, Pontifical Catholic University from Rio de Janeiro, 1981.
- ZACHARY, L.W., RILEY, W.F. Optical Response and Yield Behavior of a Polyester Model Material, *Experimental Mechanics*, vol.17, n.9, pp.321-326, 1977.



**FABRICAÇÃO E CARACTERIZAÇÃO DE FERRAMENTAS DE**  
**CORTE DE  $Si_3N_4$  / MANUFACTURING AND CHARACTERIZATION OF TOOLS**  
**PAPER CODE: COB121**  
**OF THE  $Si_3N_4$**

OLIVÉRIO MOREIRA DE MACEDO SILVA, COSME ROBERTO MOREIRA DA SILVA  
& SANDRO APARECIDO BALDACIM

DIVISÃO DE MATERIAIS-INSTITUTO DE AERONÁUTICA E ESPAÇO-CENTRO TÉCNICO  
AEROESPACIAL-AMR/IAE/CTA

CEP 12228/904 - SÃO JOSÉ DOS CAMPOS - SP - BRASIL

**Abstract**

*Silicon nitride based ceramic cutting tools were developed in Brazil. Ceria and aluminium nitride were used as sintering aids. The samples evaluations were performed using specific mass determination, X ray diffraction, microhardness testing, fracture toughness by indentation method and microstructural examination via scanning electron microscopy. After samples evaluation, some pressureless sintering silicon nitride based ceramic cutting tools were made. A piece of cast iron was machined using these cutting tools. For the purpose of comparison, a commercial hard metal cutting tools was also used to perform the same machining.*

**Key Words**

Sintering, tools, silicon nitride, ceria, aluminum nitride / Sinterização, ferramentas, nitreto de silício, céria, nitreto de alumínio

## 1. INTRODUÇÃO

Os trabalhos de pesquisa voltados às necessidades crescentes de obtenção de novos materiais com excelentes propriedades mecânicas e elevada dureza, contribuíram para o surgimento de materiais cada vez mais eficazes nos processos de usinagem, utilizando ferramentas de corte de dureza mais elevada do que a peça a ser usinada (Ferraresi D., 1977).

O maior dos desafios encontrados, foi o de associar duas das principais propriedades que um material para ferramenta deve possuir, que são resistência ao desgaste, ou seja, alta dureza, e resistência a impactos, isto é, alta tenacidade, propriedades estas que, de uma maneira simples, seriam diretamente opostas (Ferraresi D., 1977).

Desse desafio resultou, ao longo dos anos, o surgimento de materiais para ferramentas de corte que marcaram suas épocas através do impacto gerado pelas suas aplicações nos processos de obtenção de peças por usinagem, tais como: aço rápido (1900), metal duro (1930), Alumina pura ( $Al_2O_3$ ) (1960),  $Al_2O_3 + TiC$  (1975),  $Al_2O_3 + SiC$  (Wiskers) e cerâmicas à base de Nitreto de Silício ( $Si_3N_4$ ), a partir de 1980.

Atualmente existem dois grandes grupos de materiais cerâmicos que são empregados como ferramentas de corte (Iyamada T., 1993):

- Materiais à base de alumina pura ( $Al_2O_3$ ) e de óxidos mistos ( $Al_2O_3 + TiC$ );
- Materiais à base de Nitreto de Silício ( $Si_3N_4$ ), dentre os quais destaca-se o SIALON.

Dos materiais existentes hoje no mercado das ferramentas, de 4 a 5% baseiam-se em materiais cerâmicos (Sandvick, 1995), que têm aplicação principalmente em usinagens à altas velocidades (>300 m/min) de materiais de elevada dureza, como por exemplo ferro fundido cinzento, aços de alta resistência e super ligas.



## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

As composições estudadas foram à base de nitreto de silício aditivado com nitreto de alumínio (AlN) e céria (CeO<sub>2</sub>), conforme discriminado na tabela 1 (Silva et. al., 1996).

Tabela 1: Composições das amostras.

Amostra	Composição (% em peso)		
	Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub>	AlN	CeO <sub>2</sub>
1	92,5	5,0	2,5
2	90,0	5,0	5,0
3	85,0	5,0	10,0

O pó de Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> e AlN utilizados foram sintetizados pela UBE Industries e C - Stark, respectivamente. O outro constituinte, CeO<sub>2</sub>, que foi adicionado, possui alto grau de pureza (99,99%).

Efetuuou-se primeiramente a pesagem dos pós precursores em balança analítica, procedendo-se a seguir à moagem/mistura dos mesmos em moinho de bolas, por 48 horas, a úmido.

A compactação dos pós, para a confecção dos corpos-de-prova, foi efetuada em duas etapas. Na primeira etapa, os corpos-de-prova foram compactados em matrizes de aço, com camisa flutuante, nas seguintes geometrias:

- Barras prismáticas com 40 x 5 x 3 mm
- Pastilhas com 10 mm de diâmetro
- Pastilhas quadradas com 17 x 17 x 5 mm

Na segunda etapa, os corpos-de-prova prensados uniaxialmente foram submetidos à prensagem isostática a frio, com o objetivo de melhorar as propriedades a verde dos mesmos. A velocidade de compactação foi de 15 MPa/s, com pressão de prensagem de 300 MPa.

As sinterizações foram realizadas em atmosfera de nitrogênio, à pressão atmosférica, na temperatura de 1750<sup>o</sup> C, com patamar de 30 min, e taxa de aquecimento de 15<sup>o</sup> C/min (Silva et. al., 1996).

A massa específica aparente das amostras foi calculada, segundo a norma ASTM-C 744-74.

Os valores da retração linear foram obtidos a partir das medidas de comprimento das amostras. Estas medidas foram efetuadas antes e após a sinterização.

As medidas de microdureza das amostras foram determinadas através da microdureza Vickers com penetrador de diamante. Foram realizadas 10 impressões, sendo a primeira na superfície e as demais nas seções transversais das amostras, caracterizando um perfil, da periferia para o núcleo, num intervalo de 0,1 mm de distância entre impressões, com carga de 1,0 kg.

A tenacidade à fratura (K<sub>IC</sub>) foi determinada pelo método de impressão Vickers, com penetrador de diamante de 136<sup>o</sup>, carga de 5,0 kg.

As análises por difração de raios-X, foram efetuadas em um aparelho da marca Phillips modelo PW-1837, com tubo emissor de filamento de cobre. Utilizando-se fichas de identificação compiladas pela JCPDS- International Centre for Diffraction Data, foram determinados os compostos que cristalizaram na fase intergranular, além das duas formas estruturais do Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>.



A análise da morfologia das seções transversais das amostras sinterizadas, polidas e atacadas com um reagente adequado, foi efetuada através de um microscópio eletrônico de varredura Zeiss, modelo DSN/950.

A resistência à flexão das amostras foi determinada, utilizando-se a configuração de três pontos, à temperatura ambiente, numa máquina de ensaios mecânicos universal, marca INSTRON 4301, com célula de carga de 500 kg.

O formato e as dimensões do inserto foram definidos em função de um porta ferramentas, já existente no mercado, apropriado para insertos cerâmicos (Sandvick, 1995).

As ferramentas foram testadas em operação de desbaste (torneamento), utilizando-se: velocidade de corte 332 m/min, profundidade de corte 1,5 mm e avanço 0,14 mm/rot em ferro fundido cinzento com dureza de 160 HB.

Procurou-se no presente trabalho, utilizar-se um critério comparativo, para avaliação das ferramentas fabricadas no CTA/IAE/AMR. Efetuou-se por conseguinte, a usinagem de um tarugo de ferro fundido, comparando-se o aspecto das ferramentas aqui desenvolvidas com o aspecto da ferramenta confeccionada em metal duro. Os parâmetros de corte com a ferramenta de metal duro tiveram que ser alterados, para atender as especificações do fabricante,, mantendo-se o mesmo volume de material removido (Sandvick, 1994). A avaliação do aspecto da superfície das pastilhas após usinagem, foi efetuado utilizando-se um microscópio estereoscópio marca Schott-Zeiss, modelo Stemi SV 11.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

#### 3.1 Massa Específica

As massas específicas obtidas, após sinterização, estão representadas na tabela 2 a seguir:

Tabela 2: Massa específica obtidas após a sinterização.

Amostras	Massa Específica (g/cm <sup>3</sup> )
1 (CeO <sub>2</sub> 2,5)	2.81
2 (CeO <sub>2</sub> 5,0)	3,16
3 (CeO <sub>2</sub> 10,0)	3,25

Na sinterização em fase líquida, usada nas cerâmicas à base de nitreto de silício, o mecanismo predominante baseia-se na solução da fase  $\alpha$  e subsequente re-precipitação de  $\beta$ , onde o mecanismo de controle é mais efetivo para materiais que contenham maior porcentagem de céria, para as condições de sinterização utilizadas nesse trabalho.

#### 3.2 Retração Linear

As retrações lineares obtidas, após sinterização das composições estudadas, estão representadas na tabela 3.

Observa-se que para todas as composições, ocorre um incremento na retração linear, em função do aumento de teor de aditivos. Isso pode estar relacionado com a maior quantidade de fase líquida formada com o aumento do teor de aditivo, que facilita o processo de solução-reprecipitação, até a densificação total.



Tabela 3: Retração linear das amostras sinterizadas.

Amostras	Retração Linear (%)
1 (CeO <sub>2</sub> 2,5)	16,32
2 (CeO <sub>2</sub> 5,0)	18,16
3 (CeO <sub>2</sub> 10,0)	19,00

### 3.3 Difração de Raios-X

Foram identificadas quatro fases principais:

- $\beta$ -Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> (nitreto de silício  $\beta$ );
- CeSiO<sub>2</sub>N (nitreto-dióxido de silício e cério);
- CeSi<sub>3</sub>O<sub>12</sub>N ( nitreto-trisilicato de cério); e
- Ce<sub>4,67</sub>(SiO<sub>4</sub>)<sub>3</sub>O (óxido trisilicato de cério).

### 3.4 Resistência à Ruptura em Flexão

A tabela 4 apresenta os valores de resistência a ruptura em flexão. De acordo com os resultados obtidos, os valores mostram ser dependentes da composição da fase intergranular e da razão de aspecto (relação entre o comprimento e o diâmetro do grão- $\beta$ ).

Tabela 4- Valores de resistência à ruptura por flexão.

Amostras	$\sigma_r$ (MPa)
1 (CeO <sub>2</sub> 2,5)	647,52 ± 246,31
2 (CeO <sub>2</sub> 5,0)	758,80 ± 58,13
3 (CeO <sub>2</sub> 10,0)	787,30 ± 48,602

### 3.5 Tenacidade à Fratura

A tabela 5 apresenta os valores da tenacidade à fratura das amostras. A morfologia do grão nos cerâmicos à base de Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> tem um efeito acentuado nos valores da tenacidade à fratura. Em sistemas em que prevalece a sinterização via fase líquida, aditivos com viscosidade elevada (terras raras, tais como céria) podem promover gradientes de concentração, gerando anisotropia da tensão superficial e da difusão, ocasionando o crescimento anisotrópico (cristalização idiomórfica) dos grãos beta. As condições de tempo e temperatura, utilizados para as amostras sinterizadas, resultaram grãos- $\beta$  de razões de aspecto alongado, promovendo valores significativos de tenacidade à fratura, em todas as amostras analisadas.

Tabela 5 - Valores da Tenacidade à fratura

Amostras	K <sub>IC</sub> (MPa . m <sup>1/2</sup> )
1 (CeO <sub>2</sub> 2,5)	6,55 ± 0,11
2 (CeO <sub>2</sub> 5,0)	7,88 ± 0,12
3 (CeO <sub>2</sub> 10,0)	7,51 ± 0,10



### 3.6 Microscopia eletrônica de Varredura

As microestruturas obtidas por MEV, representadas pelas figuras 1a, 1b e 1c, demonstram que as relações de aspecto (comprimento versus diâmetro) dos grãos  $\beta$  são bastante distintas, entre o núcleo e a superfície, para composições variando com a adição de óxido de cério. Estes resultados são coerentes com as medidas de dureza obtidas nesse trabalho.

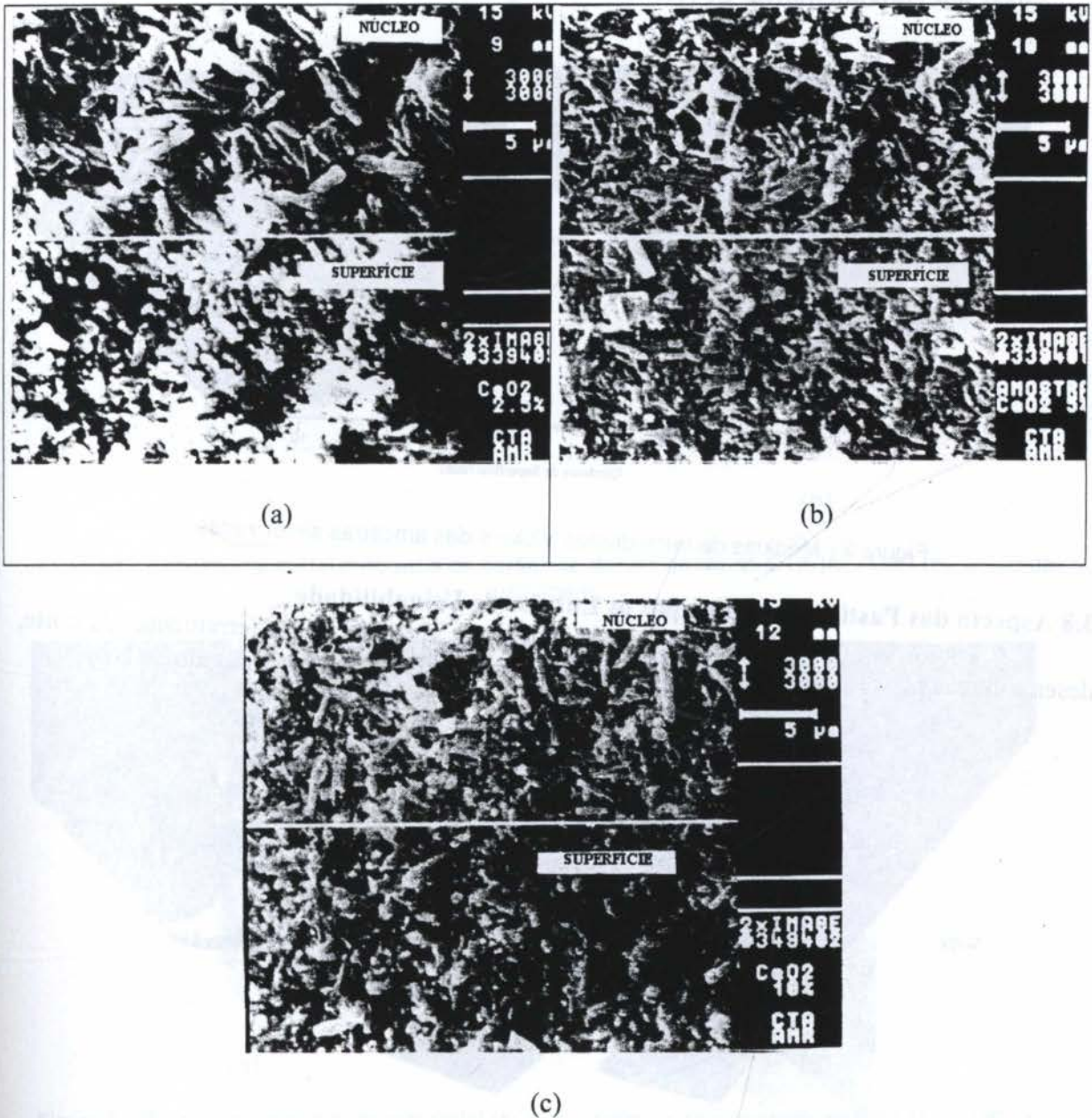


Figura 1 - Mostra as razões de aspecto relacionadas aos grãos  $\beta$ , em amostras (a) 2,5 , (b) 5,0, (c) 10 % em peso de  $\text{CeO}_2$ , respectivamente.

### 3.7 Microdureza Vickers

A figura 2 mostra que os valores de dureza dos materiais contendo  $\text{CeO}_2$ , para três composições, observando-se que os valores de dureza são aproximadamente iguais na



superfície mas descrecem substancialmente em direção núcleo. Esta redução de dureza é mais efetiva para as composições com 2,5% de  $\text{CeO}_2$ , fato este confirmado por microscopia eletrônica de varredura, usando energia dispersiva de raios-x (EDS). Observou-se, nestes casos, a ocorrência de difusão de cério para a superfície do corpo-de-prova durante a sinterização, via contorno de grão, deixando, conseqüentemente, o núcleo rico em fase vítrea e enriquecendo a superfície com fase de alta dureza. As amostras com maiores teores de céria conservam, para as mesmas condições de processo, maiores quantidades de fases cristalinas nos núcleos dos corpo-de-prova. Os referidos núcleos mantêm níveis de dureza mais elevados.

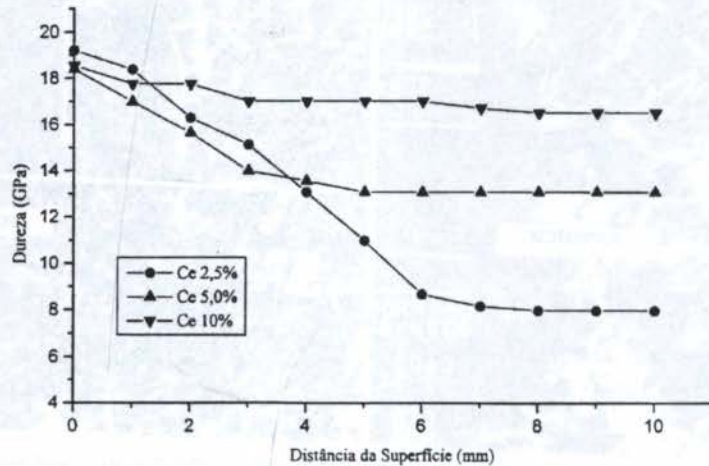


Figura 2 - Medidas de microdureza Vickers das amostras sinterizadas.

### 3.8 Aspecto das Pastilhas antes e após os Ensaio de Usinabilidade

A seguir, por meio da Figura 3 pode-se ter uma visão geral das ferramentas de corte, desenvolvidas no CTA/IAE/AMR, após o acabamento final (dimensões e ângulo de corte).

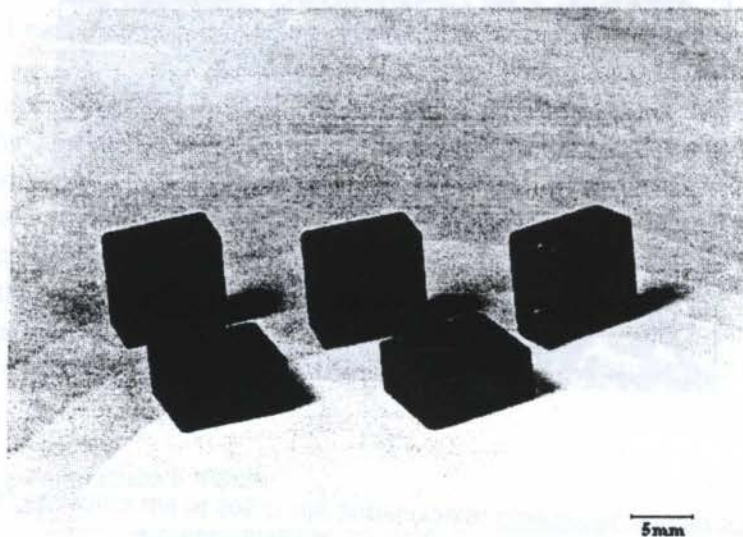


Figura 3 - Vista geral das ferramenta à base de nitreto de silício desenvolvidas no CTA/IAE/AMR.

As Figuras 4a e 4b apresentam o aspecto das superfícies de incidência e de saída das ferramentas antes do teste de usinagem, das ferramentas de metal duro comercial e à base de



$\text{Si}_3\text{N}_4$  desenvolvidas no CTA/IAE/AMR. A seguir, as Figuras 5a e 5b apresentam o aspecto das referidas superfícies das ferramentas após o teste de usinagem.

A ferramenta de metal duro, todavia, teve que ser testada com velocidade de corte máxima de 83 m/min. Esta restrição é recomendada pelo fabricante, tendo em vista que, velocidades de corte maiores podem ocasionar, em função de elevada temperatura, reação química entre o corpo-de-prova e a ferramenta, reduzindo, consideravelmente, a vida útil da ferramenta. Por outro lado, em todas as ferramentas cerâmicas testadas não ocorreu quebra da aresta cortante, possibilitando, a usinagem bem sucedida, com alta velocidade de corte (332 m/min.)

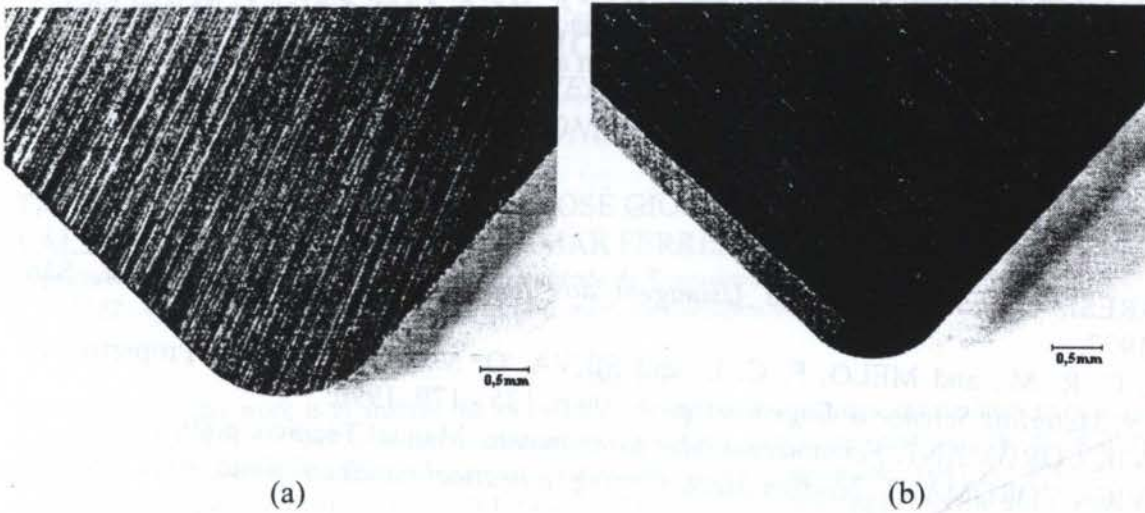


Figura 4 - Pastilha de metal duro (a) e de cerâmica desenvolvida no CTA/IAE/AMR (b), antes da usinagem.

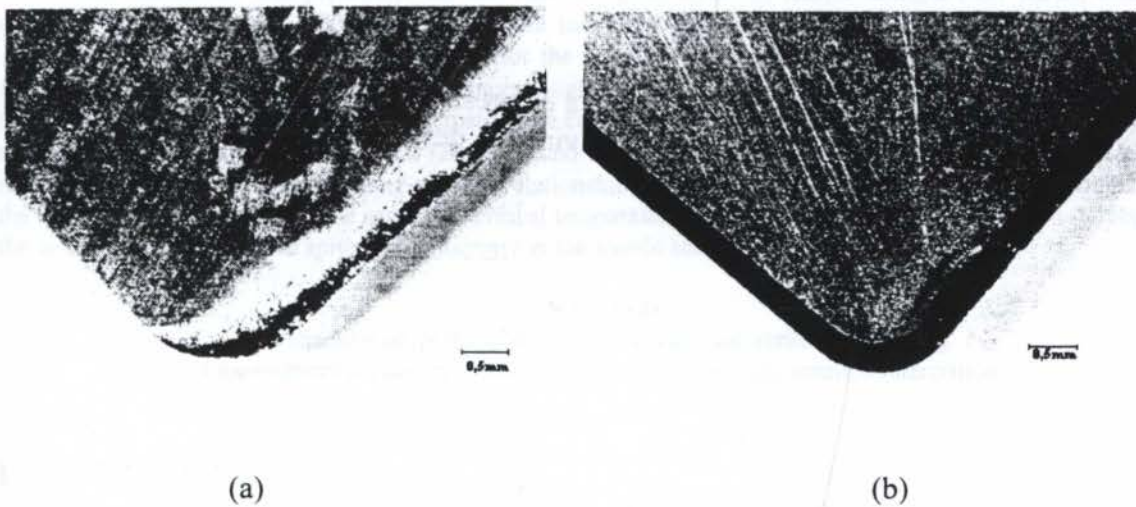


Figura 5 - Pastilha de metal duro comercial (a) e de cerâmica desenvolvida no CTA/IAE/AMR (b), após a usinagem. Em (a) observa-se que ocorreu a formação de aresta postiça na superfície de saída do cavaco, enquanto que em (b) observa-se um ligeiro desgaste na superfície de saída do cavaco.

#### 4. CONCLUSÕES

As relações de aspecto dos grãos- $\beta$  são acentuadas nas amostras sinterizadas à pressão atmosférica, a 1750<sup>o</sup> C.

Os altos valores de tenacidade à fratura na maioria das composições sinterizadas à pressão atmosférica estão associados principalmente à maior energia absorvida pela deflexão ou ramificação da trinca em propagação, ocasionada pela alta relação de aspecto dos grãos- $\beta$ - $\text{Si}_3\text{N}_4$ . As fases intergranulares formadas atuam também no aumento desta energia, em função de diferenças na expansão térmica ou no módulo elástico entre estas fases e os grãos- $\beta$  da matriz, gerando campos de tensão que causam, conseqüentemente, deflexão ou mecanismo de ramificação de trincas.

Em todas as ferramentas cerâmicas desenvolvidas no CTA/IAE/AMR, não ocorreu quebra de aresta cortante, possibilitando usinagem bem sucedida com altas velocidades de corte (332 m / min). Apresentaram um desgaste mínimo na superfície de saída dos cavacos.

Já na pastilha de metal duro, ocorreu a formação de aresta postiça de corte, em função da reação do material que estava sendo usinado com a pastilha, com subseqüente deposição de material usinado.

## 5. REFERÊNCIAS

- FERRARESI, D. *Fundamentos da Usinagem dos Metais*. Editora Edgar Blucher, São Paulo, 1977.
- SILVA, C. R. M., and MELO, F. C. L. and SILVA, O. M. M. Mechanical Properties of SIALON. *Materials Science & Engineering*. A 209 p. 175 - 179, 1996.
- SANDVIK COROMANT. *Ferramentas para torneamento*, Manual Técnico, p.89, 1995.
- SANDVICK COROMANT. *Modern Metal Cutting: a practical handbook* Sandviken, Swiden: AB Sandvick Coromant, 1994.
- IYAMADA, T. Preparation and Evolution of Sinterable Silicon Nitride Powder by Imide Decomposition. *American Ceramic Society Bulletin*. V. 72, n.5, p.99 - 106, 119. 1993.

## 6. AGRADECIMENTOS

Ao Intituto Tecnológico de Aeronáutica, a empresa SANDVICK do Brasil e a Escola SENAI de Taubaté, pela colaboração no desenvolvimento desse trabalho.



PAPER CODE: COB364

**PROPRIEDADES MECÂNICAS DE UM AÇO MICROLIGADO EM  
ALGUMAS CONDIÇÕES MICROESTRUTURAIS / MECHANICAL  
PROPERTIES OF A MICROALLOYED STEEL IN SOME MICROSTRUCTURAL  
CONDITIONS**

TÁCITO BRANDÃO PINTO, ENRICO JOSÉ GIORDANI, PETERSON FERRANDINI,  
VALDIR ALVES GUIMARÃES & ITAMAR FERREIRA

*Departamento de Engenharia de Materiais, Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP  
C.P. 6122 - CEP 13.083-970 Campinas, Brasil - E-mail: itamar@fem.unicamp.br*

**Abstract**

The purpose of this work is to analyze the mechanical properties of a titanium and niobium microalloyed low carbon steel, an API 5L X65, in some microstructural conditions: as received and from the thermal treatment (quenching and austempering from the intercritical annealing at two temperatures: 1043 and 1083 K). Tension, crack tip opening displacement and Vickers hardness tests have been conducted in order to analyze the strength, ductility, fracture toughness, and hardness. The as received condition, with a ferrite and perlite microstructure, presented tensile strength of 617 MPa, elongation of 25.4%, reduction in area of 74.3% and fracture toughness of  $\delta_m=0.35\text{mm}$ . The quenching in oil from the intercritical zone showed a microstructure composed basically of ferrite and martensite, and presented, for the 1083 K, good levels of tensile strength (637 MPa), elongation (29.7%), reduction in area (70.6%), and fracture toughness ( $\delta_m=0.45\text{mm}$ ); this condition is optimized when comparing to the as received condition, and for the 1043 K, high tensile strength levels (690 MPa), but low values of reduction in area (61.2%) and fracture toughness ( $\delta_m=0.27\text{mm}$ ). The austempering in 643 K, from the intercritical zone (1043 K), showed a microstructure composed of ferrite and bainite and presented good levels of tensile strength (598 MPa), elongation (28.5 %), and fracture toughness ( $\delta_m=0.44\text{mm}$ ), and very high levels of reduction in area (81.7 %), indicating a better relationship among the mechanical properties when comparing to the quenching condition from the same intercritical temperature (1043 K), and also an optimization in relation to the as received condition, in spite of the decrease in the tensile strength.

**Keywords**

Mechanical properties, Microalloyed steel, Intercritical annealing.  
Propriedades mecânicas, Aço microligado, Tratamento térmico intercrítico.

**1. INTRODUÇÃO**

Os aços microligados podem ser definidos como aços carbono contendo pequenos teores de nióbio e/ou vanádio e/ou titânio (usualmente menores que 0,15% em peso, sozinho ou em combinação), que são adicionados com a finalidade de produzir refino de grão e endurecimento por precipitação, sendo estes precipitados pequenos carbonetos e/ou nitretos e/ou carbonitretos de Ti, Nb e V. Geralmente esses aços são obtidos através do processo de laminação controlada, e apesar de seu baixo teor de elementos de liga eles normalmente apresentam limite de escoamento maior que 275 MPa, e por isto são chamados de alta-resistência baixa-liga - ARBL (Paules, 1991). Os microligados tem sido amplamente usados



na construção de prédios, pontes, oleodutos e plataformas marítimas, bem como na engenharia de modo geral, sendo que sua melhor resistência mecânica e tenacidade possibilitam projetos com redução do peso. Uma outra vantagem desses aços, além da relação resistência-peso, é a boa soldabilidade associada aos baixos níveis de elementos de liga, principalmente de carbono (Sage, 1989; Davis *et al.*, 1993).

Os aços de baixo carbono ou microligados podem ser submetidos a um tratamento térmico intercrítico (entre  $Ae_1$  e  $Ae_3$ ) com posterior resfriamento controlado, de modo a apresentar uma estrutura bifásica que consiste essencialmente de ferrita e martensita, mas podendo apresentar ainda fases adicionais como bainita e/ou austenita retida, sendo que isto depende basicamente da taxa de resfriamento e da temperabilidade da austenita. Estes tratamentos térmicos intercríticos desenvolvem boa combinação de resistência mecânica e ductilidade em aços de baixo carbono com microestruturas iniciais de ferrita e perlita. Pode-se dizer que estes tratamentos são feitos para converter a perlita em martensita, e que o termo bifásico [*dual-phase*] é utilizado para distinguir a microestrutura ferrítica e martensítica da ferrítica e perlítica convencional de aços-carbono ou ARBL (Meyers *et al.*, 1982; Krauss, 1980; Speich, 1990).

Dentro do exposto, este trabalho tem por objetivos analisar algumas propriedades mecânicas do aço API 5L X65 microligado com titânio e nióbio, na condição do material como fornecido, ou seja, estado final de laminação, e em algumas outras condições microestruturais obtidas por tratamentos térmicos, microestruturas essas que poderiam ser obtidas por meio de variações do próprio processo de fabricação do aço.

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

O aço de baixo teor de carbono microligado com Ti e Nb, utilizado neste trabalho, foi fabricado pela COSIPA através do processo de laminação controlada, sendo classificado como API 5L X65. O material foi recebido na forma de chapas com 10 mm de espessura, sendo esta condição como fornecida designada por CF neste trabalho. A composição em peso dos principais elementos é apresentada na Tabela 1.

Tabela 1: Composição química em peso dos principais elementos do aço API 5L X65 utilizado neste trabalho.

Elemento	C	Mn	Si	P	S	Ti	Nb	Al
% em peso	0,098	1,63	0,33	0,020	0,002	0,022	0,040	0,051

Foi realizado ensaio de dilatométrica para verificação das temperaturas de transformação no aquecimento, sendo que com uma taxa de  $1,0 \text{ K}\cdot\text{s}^{-1}$  a temperatura de transformação  $Ac_1$  foi igual a 1015 K (742 °C) e  $Ac_3$  igual a 1170 K (897 °C).

Os tratamentos térmicos foram realizados em duas etapas, sendo primeiramente efetuada uma normalização e posteriormente o tratamento na zona intercrítica ( $\alpha + \gamma$ ), de acordo com os parâmetros de cada condição. Os tratamentos foram realizados nos corpos de prova usinados com sobremetal, para evitar alterações superficiais. A normalização prévia foi feita a 1193 K (920 °C) por 40 minutos com resfriamento em ar calmo, com o objetivo de homogeneizar a microestrutura.

Os tratamentos na zona de estabilidade das fases  $\alpha$  e  $\gamma$  foram efetuados com o objetivo de se verificar a influência da temperatura de austenitização parcial e das fases martensita (têmpera) e/ou bainita (austêmpera) associadas com a ferrita, em substituição a condição ferrítica e perlítica original. Com este propósito foram feitas três rotas diferentes de tratamento, sendo duas têmperas com variação da temperatura intercrítica, ou seja, 1043 K (770 °C) e 1083 K (810 °C), sendo essas condições chamadas de T77 e T81 respectivamente,



e uma austêmpera a partir de 1043 K (770 °C) em banho de sal à temperatura de 643 K (370 °C), designada por A77 neste trabalho. Os tempos de permanência no forno foram de 40 minutos e no banho de sal tipo DURFERRIT AS-140 de 30 minutos. As têmperas foram feitas em óleo de têmpera PETRONASA 20 A, sendo a taxa de resfriamento de aproximadamente 30 K.s<sup>-1</sup>. A Figura 1 apresenta o esquema dos tratamentos executados.

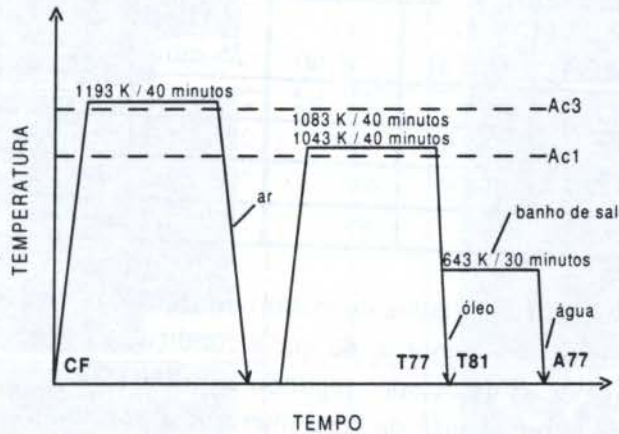


Figura 1: Esquema dos tratamentos térmicos executados.

Para verificação das propriedades mecânicas foram realizados ensaios de tração, tomando por base a norma ABNT NBR 6152 (1980); de tenacidade à fratura, observando a ASTM E 1290 (1993); e de dureza, segundo a ASTM E 92 (1992).

Os parâmetros analisados no ensaio de tração foram o alongamento percentual (A), a redução em área (Z), o limite de resistência à tração ( $\sigma_t$ ) e o limite de escoamento ( $\sigma_e$ ), sendo utilizados de 4 a 6 valores para o cálculo de cada parâmetro. Os corpos de prova de tração foram do tipo cilíndrico com diâmetro útil de 5 mm, orientado na direção de laminação. O ensaio foi realizado em uma máquina MTS modelo 812, com controle de deslocamento, sendo a velocidade do pistão de 0,05 mm/s.

O parâmetro analisado no ensaio de tenacidade à fratura, ou melhor, no ensaio CTOD, foi o deslocamento de abertura da ponta da trinca na carga máxima ( $\delta_m$ ). O ensaio foi realizado em uma máquina MTS modelo 812, com controle de deslocamento e uma velocidade do pistão de 0,01 mm/s. A pré trinca de fadiga foi feita com controle de carga e frequência de 25 Hz, sendo o  $\Delta K$  no início de obtenção da pré trinca de aproximadamente 16,1 MPa.m<sup>1/2</sup>. Os corpos de prova foram do tipo flexão apoiado em três pontos, sendo a espessura B igual a 5 mm e o plano de fratura L-T. Foram utilizados de 4 a 6 valores de  $\delta_m$  para cada condição.

O parâmetro de dureza analisado foi a dureza Vickers (HV), sendo o ensaio feito em um durômetro HECKERT-WPM modelo HPO 250, e as impressões feitas com uma carga de 20 kgf por um tempo de aplicação de 20 segundos. As impressões foram feitas no centro da seção transversal dos corpos de prova de CTOD, num total de 6 por condição microestrutural.

Com relação a análise microestrutural foram feitos ataques com Nital 2% e observação por microscopia ótica e eletrônica de varredura, e ataques com o reagente de LePera (LePera, 1979) e observação por microscópio ótico. O microscópio ótico utilizado foi o OLYMPUS modelo PME e o eletrônico de varredura o JEOL modelo JXA 840 A. Para observação das amostras atacadas com Nital 2% no MEV, foi feita uma metalização com ouro em um metalizador BAL-TEC modelo SCD050. Foram também feitas verificações da fração volumétrica das fases pelo "método da contagem por pontos" e do tamanho de grão pelo "método da interseção", observando o exposto por Padilha & Filho (1985).



**3. RESULTADOS E DISCUSSÃO**

A Tabela 2 apresenta os resultados obtidos para as propriedades mecânicas das condições microestruturais analisadas neste trabalho.

Tabela 2: Resultados obtidos para as propriedades mecânicas das condições analisadas.

Condição	$\sigma_{ei}$ (MPa)	$\sigma_{es}$ (MPa)	$\sigma_e$ (MPa)	$\sigma_t$ (MPa)	A (%) 25 mm	Z (%)	HV	$\delta_m$ (mm)
CF	516 ± 7	549 ± 10	---	617 ± 2	25,4 ± 1,2	74,3 ± 2,2	205 ± 4	0,35 ± 0,01
T77	---	---	315 ± 2	690 ± 7	27,6 ± 2,0	61,2 ± 3,0	192 ± 3	0,27 ± 0,01
T81	---	---	294 ± 5	637 ± 13	29,7 ± 1,2	70,6 ± 2,3	168 ± 2	0,47 ± 0,03
A77	435 ± 4	459 ± 11	---	598 ± 6	28,5 ± 1,7	81,7 ± 1,1	177 ± 2	0,44 ± 0,02

Observa-se pela análise dos resultados do ensaio de tração que as condições temperadas (T77 e T81) apresentam maior  $\sigma_t$  e menor  $\sigma_e$  do que a condição CF, previsível de acordo com Speich (1990), sendo o menor  $\sigma_e$  associado, segundo Krauss (1980), ao fato da formação da martensita durante o resfriamento a partir da zona intercrítica introduzir uma alta densidade de discordâncias na ferrita, discordâncias essas que se movem imediatamente com a aplicação de tensões e produzem o escoamento contínuo. Com relação a ductilidade dessas condições (T77 e T81), verifica-se um aumento do alongamento em relação à CF, também característico desse tratamento (Speich, 1990), porém uma redução do parâmetro Z, o que representa uma contradição, já que os dois (A e Z) são parâmetros de uma mesma propriedade. Sendo assim, não se deve generalizar que o tratamento intercrítico leva a um aumento da ductilidade, mas sim a um aumento do alongamento total. A condição A77 apresenta, com relação à CF, bons valores de A, Z e  $\delta_m$ , com uma pequena redução de resistência mecânica.

Com relação ao ensaio de dureza, que no caso desse material não representa uma propriedade básica mas apenas um parâmetro comparativo, pode-se fazer três observações: (1) a dureza não pode ser genericamente utilizada como um estimador da resistência mecânica; (2) a pequena variação percentual da dureza entre as condições analisadas deve-se provavelmente a alta fração volumétrica de ferrita, conforme observa-se na Tabela 3; (3) observou-se uma diferença considerável nos valores de dureza entre as condições temperadas (T77 e T81), apesar de possuírem microestruturas semelhantes.

Com relação ao ensaio de CTOD observa-se bons valores de  $\delta_m$  para as condições T81 e A77 e baixos valores para a condição T77, se comparados com CF.

A Tabela 3 apresenta os valores de fração volumétrica (FV) e tamanho de grão (TG) das condições analisadas, e as figuras 2, 3, 4 e 5 as microestruturas das condições CF, T77, T81 e A77 respectivamente, sendo em: (a) Nital 2% e observação por microscopia ótica; (b) Reagente de LePera e observação por microscopia ótica; (c) Nital 2% e observação por microscopia eletrônica de varredura.

Tabela 3: Valores de tamanho de grão e fração volumétrica das condições microestruturais analisadas.

Condição	Ferrita		Perlita		Martensita		Bainita	
	FV (%)	TG (µm)	FV (%)	TG (µm)	FV (%)	TG (µm)	FV (%)	TG (µm)
CF	84,9	4,2 ± 0,2	15,1 ± 2,1	4,6 ± 1,0	---	---	---	---
T77	82,7	5,3 ± 0,8	---	---	17,3 ± 1,8	1,9 ± 0,5	---	---
T81	81,8	5,0 ± 0,5	---	---	18,2 ± 3,0	1,9 ± 0,2	---	---
A77	73,4	5,0 ± 0,6	---	---	---	---	26,6 ± 3,7	2,6 ± 0,3

Obs:  $V\alpha = 1 - V\beta$ .



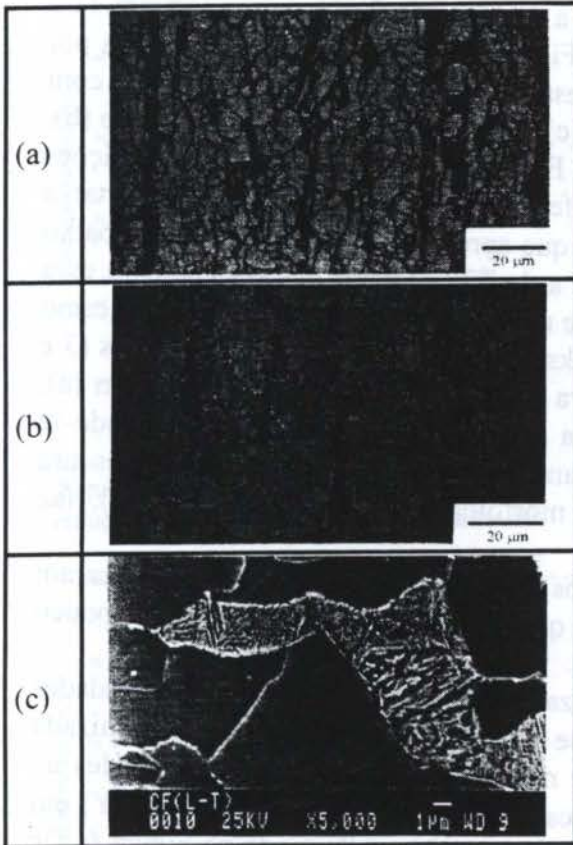


Figura 2: Microestrutura da condição CF.

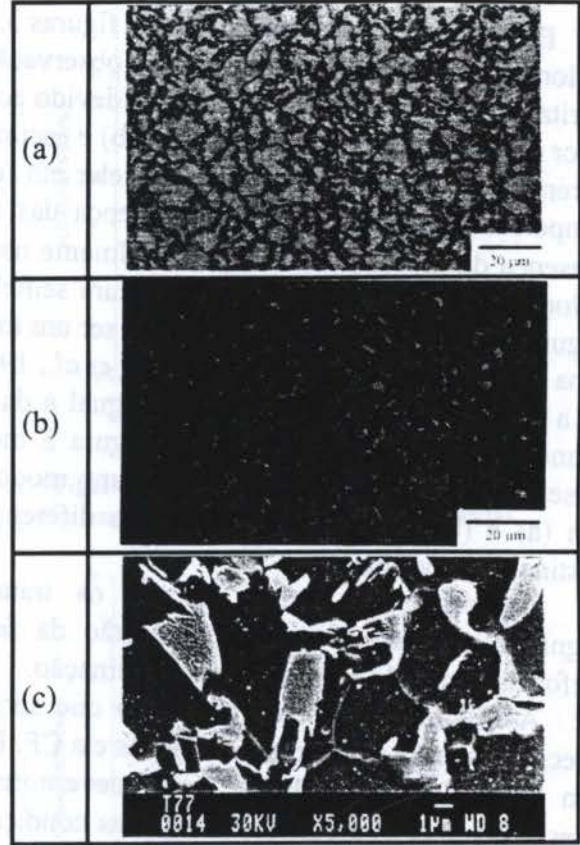


Figura 3: Microestrutura da condição T77.

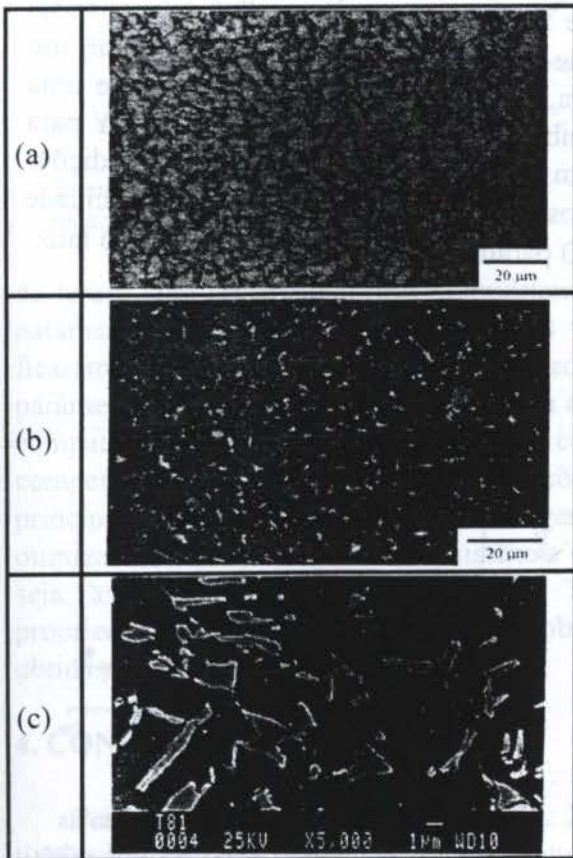


Figura 4: Microestrutura da condição T81.

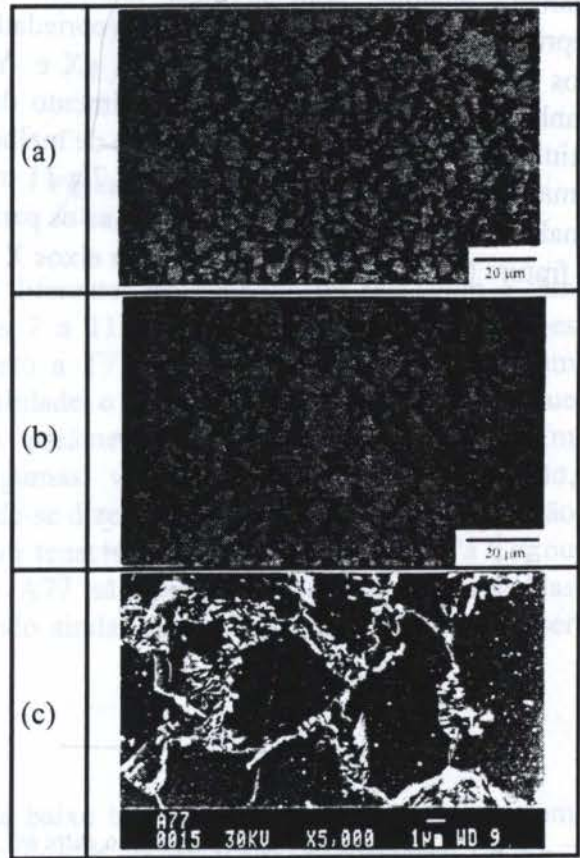


Figura 5: Microestrutura da condição A77.



Em primeiro lugar verifica-se nas figuras 3, 4 e 5 a presença de ferrita e uma segunda fase ao longo dos contornos de grão. Pela observação da Figura 2, a condição CF é composta por ferrita e perlita, com uma deformação devido ao processo de laminação. A ferrita aparece com a cor cinza claro em (a), marrom em (b) e escura em (c). A perlita aparece escura em (a) e (b), porém clara e com uma estrutura lamelar em (c). As Figuras 3 e 4 representam as condições temperadas, onde se observa a presença das fases ferrita e martensita, sem se descartar a presença de austenita retida, principalmente na T81, que apresentou alto valor de  $\delta_m$  e baixo valor de dureza para uma microestrutura semelhante a da T77. Alguns autores chamam essa segunda fase de "MA constituint", por ser um misto de martensita e austenita retida, ou mesmo uma outra fase mais complexa (Davis *et al.*, 1993; Akselsen *et al.*, 1988). Nessas Figuras (3 e 4) a ferrita foi revelada de maneira igual a da Figura 2, e a martensita cinza escuro em (a), branca em (b) e clara em (c). A Figura 5 mostra a condição austemperada, onde pode-se observar a presença da ferrita do mesmo modo que anteriormente descrito, e a bainita escura em (a) e (b) e clara em (c), onde a diferença de morfologia, principalmente em (c), faz distinção da perlita.

Observa-se na Tabela 3 que os tratamentos térmicos executados não alteraram significativamente o tamanho de grão da ferrita, que no caso da CF estava um pouco deformada devido ao processo de laminação.

A Figura 6 apresenta o critério que será utilizado para comparação das propriedades mecânicas entre as condições tratadas e a CF. Pode-se considerar que uma condição otimizada em relação as propriedades X e Y deve apresentar maiores valores dessas propriedades ao mesmo tempo, como acontece com as condições localizadas no 1º quadrante (+X e +Y) em relação aos eixos que passam pela condição de referência, conforme ilustrado na Figura 6. De maneira análoga, pode-se dizer que condições localizadas no 3º quadrante (-X e -Y) representam prejuízo em relação as propriedades X e Y. Com relação às condições localizadas nos 2º e 4º quadrantes (-X e +Y ou +X e -Y) pode-se considerar que elas representam um ganho de uma propriedade em detrimento da outra, sendo que neste caso não existe uma otimização, mas talvez uma condição de melhor combinação entre as propriedades X e Y para uma aplicação específica. As figuras 7 a 11 mostram esse critério aplicado para as condições analisadas neste trabalho, alternando-se os parâmetros de resistência mecânica ( $\sigma_t$ ), tenacidade à fratura ( $\delta_m$ ) e ductilidade (A e Z) nos eixos X e Y. O parâmetro  $\sigma_e$  não foi utilizado pelo fato

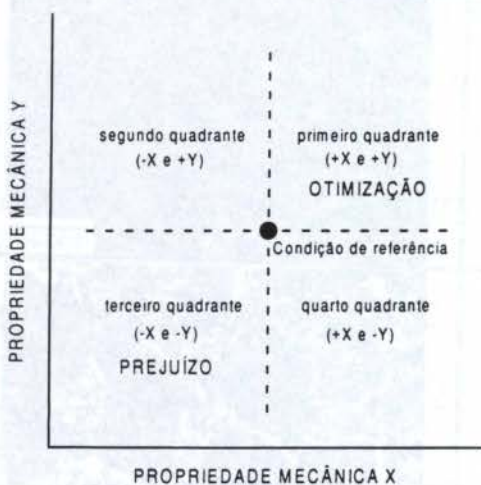


Figura 6: Critério utilizado para comparação entre as condições microestruturais analisadas.

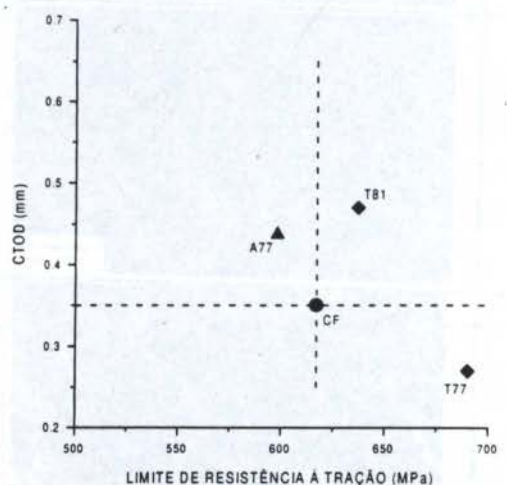


Figura 7: Resistência mecânica em função da tenacidade à fratura para as condições analisadas.



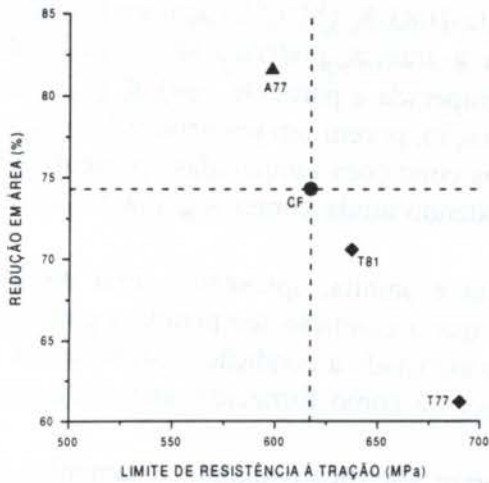


Figura 8: Resistência mecânica em função da redução em área para as condições analisadas.

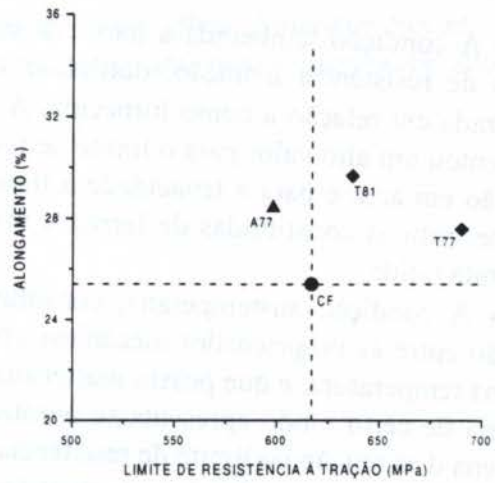


Figura 9: Resistência mecânica em função do alongamento para as condições analisadas.

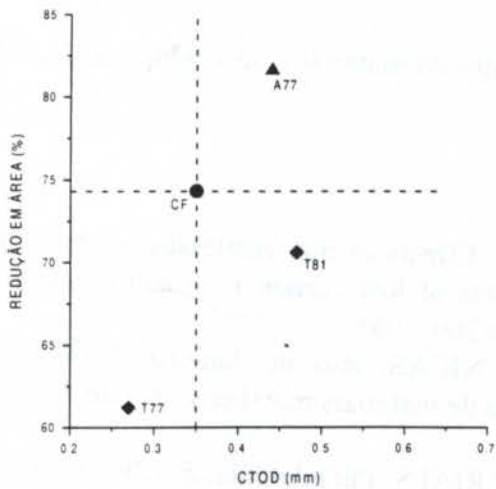


Figura 10: Tenacidade à fratura em função da redução em área para as condições analisadas.

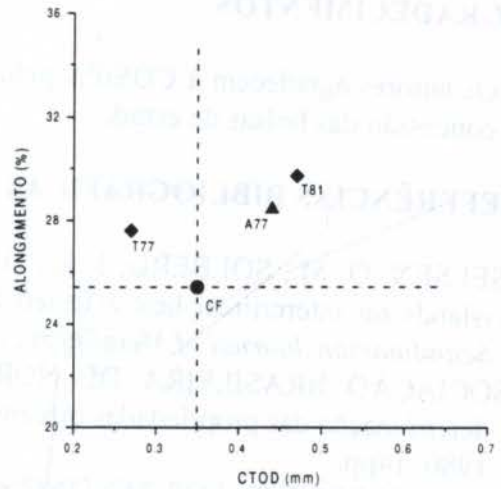


Figura 11: Tenacidade à fratura em função do alongamento para as condições analisadas.

de terem sido observados dois comportamentos diferentes do material, ou seja, com e sem patamar de escoamento. Observa-se nas figuras 7 a 11 que nenhuma das três condições ficaram localizadas na região de prejuízo, exceto a T77 na Figura 10, que compara um parâmetro de tenacidade à fratura com um de ductilidade, o que já não ocorre na Figura 11, que compara essas mesmas propriedades com o parâmetro da ductilidade diferente. Em compensação observa-se essas condições algumas vezes na região de otimização, principalmente a T81 e a A77. De modo geral pode-se dizer que as condições T81 e A77 estão otimizadas, e a T77 com maior resistência e menor tenacidade, em comparação com a CF, ou seja, as microestruturas das condições T81 e A77 são viáveis do ponto de vista das propriedades mecânicas deste material, observando ainda que a bainita também poderia ser obtida por resfriamento contínuo.

#### 4. CONCLUSÕES

Pode-se concluir para o aço API 5L X65 de baixo teor de carbono e microligado com titânio e nióbio, nas condições microestruturais analisadas neste trabalho, o seguinte:

- A condição temperada a partir da temperatura de 1083 K (810 °C) apresentou bons níveis de resistência à tração, ductilidade e tenacidade à fratura, podendo ser considerada otimizada em relação à como fornecida. A condição temperada a partir de 1043 K (770 °C) apresentou um alto valor para o limite de resistência à tração, porém um pequeno valor para a redução em área e para a tenacidade à fratura. Todas as condições temperadas apresentaram microestruturas constituídas de ferrita e martensita, podendo ainda conter alguma fração de austenita retida;

- A condição austemperada, constituída de ferrita e bainita, apresentou uma melhor relação entre as propriedades mecânicas analisadas do que a condição temperada a partir da mesma temperatura, e que possui martensita. Outro fato associado à condição austemperada, é que ela de certo modo apresenta-se otimizada em relação à como fornecida, apesar de uma pequena diminuição no limite de resistência à tração;

- Os tratamentos térmicos executados não alteraram significativamente o tamanho da ferrita, mantendo-se então o refinamento microestrutural característico dos aços microligados.

## 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à COSIPA pelo fornecimento do material e ao CNPq e à CAPES pela concessão das bolsas de estudo.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AKSELSEN, O. M., SOLBERG, J. K., GRONG, O. Effects of martensite-austenite (M-A) islands on intercritical heat-affected zone toughness of low carbon microalloyed steels. *Scandinavian Journal of Metallurgy*, v.17, pp.194-200, 1988.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. *NBR-6152*; determinação das propriedades mecânicas à tração de materiais metálicos. Rio de Janeiro, 1980. 14pp.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS, Philadelphia. *E-1290*; standard test methods for crack-tip opening displacement (CTOD) fracture toughness measurement. Philadelphia, 1993. 10pp.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS, Philadelphia. *E-92*; standard test methods for Vickers hardness of metallic materials. Philadelphia, 1992. 9pp.
- DAVIS, C. L., KING, J. E. Effect of cooling rate on intercritically reheated microstructure and toughness in high strength low alloy steel. *Materials Science and Technology*, v.9, n.1, pp.8-15, 1993.
- KRAUSS, G. *Principles of Heat Treatment of Steel*. Ohio: American Society for Metals, 1980, 291pp.
- LEPERA, F. S. Improved etching technique for the determination of percent martensite in high-strength dual-phase steels. *Metallography*, v.12, pp.263-268, 1979.
- MEYERS, M. A., CHAWLA, K. K. *Princípios de Metalurgia Mecânica*. 1.ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 1982. Cap. 11: Endurecimento por precipitação ou dispersão, pp.353-358.
- PADILHA, A. F., FILHO, F. A. *Técnicas de análise microestrutural*. São Paulo: Hemus editora limitada, 1985, 190pp.
- PAULES, J. R. Developments in HSLA steel products. *JOM*, v.43, n.1, pp.41-44, 1991.
- SAGE, A. M. Microalloyed steels for structural applications. *Metals and Materials*, v.5, n.10, pp.584-588, 1989.



SPEICH, G. R. Dual-phase steels. In: ASM handbook. 10.ed. Ohio: American Society for Metals, 1990, v.1: Properties and selection: irons, steels and high-performance alloys, pp.424-429.

PAPER CODE: COB30

**ANÁLISE FRACTOGRÁFICA E PROPRIEDADES MECÂNICAS DE  
TRAÇÃO DE UM AÇO IF AO TITÂNIO**  
**FRACTOGRAPHY AND MECHANICAL PROPERTIES BY TENSION TESTING  
OF Ti-ADDED IF-STEEL**

JEFERSON FIRMINO DAS CHAGAS, ALFEU SARAIVA RAMOS & TOMAZ  
MANABU HASHIMOTO

*Departamento de Materiais e Tecnologia, Faculdade de Engenharia - UNESP - Guaratinguetá CEP 12500-000 Guaratinguetá, Brasil - E-mail: Chagasjf@feg.unesp.br*

**Abstract**

In recent years, there has been significant interest in properties and development of interstitial-free (IF) steels. These steels, because of their improved formability and deep drawing capability offer a number of advantages for stamped components in automotive applications. IF steels generally exhibit more consistent mechanical properties compared to conventional aluminium killed deep drawing quality steels. The carbon contents of IF steels are well below those of steels which form pearlite after hot rolling and annealing. The objective of this work is to analyse by comparison the influence of mechanical properties on the mechanism of fracture of Ti-IF steel. It was observed that the most significant fracture mechanism was the coalescence of microvoid, and the shape of the "dimples" confirmed the high elongation values of this material.

**Keywords**

IF Steel, ductile fracture, microvoid coalescence, mechanical behavior, ductility/ Aço IF, fratura dúctil, coalescência de microvazios, comportamento mecânico, ductilidade.

**1. INTRODUÇÃO**

Os primeiros aços ferríticos com baixas concentrações de átomos de carbono e nitrogênio dissolvidos nos interstícios foram desenvolvidos ainda na década de sessenta (Bordignon, 1992). A primeira chapa de aço IF com baixos teores de intersticiais foi produzida no início da década de setenta. Naquela época, o teor de carbono oscilava em torno de 100 ppm em peso. O elemento utilizado para a retirada do carbono e do nitrogênio dos interstícios foi o titânio. Posteriormente foram desenvolvidos aços IF utilizando o nióbio e ou titânio como microligantes. Esses microligantes eram adicionados em excesso objetivando a retirada de todo o carbono e nitrogênio dos interstícios (Irie, T. et al., 1994). Porém estes aços IF não foram largamente utilizados devido o acabamento superficial, a baixa ductilidade da liga e o preço das chapas fabricadas (Cetlin *et al.*, 1993). O desenvolvimento desta classe de aço foi de fundamental importância para as indústrias automobilísticas,

pois

2043



contribuíram para a redução do peso dos veículos e na diminuição no consumo dos combustíveis (Shirasawa, 1994).

A partir da década de oitenta, o aperfeiçoamento dos processos de manufatura possibilitou a produção de aços IF com baixos níveis de intersticiais (50 e 30 ppm em peso de carbono e nitrogênio, respectivamente). O rápido progresso na tecnologia de manufatura permite a produção desses aços com teores de carbono de até 10 ppm em peso, dependendo da aplicação. (Takechi, 1994)

Ainda que estes aços possuam baixos teores de elementos intersticiais (carbono e nitrogênio), titânio e/ou nióbio são adicionados para remover os átomos intersticiais. Estes aços são chamados aços com interstícios livres ou aços IF (IF Steels - Interstitial Free Steels). Quando comparado com os tradicionais aços acalmados com alumínio, os aços IF apresentam excelentes propriedades mecânicas de tração (valor médio de  $r$  superior a 1,7 e uma anisotropia planar próximo de zero) e resistência ao envelhecimento. Estes aços são amplamente utilizados na indústria automobilística em operações de estampagem extra-profunda. (Subramanian *et al.*, 1994). No Brasil, os aços IF tem sido testado com sucesso em muitas indústrias automobilísticas em acessórios como carter e caixa de roda.

Durante o processamento termomecânico do aço, os elementos microligantes interagem com o nitrogênio, carbono e outros elementos químicos formando precipitados (TiN, TiS, TiC, NbC,  $Ti_4 S_2 C_2$ ). O formato, o tamanho e a distribuição destes precipitados exercem significativa influência na textura do material. Os átomos de nitrogênio são removidos da solução sólida intersticial através da formação de nitretos de alumínio (em aços IF ao nióbio) e nitretos de titânio (em aços IF ao titânio). O titânio, responsável pela formação de nitretos e sulfetos e pela remoção do carbono (em aços IF ao titânio), pode ser encontrado na forma de um composto complexo ( $Ti_4 S_2 C_2$ ). Em aços IF ao nióbio, o nióbio reage somente com átomos de carbono (NbC) (Yoshinaga *et al.*, 1994). Os aços IF ao nióbio são mais sensíveis às variações no processamento e na composição química. Os compostos de titânio dissolvem e precipitam em temperaturas mais altas do que os compostos de nióbio. Para um aço de composição química adequada, o processamento termomecânico (laminação a quente, laminação a frio e recozimento) controla as principais características destes aços.

Este trabalho tem por objetivo principal avaliar os aspectos macroscópicos e microscópicos da fratura de um aço IF microligado ao titânio. Individualmente é difícil avaliar qual o modo de fratura atuante. Com isso foi realizado um estudo comparativo das propriedades mecânicas e da rota de tratamento termomecânico.

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Foi utilizado um aço IF microligado ao titânio galvanizado por imersão a quente, doado pela empresa alemã Thyssen Stahl AG. A composição química do aço e a rota de processamento termomecânico utilizada estão mostradas respectivamente nas tabelas 1 e 2.

Tabela 1. Composição química do aço IF (% em peso).

C	Mn	P	S	Si	Al	N	Cu	Cr	Ni	Ti
0,0020	0,13	0,006	0,008	0,09	0,047	0,0023	0,015	0,033	0,023	0,065



Tabela 2. Processamento do aço IF

Temperatura de reaquecimento da chapa	1250°C
Temperatura de final da laminação a quente	933°C
Temperatura de Bobinamento	729°C
Redução a frio	76,8%
Temperatura de recozimento	805°C

O material foi recebido na forma de chapas com espessura de 1mm. Foram retirados corpos-de-prova para tração nas direções 0°, 45° e 90° em relação ao sentido de laminação que, posteriormente, foram usinadas conforme norma ASTM E8. Não foi necessário realizar o polimento dos corpos-de-prova, visto que as chapas vieram galvanizadas por imersão a quente apresentaram excelente acabamento superficial. Os ensaios de tração foram realizados numa máquina rígida EMIC com taxa de deformação de 1mm/min. Para a visualização da microestrutura o material foi cortado, embutido a quente, polido e atacado com nital 10% durante 10 segundos. Foi utilizado um banco metalográfico Neophot 30. Para a análise das fraturas, foi utilizado um microscópio eletrônico de varredura de marca Cambridge Instruments. Após o ensaio de tração, o material foi cortado próximo a fratura tomando-se todo o cuidado de não danificar a superfície fraturada. Em seguida a amostra foi protegida com esmalte para prevenir qualquer processo corrosivo.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

O exame metalográfico realizado mostrou que o tratamento de recozimento do material foi eficiente pois a microestrutura apresentou grãos ferríticos equiaxiais. Os teores de silício, manganês e o fósforo encontrados neste aço não promovem o endurecimento por solução sólida. O cromo e o Níquel atuam na resistência à oxidação e o cobre foi adicionado com o objetivo de melhorar a textura da chapa para uma melhor estampabilidade. A tabela 3 apresenta as propriedades mecânicas de tração monotônica do aço IF para as três direções (longitudinal, transversal e diagonal) testadas em relação ao sentido de laminação.

Tabela 3. Propriedades de tração do aço IF

Sentido da laminação	Limite de escoamento (MPa)	Limite de Resistência à tração (MPa)	Tensão de ruptura (MPa)	Alongamento (%)
0°	130,82	264,87	189,66	47,80
45°	131,43	266,51	192,93	47,40
90°	128,57	259,96	188,03	48,80

Os ensaios de tração nas três direções apresentaram um comportamento bem similar, evidenciando uma baixa anisotropia planar das propriedades mecânicas indicando novamente a eficiência no tratamento de recozimento da liga. Convém destacar a eficiência da etapa de laminação a quente e da etapa de recozimento, que permitiu uma uniformidade no tamanho do grão da chapa recozida. Estes aços IF não foram desenvolvidos para serem classificados e aplicados como material estrutural, e isto pode ser visto pelos valores apresentados no limite de escoamento e no limite de resistência à tração. Porém, o alongamento obtido mostra claramente sua aplicabilidade em processos de difícil conformação.



Quanto a análise macrofractográfica, foi observado uma alta redução de área para todas as condições fraturadas. A fratura ocorrida foi do tipo taça-cone, conforme está ilustrado na figura 1.

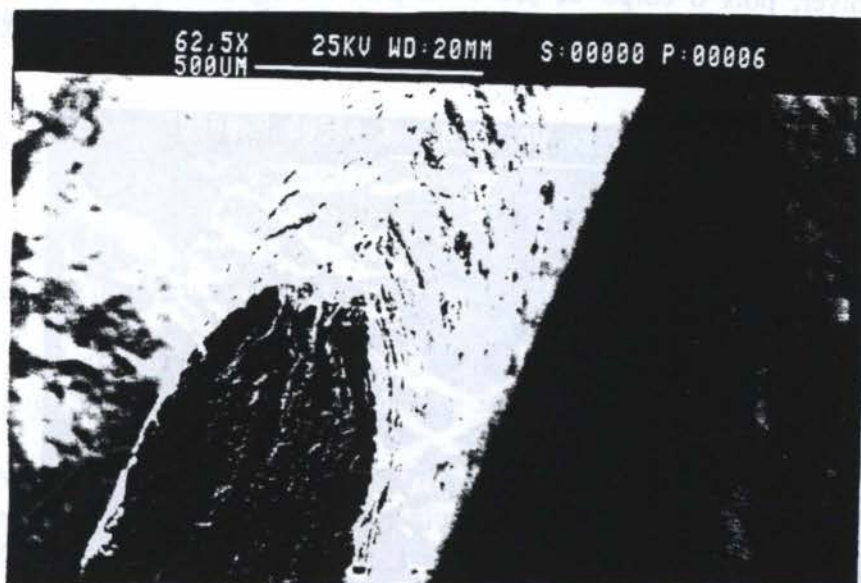


Figura 1-Macrofractografia do aço IF microaligado ao titânio

Apesar do pequeno aumento, a figura 2 apresenta uma visão bem clara da topografia da fratura. É possível observar alguns “dimples coalescidos”, evidenciando a fratura dúctil. Quanto a análise microfractográfica, pode-se observar que para todas as condições, o mecanismo de fratura predominante foi o de coalescência de microvazios.

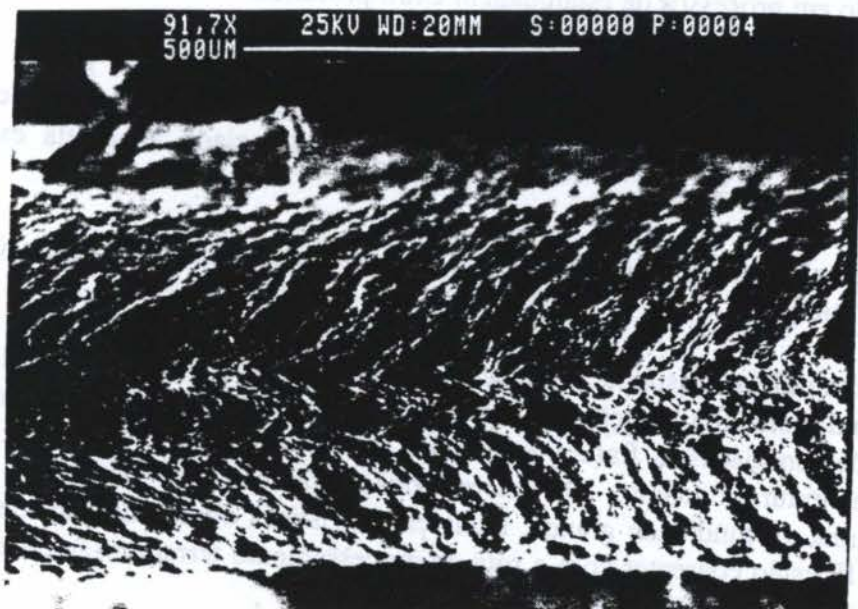


Figura 2- Macrofractografia do aço IF microaligado ao titânio mostrando o aspecto geral da superfície de fratura . Nota-se a presença de dimples coalescidos durante a deformação.



A figura 3 apresenta “dimples” profundos com tamanhos variados. Os “dimples” grandes são oriundos da coalescência de outros “dimples” menores que, por sua vez, não tiveram tempo para se desenvolver, pois o corpo de prova fraturou. A presença de muitos “dimples” profundos e grandes também justificam o comportamento do material quanto ao seu alto alongamento.

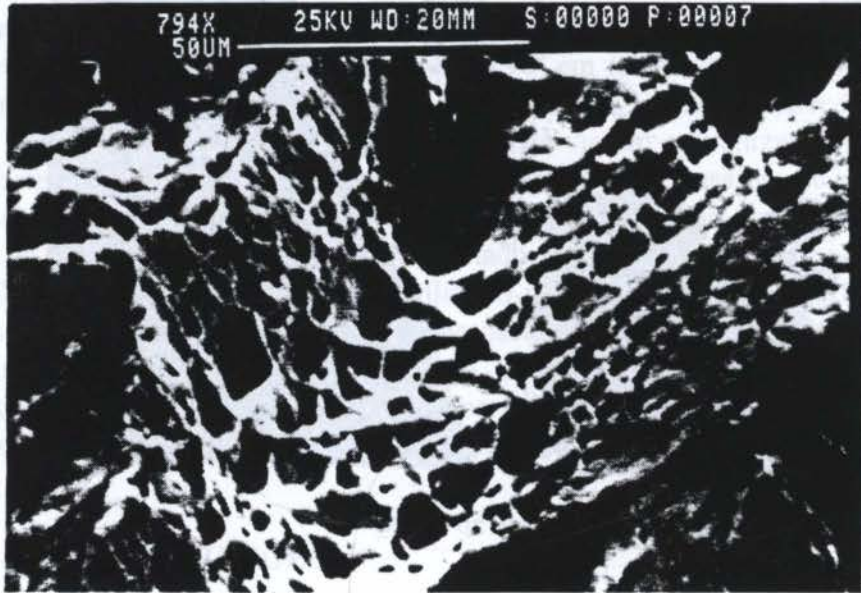


Figura 3- Microfractografia do aço IF microligado ao titânio mostrando os dimples coalescidos e dimples menores, porém apresentando uma profundidade considerada.

#### 4. CONCLUSÕES

- O aço apresentou um limite de escoamento e limite de resistência à tração compatíveis a um aço utilizado em processos de estampagem extra-profunda.
- Os resultados obtidos nos ensaios de tração sugerem que o material possui uma baixa anisotropia planar das propriedades mecânicas. Estes resultados podem ser explicados pelos baixos teores de intersticiais encontrados no material, associado à correta execução do processamento termomecânico.
- Foi obtido um alongamento compatível aos alongamentos encontrados para os aços IF microligados ao titânio .
- A análise fractográfica constatou que macroscopicamente a fratura foi dúctil do tipo taçone apresentando uma alta redução de área. Microscopicamente a fratura apresentou , para as três condições ensaiadas, a fratura apresentou o coalescimento de microvazios como o mecanismo de fratura operante. Os microvazios e também os vazios já coalescidos apresentaram uma profundidade grande. Estas características observadas no mecanismo de fratura do aço IF estão coerentes com a rota de processamento termomecânico empregada e também com as características mecânicas apresentadas.



## 5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BORDIGNON, P. J. P. Microliga em Chapas de Aço para a Indústria Automobilística. In: *Seminário sobre Chapas Metálicas para a Indústria Automobilística*, São Paulo, pp. 147-161, 1992.

CETLIN, P.R., YUE, S., JONAS, J.J. Simulated Rod Rolling of Interstitial Free Steel, *ISIJ International*, vol. 33, pp. 488-497, 1994.

IRIE, T. Development of Extra-Deep Drawing Sheet Steels with Nb-Bearing Interstitial-Free Steels. In: *Baosteel International Symposium*, pp. 22-38, 1994.

SHIRASAWA, H. Recent Development of Cold Formable High Strength Hot Rolled Steels in Japan, In: *High Strength Steels for Automotive Symposium*, pp.03-10, 1994.

SUBRAMANIAM, S.V, PRIKRYL, M., GAULIN, B. D. Effect of Precipitate Size and Dispersion on Lankford Values of Titanium Stabilized Interstitial-Free Steels, *ISIJ International*, vol. 34, pp.61-69, 1994.

TAKECHI, H. Metallurgical Aspects on Interstitial-Free Sheet Steels from Industrial Viewpoints, *ISIJ International*, vol. 33, pp. 1-8, 1994

YOSHINAGA, N., USHIODA, K., AKAMATSU, S. Precipitation Behavior of Sulfides in Ti-added Ultra Low-carbon Steel in Austenite, *ISIJ International*, vol. 34, pp.24-32, 1994.



PAPER CODE: COB1401

**INFLUENCE OF THE NUMBER OF SPECIMENS IN THE REFERENCE  
TEMPERATURE DETERMINATION: THE MONTE-CARLO APPROACH /  
INFLUÊNCIA DO NÚMERO DE CORPOS DE PROVA NA DETERMINAÇÃO DA  
TEMPERATURA DE REFERÊNCIA: MÉTODO MONTE-CARLO**

Carlos Alexandre de J. Miranda<sup>1</sup> & John D. Landes<sup>2</sup>

<sup>1</sup>*IPEN-CNEN/SP, SP, Brazil, e-mail: cmiranda@net.ipen.br*

<sup>2</sup>*University of Tennessee at Knoxville, TN, USA; e-mail: John-Landes@utk.edu*

**Abstract**

This work verifies the assumption of six results to determine the master curve for ferritic steels, as stated by the draft #13 of the ASTM E08.08 subcommittee, using the Reference Temperature approach. The Monte-Carlo Method was used to select the analyzed subsets representing the experimental results taken from an infinite 'universe' that fits perfectly the so-called Weibull Three-Parameter probability distribution. This verification becomes important due to the large results scatter in the transition and no defined reliability level in that assumption. A direct approach to address this problem defining an 'universe' represented by a finite set of results was presented in the part I of this work. It showed the necessity of a new approach to consider the infinity possible results given by an experiment. The reliability of the master curve obtained with a given subset of experimental results is indicated as well the minimum number of experimental results necessary to have a confidence level of 90%, 95% or 98% in the obtained Reference Temperature value and the respective Master Curve.

**Keywords**

Fracture Mechanics, Transition, Reference Temperature, Reliability

Mecânica da Fratura, Transição, Temperatura de Referência, Confiabilidade

**1. INTRODUCTION**

A previous work [1] tried to address the problem of the determination of the reliability level, using the procedure proposed in the ASTM draft #13 [2] to determine the reference temperature ( $T_0$ ) for ferritic steels in the transition region. In order to apply this draft version a minimum of six valid experimental results are necessary to obtain  $T_0$  and, consequently, the curve defining the average behavior of the fracture mechanics toughness values with the temperature, in the transition region, named Master Curve. This curve is represented by eq. (1), where  $T$  is the test temperature and  $KJc_{med}$  is the median toughness value of the material as function of  $(T-T_0)$ .

Due to the large scatter presented by the measured toughness values in this transition region, a statistical treatment in the data is likely to be used. This is done with the so called

2079



Weibull three-parameter statistical distribution - eq. (2.a), where  $P$  - eq. (2.b) - is the probability to occur fracture below  $KJc$ . It is assumed  $K_{min}=20 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$  and  $m=4$  [2].  $N$  is the number of experimental toughness values obtained at the test temperature  $T$  and  $i$  is the order of a given value after it is arranged in an increasing order.  $P$  is usually given by eq. (2.b). So in eq. (2.a)  $K_o$  is the only parameter to be determined by a best fit procedure given by eq. (3).

$$KJc, med = 30 + 70e^{0.019(T-T_o)} \tag{1}$$

$$1 - P = \exp\left(-\left[\frac{KJc - K_{min}}{K_o - K_{min}}\right]^m\right) \tag{2.a}; \quad P = \frac{i - 0.3}{N + 0.4} \tag{2.b}$$

$$K_o = \left(\frac{\sum_{i=1}^N (KJc, i - K_{min})^m}{N - 0.3068}\right)^{1/4} + K_{min} \tag{3}$$

**1.1. Previous Work:**

In [1], for a given  $(T-T_o)_u$  value, an approach defining a finite ‘universe’ with NTOT toughness values, that fits perfectly the three-parameter Weibull distribution, was adopted. From this ‘universe’ all possible subsets, formed by any NSET values, were sampled simulating the sets of experimental measurements and, by applying the procedure proposed in [2], the respective  $(T-T_o)_s$  values were calculated.

Two values for NTOT (20 and 40), three values for  $(T-T_o)_u$ : -50. °C, 0. °C and +50. °C and subsets with NSET values each, ranging from 3 to 10, were considered.

The  $(T-T_o)_s$  values, associated with all possible subsets, formed a distribution, having been counted how many values fall in each of the three regions defined in the range of the  $Dt=(T-T_o)_s$  values:

1 <sup>st</sup> region:	$Dt < (T-T_o)_u - 10^\circ\text{C}$
2 <sup>nd</sup> region:	$(T-T_o)_u - 10^\circ\text{C} < Dt < (T-T_o)_u + 10^\circ\text{C}$
3 <sup>rd</sup> region:	$Dt > (T-T_o)_u + 10^\circ\text{C}$

The relative count obtained in the 2<sup>nd</sup> region defines a kind of reliability or confidence in the results ( $T_o$  determination) when NSET values are experimentally obtained.

As a conclusion, it was shown the influence of the reliability with the adopted NSET, having the results shown that a bigger set should be used in the analysis. The adopted approach, sampling all possible subsets, became impractical with a ‘universe’ bigger than the used ones, suggesting that a new approach might be adopted.

This work tries to address the same problem already analyzed in [1], but using the Monte-Carlo Method: how to determine the degree of reliability in the reference temperature determination when using a set with NSET experimental toughness values.

**2. WORK METHODOLOGY**

This work, following the philosophy of the Monte-Carlo Method, will assume an ‘universe’ with infinite values of probabilities  $P$ , ( $0 \leq P \leq 1$ ) and, from these, it will be randomly sampled NSET values. Applying the basic equations (1), (2) and (3) in the appropriated fashion, the respective values that simulates, again, a set of experimental toughness values will be obtained. To do this, an initial value of  $(T-T_o)_u$ , associated with the ‘universe’, i.e.: the



material reference temperature, has to be adopted. As previously stated, this work considers three temperature values:

$$(T-T_o)_u = -50^{\circ}\text{C}, 0^{\circ}\text{C}, \text{ and } +50^{\circ}\text{C}.$$

To establish the number of subsets (NCOMB) to be sampled some tests were made using

$$\text{NCOMB} = 10^3, 10^4, \text{ and } 10^5.$$

As will be shown in the next section, NCOMB=10<sup>4</sup> was the best value, combining precision in the results with lesser computing time.

For each NSET 'toughness' values the respective (T-T<sub>o</sub>)<sub>s</sub> value is obtained. The treatment of each subset, as well as the treatment of the NCOMB (T-T<sub>o</sub>)<sub>s</sub> values, follows the description already made in [1].

For the scope of this work, the procedure described above was applied to verify the influence of the number of specimens in the reference temperature determination, adopting, at each time,

$$\text{NSET} = 3, 4, 5, 6, 8, 10, 14, 20, 40, \text{ and } 100.$$

Therefore, the matrix of the performed analyses is formed by 3x3x10 studied cases.

### 3. RESULTS

For each assumed (T-T<sub>o</sub>)<sub>u</sub> value, NCOMB values of (T-T<sub>o</sub>)<sub>s</sub>, associated with the sampled sets of NSET values each, were obtained. The range of the (T-T<sub>o</sub>)<sub>s</sub> values was divided in NGROUP divisions and, then, it was counted how many (T-T<sub>o</sub>)<sub>s</sub> fell in each division. This procedure allowed the construction of curves like those presented in figures 1 to 5 with some of the obtained results in terms of the (T-T<sub>o</sub>)<sub>s</sub> distributions.

As can be seen from these figures, the distribution is steadily narrowing for increasingly NSET values, independently of the adopted value for NCOMB.

The influence of the adopted NCOMB value can be seen in figures 6 to 8, obtained from the distributions like those shown in figures 1 to 5, after dividing the range of the (T-T<sub>o</sub>)<sub>s</sub> in the three mentioned regions. A best visualization of this influence is shown in figures 9 to 11.

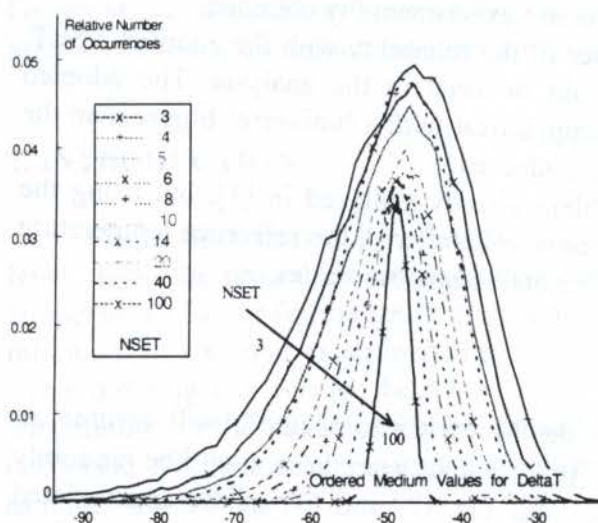


Figure 1: (T-T<sub>o</sub>)<sub>u</sub> = -50 °C, NCOMB = 10<sup>5</sup>

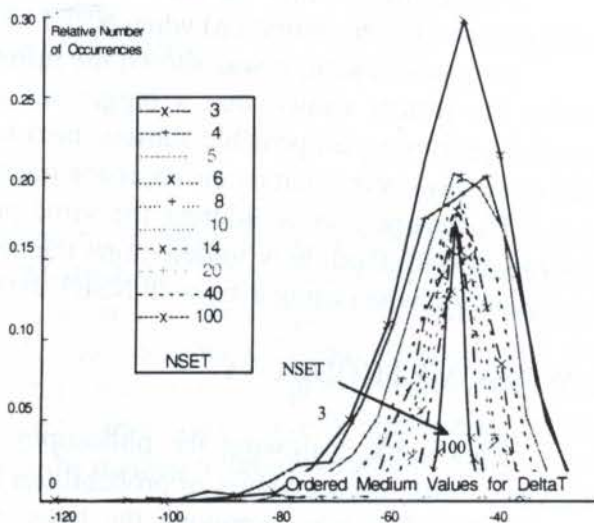


Figure 2: (T-T<sub>o</sub>)<sub>u</sub> = -50 °C, NCOMB = 10<sup>3</sup>



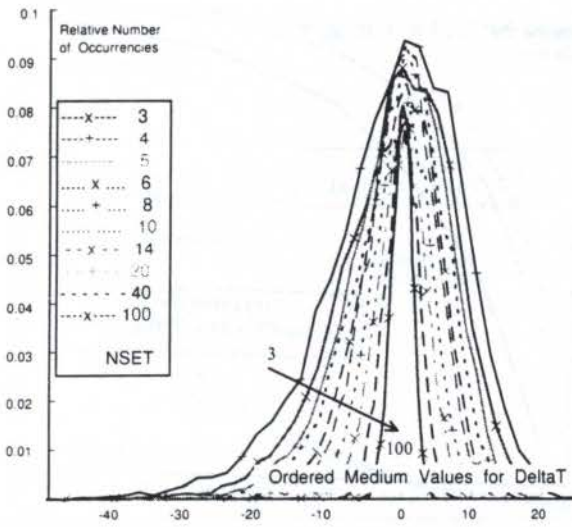


Figure 3:  $(T-T_o)_u = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $NCOMB = 10^4$ .

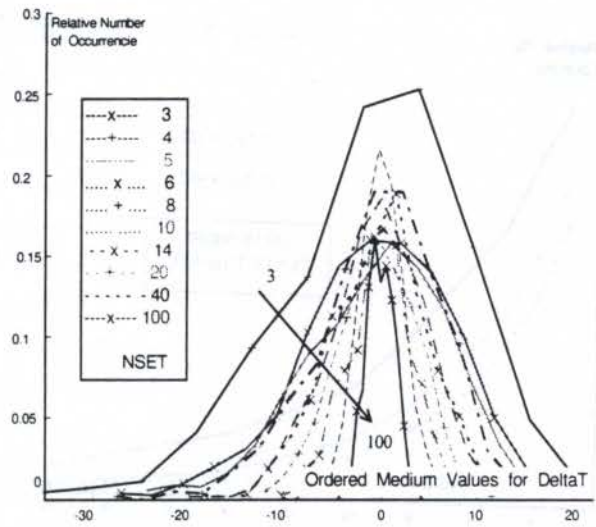


Figure 4:  $(T-T_o)_u = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $NCOMB = 10^3$ .

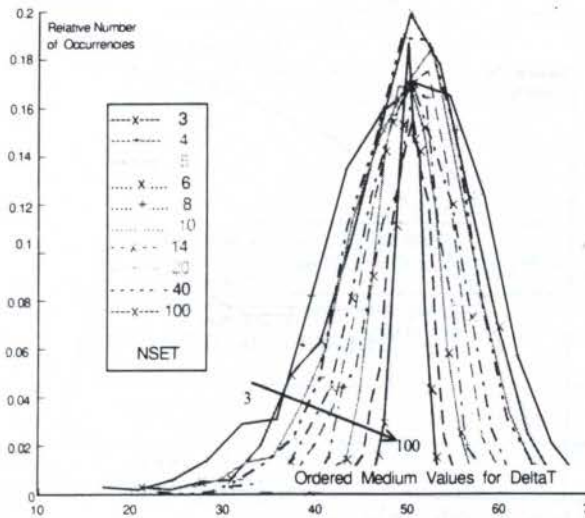


Figure 5.a:  $(T-T_o)_u = +50 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $NCOMB = 10^3$ .

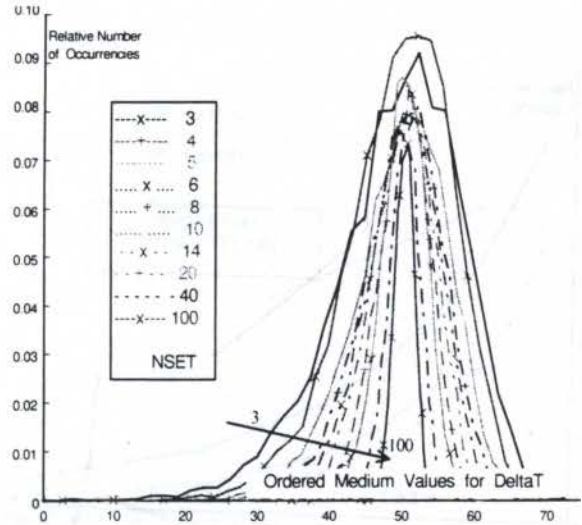
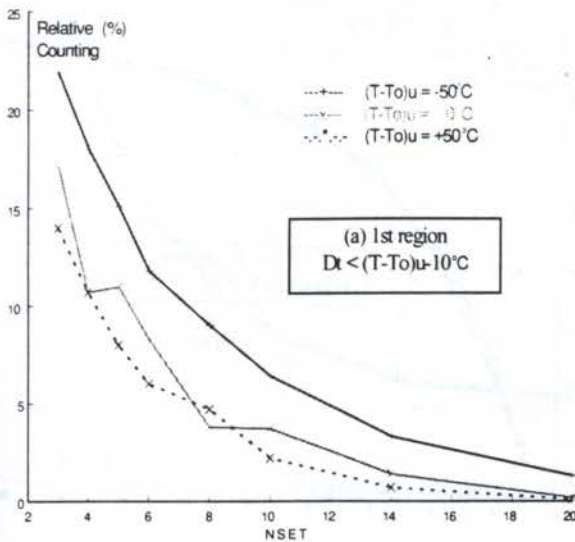
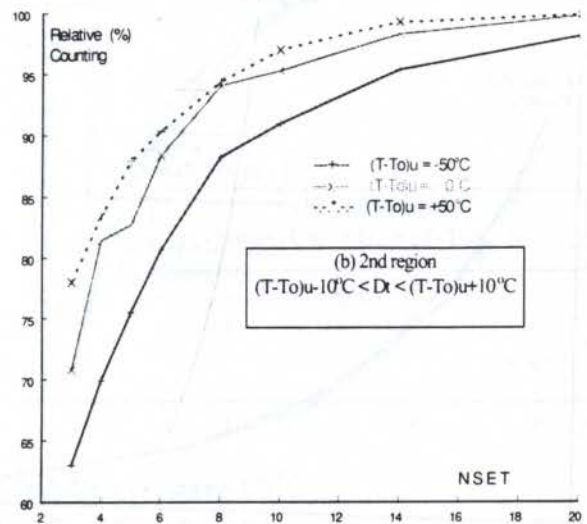


Figure 5.b:  $(T-T_o)_u = +50 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $NCOMB = 10^4$ .



(a) 1st region  
 $\Delta T < (T-T_o)_u - 10 \text{ }^\circ\text{C}$



(b) 2nd region  
 $(T-T_o)_u - 10 \text{ }^\circ\text{C} < \Delta T < (T-T_o)_u + 10 \text{ }^\circ\text{C}$

Figure 6: Relative Counting X NSET ( $NCOMB = 10^3$ )

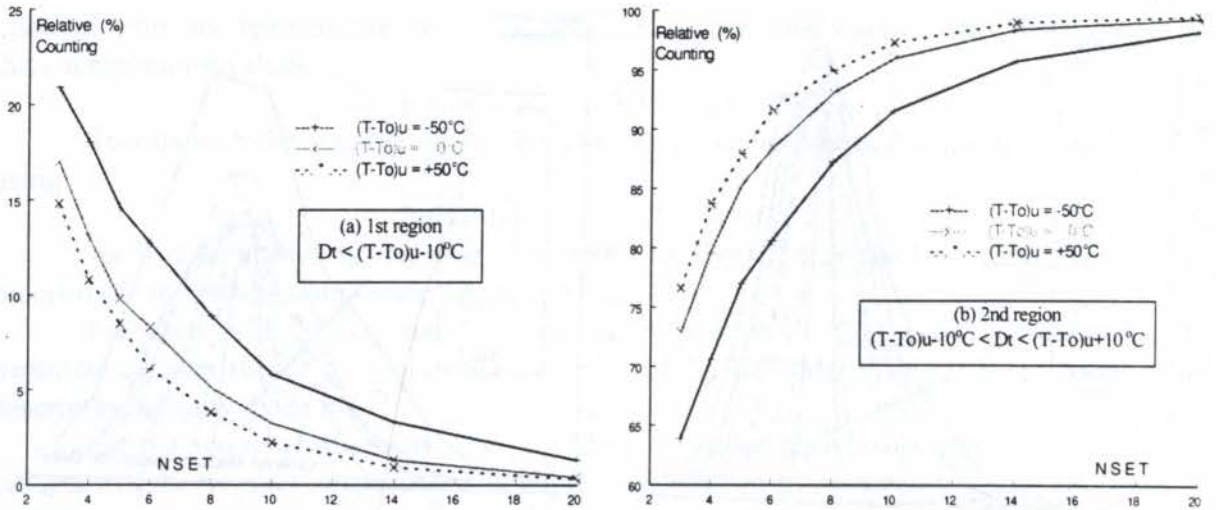


Figure 7: Relative Counting X NSET ( $N_{COMB} = 10^4$ )

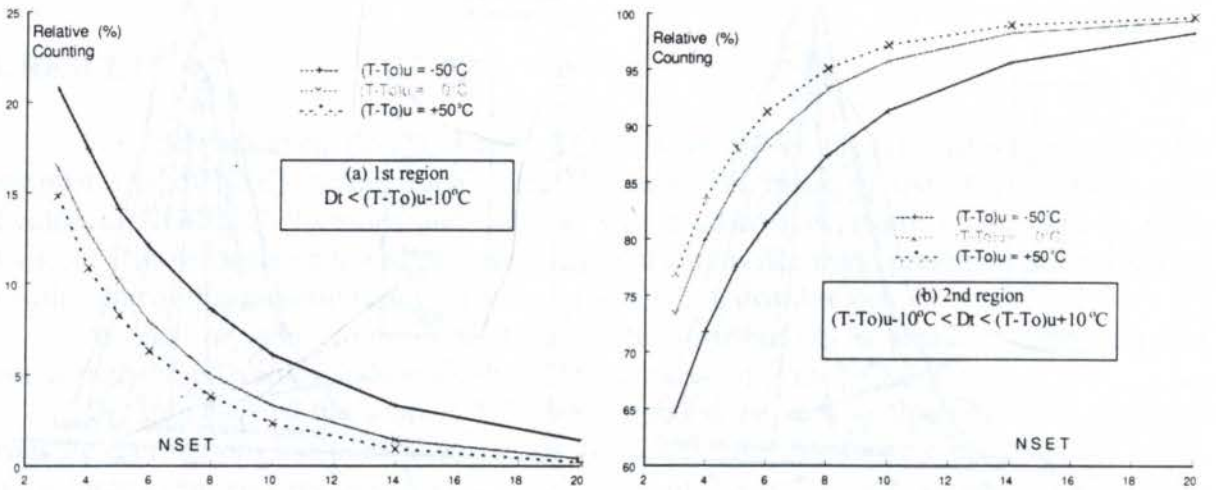


Figure 8: Relative Counting X NSET ( $N_{COMB} = 10^5$ )

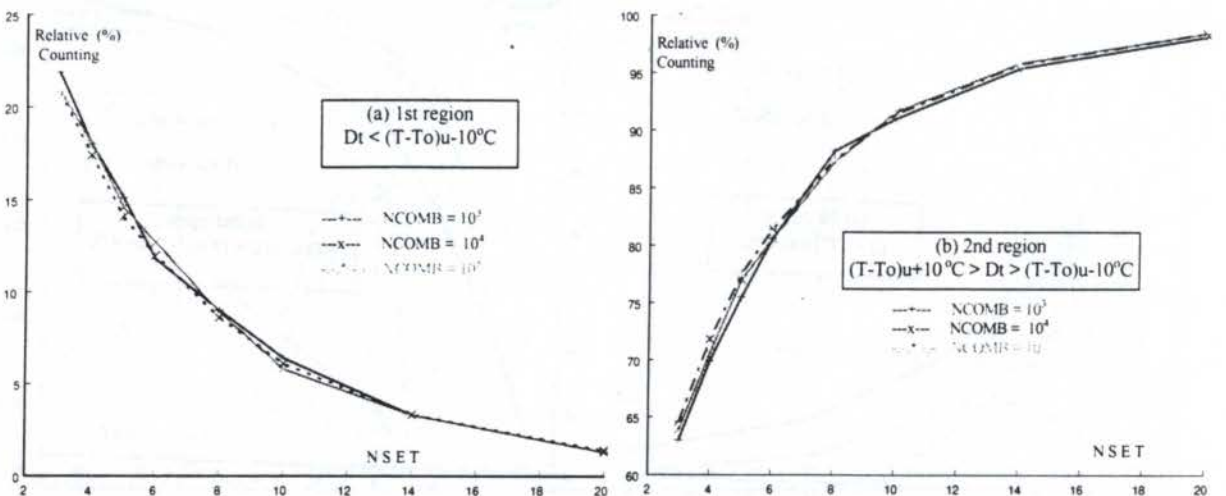




Figure 9: Influence of NCOMB, for  $(T-T_o)_u = -50\text{ }^\circ\text{C}$

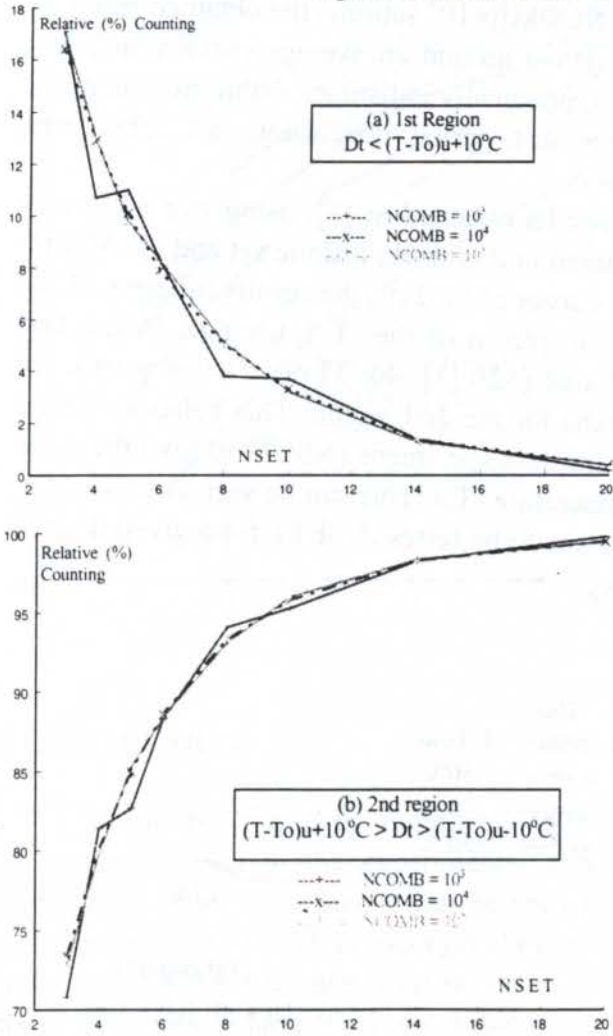


Figure 10: Influence of NCOMB, for  $(T-T_o)_u = 0\text{ }^\circ\text{C}$

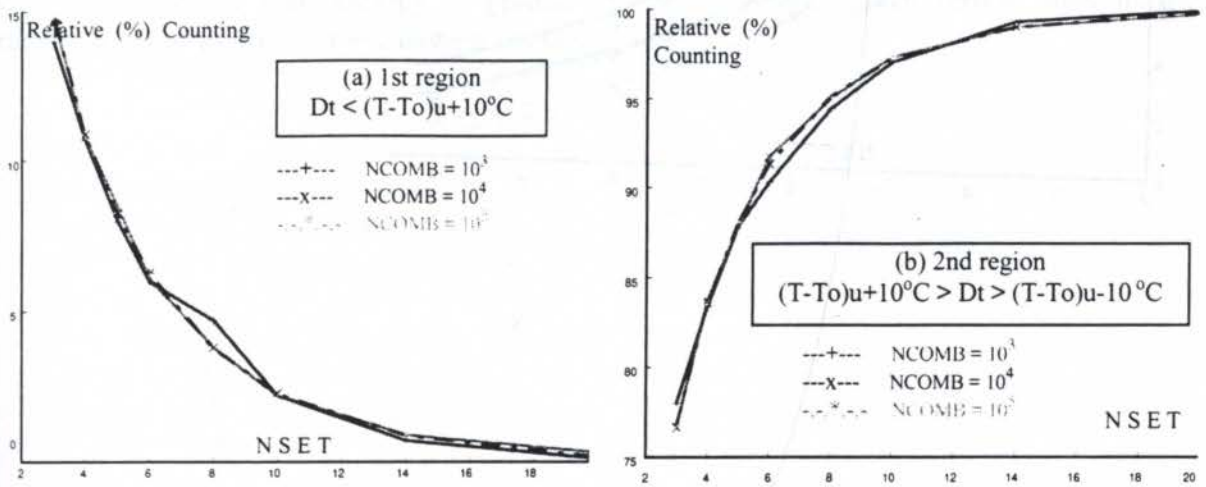
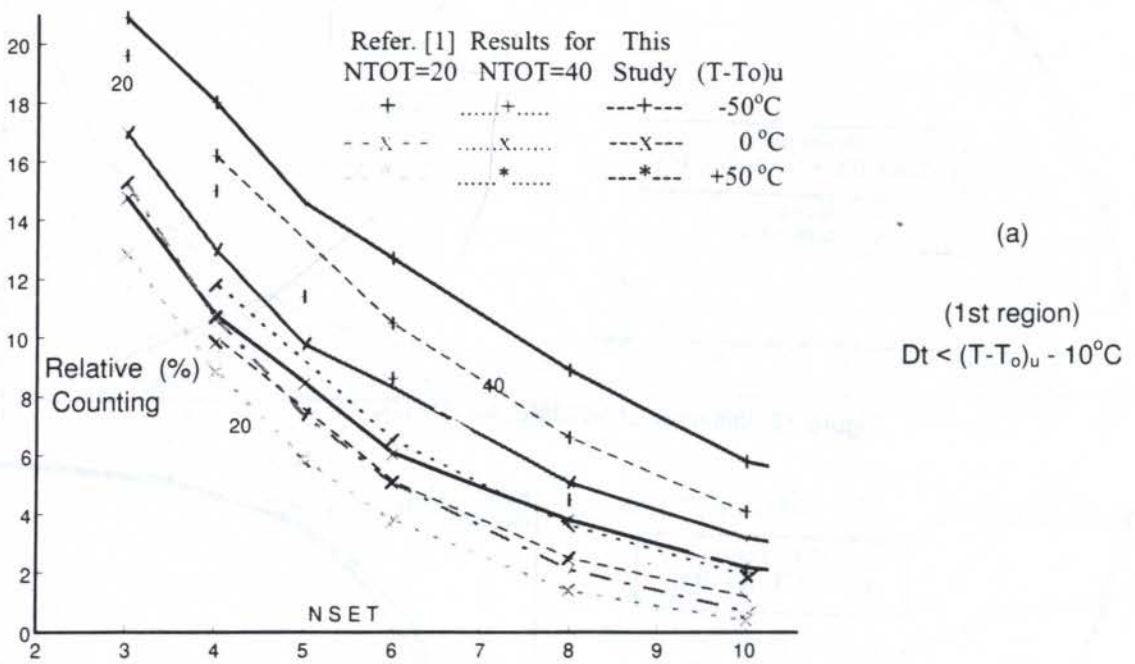


Figure 11: Influence of NCOMB, for  $(T-T_o)_u = +50\text{ }^\circ\text{C}$

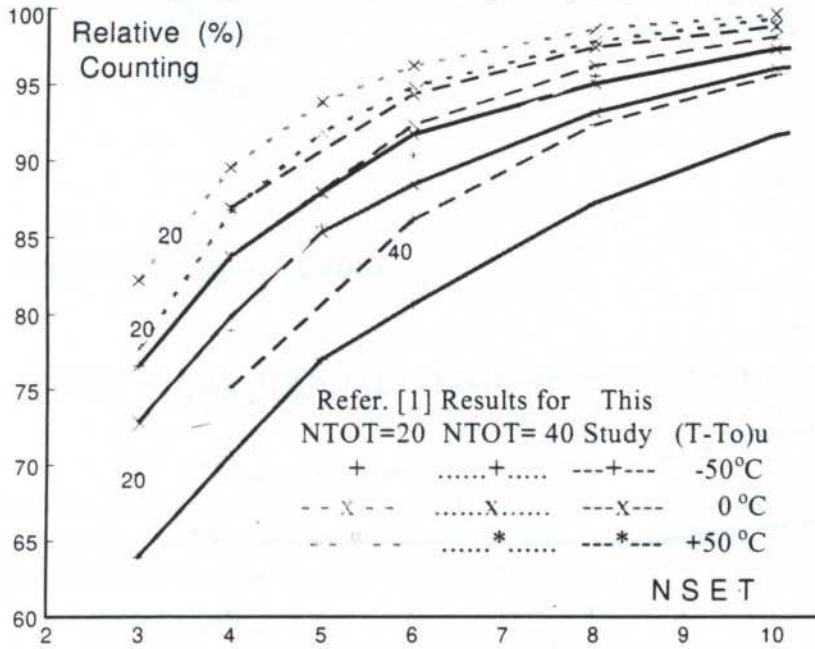
4. DISCUSSION

From figures 9 to 11 one can see that, for  $N_{COMB}=10^3$  subsets, the obtained result do not produce a smooth curve. It presents an oscillation around an average curve which was obtained with  $N_{COMB}=10^4$  subsets. This curve is, practically indistinguishable from that one obtained using  $N_{COMB}=10^5$  subsets. So, after this partial conclusion, all subsequent calculations were done using  $N_{COMB}=10^4$  subsets.

Figure 12 presents a comparison of the results obtained in [1], using two finite sets with 20 and with 40 values, with those ones obtained in this work, infinite set and the Monte-Carlo Method. It can be seen, for the respective curves of  $(T-T_o)_u$ , the results in terms of the relative counting obtained for the 1st and the 2nd region of the  $(T-T_o)_s$  range. In the first region the obtained curves, for a given  $N_{TOT}$  value ( $=20$  [1],  $40$  [1] or  $\infty$  - this work), are greater for the greater  $N_{TOT}$ . The inverse happens for the 2nd region. This behavior shows that, for an increasing  $(T-T_o)_u$  it is necessary to test less specimens ( $N_{SET}$ ) to give the same level of confidence in the obtained reference temperature ( $T_o$ ). This can be seen clearly in fig. 13, which shows the minimum number of specimens to be testes ( $N_{SET}$ ), for a given desired confidence level, as function of the  $(T-T_o)_u$  value.







(b)

(2nd region)  
 $(T-T_o)_u + 10^\circ\text{C} > Dt >$   
 $>(T-T_o)_u - 10^\circ\text{C}$

Figure 12:  
 Comparison Between [1]  
 and the Present Work

5. CONCLUSION

It was shown how the confidence in the reference temperature varies with the number of specimens used in the experimental measurements. Figure 13 shows graphically this dependence. And, from this, it can be seen that using 6 specimens, or *six valid results*, as stated in the draft #13 [2], one can get about 90% of confidence, when the test temperature (T) is the same of the reference temperature  $T_o$ , i.e.:  $(T-T_o)_u=0^\circ\text{C}$ . For the same  $(T-T_o)_u$  we need about 15 results to have 98% of confidence in the  $T_o$  determination. The behavior shown by the curves in fig. 13 is directly related to the master curve definition.

This level of confidence, in a given set of results in the transition, is also important when applying the methodology to predict the behavior of a given ferritic steel in the transition [3] or to predict the cleavage stress value [4].

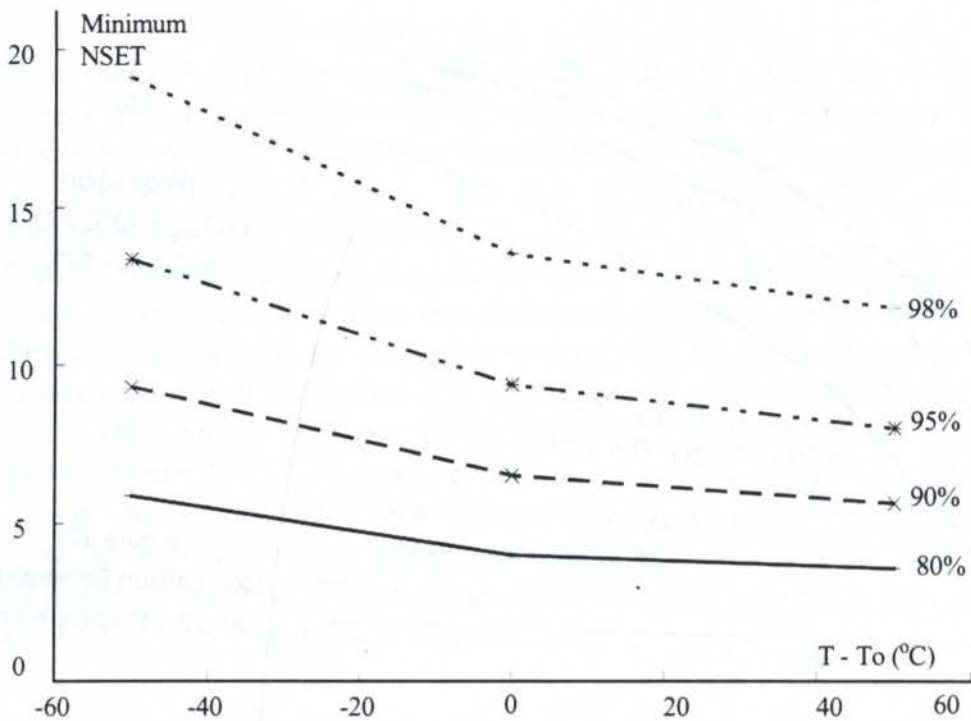


Figure 13: Confidence Level X NSET in the  $T_0$  Determination

## 7. REFERENCES

- [1] Miranda, C. A. J., Landes, J. D. Influence of the Number of Specimens in the Reference Temperature Determination - Initial Approach, *14<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering*, COBEM/97, Bauru - SP, Brazil, 1997.
- [2] Test Method for Determination of the Reference Temperature,  $T_0$ , for Ferritic Steels in the Transition Range, ASTM Draft #13, American Society for Testing and Materials, 1996.
- [3] Miranda, C. A. J. and Landes J. D. Behavior Prediction in the Ductile-to-Brittle Transition, Part I: an Overview, *XI ENFIR - 11<sup>th</sup> Meeting on Reactor Physics and Thermal Hydraulics*, August 18-22, 1997, Poços de Caldas, MG, Brazil.
- [4] Miranda, C. A. J. and Landes J. D. Behavior Prediction in the Ductile-to-Brittle Transition, Part II: Cleavage Stress Prediction, *XI ENFIR - 11<sup>th</sup> Meeting on Reactor Physics and Thermal Hydraulics*, August 18-22 1997, Poços de Caldas, MG, Brazil.



PAPER CODE: COB1082

**PROPRIEDADES MECÂNICAS DE UMA LIGA Al-Li / MECHANICAL  
PROPERTIES OF AN Al-Li ALLOY**

Luis Augusto Hernandez Terrones, Christianne dos Santos Ferreira & Sérgio Neves Monteiro  
*Laboratório de Materiais Avançados, Centro de Ciência e Tecnologia - UENF*  
CEP 28015-620 Campos dos Goytacazes-RJ, Brasil - Fax: (0247) 23-0160

**Abstract**

In this work the mechanical properties of a 2090 Al-Li alloy were determined for different thermo mechanical treatments. These treatments correspond to the alloys in the conditions of solution treated and aged at different times, with and without previous deformation. The results of tension tests have shown an increase in the strength of the material (yield and ultimate stresses) with the aging time. The best results were obtained for samples which were pre-deformed before aging. The ductility was greater for the solution treated material and decreases for the aged alloy. An improvement in the ductility occurs for the pre-deformed samples before aging.

The changes observed in the tensile properties are related to the different precipitates formed during the aging treatment as well as to the increase in dislocation density due to the pre-deformation before aging.

**Keywords**

Mechanical Properties, Aluminum Alloy, Precipitation, Tension Test, Dislocations

**Palavras-Chave**

Propriedades Mecânicas, Ligas de Alumínio, Precipitação, Ensaio de Tração, Discordâncias.

**1. INTRODUÇÃO**

As ligas do sistema Al-Li apresentam propriedades mecânicas de alta resistência e baixa densidade, (Sanders *et al.*, 1978). Estas ligas são endurecíveis por tratamento de envelhecimento ou precipitação e surgem com o objetivo de substituir as ligas tradicionais de alumínio de alta resistência, das séries 2XXX e 7XXX. Embora a substituição das ligas convencionais de Alumínio pelas novas ligas de Al-Li não tenha sido completada, as ligas Al-Li têm a sua aplicação garantida na indústria aeroespacial, (Rioja *et al.*, 1992). Estas ligas apresentam também boas propriedades mecânicas a baixas temperaturas, motivo pelo qual são utilizadas em aplicações criogênicas (Rao *et al.*, 1988 e Chu *et al.*, 1991).

A micro e subestrutura presentes na liga dependem da condição de tratamento térmico a que foi submetida e são responsáveis pelas propriedades mecânicas. As características micro e subestruturais mais importantes nesta liga Al-Li são os diversos tipos de precipitados formados durante o envelhecimento e a subestrutura de discordâncias (Xiaoxin *et al.*, 1990, Kim *et al.*, 1993 e Terrones, 1996).

No presente trabalho são determinadas as propriedades mecânicas de uma liga Al-Li-Cu a partir dos ensaios de tração do material em diversas condições de tratamento térmico e estas

propriedades são relacionadas à subestrutura observada mediante microscopia eletrônica de transmissão.

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O material utilizado neste trabalho foi a liga Al-Li-Cu 2090 produzida pela ALCOA, na forma de chapa laminada com 12,7 mm de espessura. A composição química nominal desta liga é apresentada na Tabela 1, e as propriedades mecânicas na condição comercial T8E41, estão apresentadas na Tabela 2.

Tabela 1: Composição Química Nominal da Liga 2090

Elemento	Li	Cu	Mg	Mn	Si	Fe	Zn	Zr
% Peso	1.9-2.6	2.4-3.0	0.25	0.05	0.10	0.12	0.10	0.08-0.15

Tabela 2: Propriedades Mecânicas da Liga 2090 na Condição T8E41

Tensão de Escoamento $\sigma_e$ (MPa)	Resistência Máxima $\sigma_m$ (MPa)	Ductilidade (% EL)
527	564	8-10

Da chapa, na condição como recebido T8E41, foram obtidos na direção de laminação, os corpos de prova para os ensaios de tração; estes corpos de prova foram submetidos a tratamentos térmicos de solubilização a 530°C durante 1 hora e de envelhecimento a 160 °C durante 8 e 24 horas. Algumas amostras foram pré-deformadas 5% antes do envelhecimento. Na Tabela 3 estão apresentadas as amostras estudadas e a condição de tratamento térmico de cada uma delas.

Corpos de prova cilíndricos com dimensões de 20 mm de comprimento e 3,5 mm de diâmetro foram ensaiados em tração, em máquina Instron com taxa de deformação  $\dot{\epsilon} = 4,2 \times 10^{-5} \text{ s}^{-1}$ . Dos corpos de prova ensaiados em tração, foram obtidas as amostras para sua observação por microscopia eletrônica de transmissão (MET).

As amostras para MET foram preparadas cortando-se pequenos discos de 3 mm de diâmetro e aproximadamente 150  $\mu\text{m}$  de espessura. O polimento final destes discos foi feito eletroliticamente a -25°C utilizando como eletrólito a solução 30% HNO<sub>3</sub> em metanol. As regiões mais finas nesses discos foram observadas em um microscópio JEOL JEM 2000FX e a voltagem usada foi 200 kV.

Tabela 3: Amostras para Ensaio de Tração

Amostra	Tratamento
S	solubilização
SE24	solubilização e envelhecimento 24 horas
SPE8	solubilização, pré-deformação 5% e envelhecimento 8 horas
SPE24	solubilização, pré-deformação 5% e envelhecimento 24 horas

## 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A curva  $\sigma_v$ - $\epsilon_v$  e a subestrutura para o material na condição solubilizado (S) está apresentada na Figura 1. As propriedades mecânicas desta amostra (S) determinadas a partir do ensaio de tração são tensão de escoamento ( $\sigma_e$ ) = 157 MPa, resistência máxima ( $\sigma_{max}$ ) =



322 MPa e uma elongação (% EL) = 16,4%. As observações, por MET, do material nesta condição indicam a presença de emaranhados de discordâncias e ausência de precipitados devido ao tratamento de solubilização.

A Figura 2 mostra a curva  $\sigma_v$ - $\epsilon_v$  e a subestrutura do material solubilizado e envelhecido 24 horas (amostra SE24). As propriedades mecânicas do material nesta condição (SE24), obtidas a partir do ensaio de tração são:  $\sigma_e = 437$  MPa,  $\sigma_{max} = 520$  MPa e % EL = 2,2%. A subestrutura, observada por MET, do material nesta condição (SE24) consiste de emaranhados de discordâncias interagindo com os precipitados alongados  $T_1(Al_2CuLi)$  formados durante o envelhecimento. Também é observada a presença massiva de partículas esféricas  $\delta'$  ( $Al_3Li$ ).

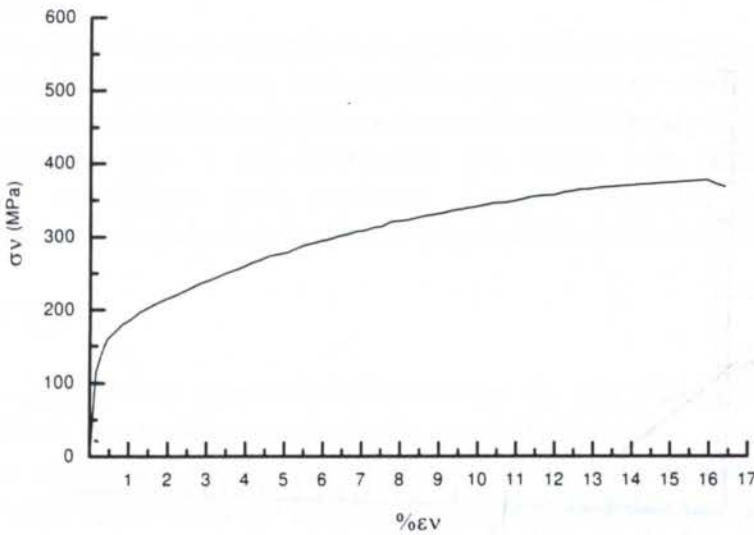


Figura 1 - Curva  $\sigma_v$ - $\epsilon_v$  para a amostra solubilizada (S).

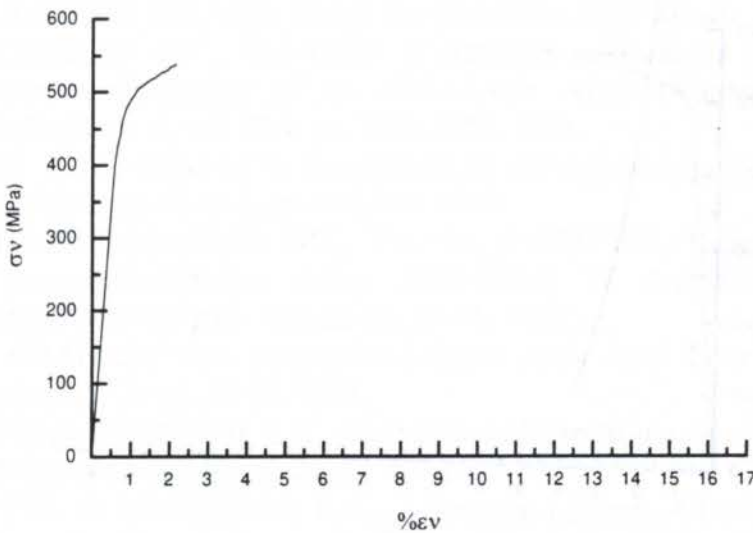


Figura 2 - Curva  $\sigma_v$ - $\epsilon_v$  para a amostra SE24.

A Figura 3 mostra a curva  $\sigma_v-\varepsilon_v$  e a subestrutura do material solubilizado, pré-deformado 5% e envelhecido 8 horas (SPE8).

As propriedades mecânicas obtidas a partir do ensaio de tração são:  $\sigma_e = 456$  MPa,  $\sigma_{max} = 528$  MPa e % EL = 5,4%. As observações por MET mostram que a subestrutura do material nesta condição é de emaranhados de discordâncias interagindo com precipitados alongados  $T_1(Al_2CuLi)$  e partículas esféricas de  $\delta'(Al_3Li)$ .

Na Figura 4 é apresentada a curva  $\sigma_v-\varepsilon_v$  e a subestrutura do material solubilizado, pré-deformado 5% e envelhecido 24 horas (amostra SPE24). As propriedades mecânicas do material nesta condição SPE24, determinadas a partir do ensaio de tração são:  $\sigma_e = 465$  MPa,  $\sigma_{max} = 540$  MPa e % EL = 7,6%. A subestrutura desta amostra consiste de uma alta densidade de discordâncias emaranhadas interagindo com os precipitados alongados  $T_1(Al_2CuLi)$  e esféricos  $\delta'(Al_3Li)$ .

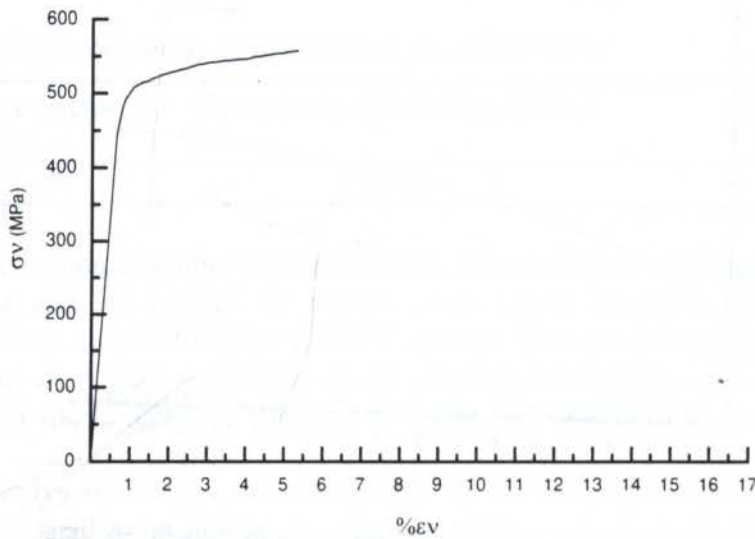


Figura 3 - Curva  $\sigma_v-\varepsilon_v$  para a amostra SPE8.

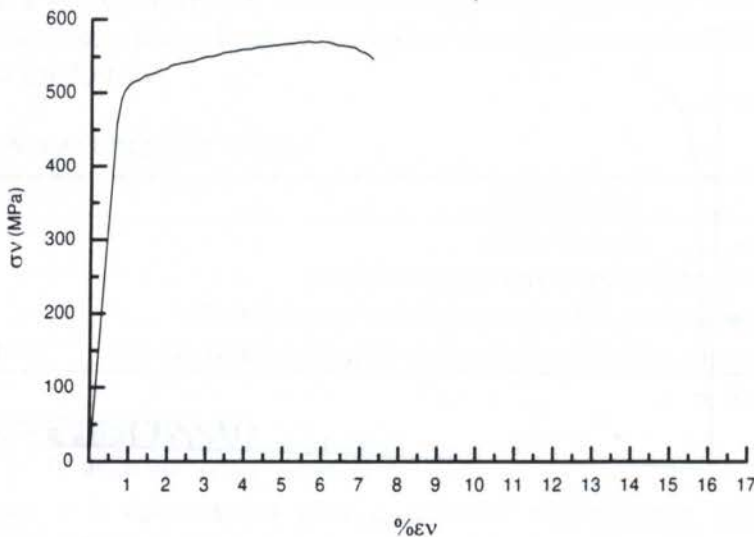


Figura 4 - Curva  $\sigma_v-\varepsilon_v$  Amostra SPE24.



A variação das propriedades mecânicas deste material nas diversas condições de tratamento térmico está relacionada diretamente com a subestrutura apresentada pelas amostras. No caso do material solubilizado (S), onde não foram observados precipitados, a resistência é consequência da presença e da interação das discordâncias.

Na amostra SE24 observa-se a presença dos precipitados alongados  $T_1(Al_2CuLi)$  e esféricos  $\delta'(Al_3Li)$ . A presença destes precipitados e a sua interação com as discordâncias resulta, no aumento da resistência do material.

Com uma pré-deformação de 5% antes do envelhecimento e um envelhecimento de 8 horas, amostra SPE8, melhora-se a resistência mantendo-se uma boa ductilidade. Isto como consequência da melhor distribuição dos precipitados e sua interação com as discordâncias.

As melhores propriedades mecânicas de resistência e ductilidade obtidas na amostra SPE24 corresponderam ao material pré-deformado 5% e envelhecido 24 horas. A subestrutura desta amostra consiste de uma alta densidade de emaranhados de discordâncias interagindo com os precipitados.

O aumento da resistência do material à medida que aumenta o tempo de envelhecimento é devido à formação dos precipitados. Uma melhor combinação de resistência e ductilidade é encontrada nas amostras pré-deformadas antes do envelhecimento. Isto decorre do fato que as discordâncias formadas com a pré-deformação são locais para nuclear e formar os precipitados com distribuição mais uniforme. Estes precipitados interagem com as discordâncias dando como resultado as melhores propriedades mecânicas da liga.

#### 4. CONCLUSÕES

1. Existe uma variação nas propriedades mecânicas da liga Al-Li 2090 em função da subestrutura resultante dos tratamentos térmicos a que foi submetida.
2. A resistência aumenta à medida que aumenta o tempo de envelhecimento devido a formação dos diversos precipitados, os quais interagem com as discordâncias.
3. A melhor combinação das propriedades mecânicas de resistência e ductilidade foram encontradas em amostras pré-deformadas antes do envelhecimento, devido a uma melhor distribuição dos precipitados formados nas discordâncias.

#### 5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BOBECK, G.E. & FROES, F.H. Light Metals for the 1990's, *Light Metals Age*, June 1990.
- CHU, D. & MORRIS Jr. J.W., The Effect of Through - Thickness Anisotropy on the Cryogenic Mechanical Properties of na Al-Cu-Li-Zr Alloy (Vintage III 2090-T81), *Metallurgical Transactions A*, vol. 22A, pp. 1789-1799, 1991.
- KIM, N.J. & LEE, E.W., Effect of  $T_1$  Precipitates on the Anisotropy of Al-Li Alloy 2090, *Acta Metallurgica Mat.*, vol.41, nº 3, pp. 941-948, 1993.
- RAO, V.K.T., HAYASHIGATANI, H.F., YU, W. & RITCHIE, R.O., On the Fracture Toughness of Aluminum-Lithium Alloy 2090-T8E41 at Ambient and Cryogenic Temperatures, *Scripta Metallurgica*, vol. 22, pp. 93-98, 1988.
- RIOJA, R.J. & GRAHAM, R.H. Aluminum-Lithium Alloy Find Their Niche, *Advanced Materials and Process*, nº 6, pp. 23-26, 1992.
- SANDERS Jr., T.H. & BALMUTH, E.S., Aluminum-Lithium Alloys: Low Density and High Stiffness, *Metal Progress*, vol. 113, pp. 32-37, 1978.
- SANDERS Jr., T.H. & STARKE Jr., E.A., Aluminum-Lithium Alloys, 1st International Aluminum Lithium Conference. Stone Mountain, G.A., May 19-21, 1980. *Metallurgical Society of AIME*, Warrendale, P.A., 1981.

TERRONES, L.A.H., Subestrutura Encruada de uma Liga Al-Li-Cu-Zr. Solubilizada e Envelhecida com e sem Pré-Deformação. Tese de Doutorado, COPPE/UFRJ, Setembro, 1996.

XIAOXIN, Y. & MARTIN, J.N., The Effects of Stretch and Heat Treatment on Microstructure and Mechanical Properties of na Al-Li-Cu-Mg-Zr Alloy, *Materials Science and Engineering*, vol. A1 128, pp. 113-118, 1990.





PAPER CODE: COB618

PROPRIEDADES MECÂNICAS MONOTÔNICAS E CÍCLICAS DE UM AÇO MICROLIGADO AO TITÂNIO E NÍQUEL NAS CONDIÇÕES COMO-FORNECIDO E NORMALIZADO / MONOTONIC AND CYCLIC MECHANICAL PROPERTIES OF A TITANIUM AND NICKEL MICROALLOYED STEEL IN AS-RECEIVED AND NORMALIZED CONDITIONS

OSCAR JOSÉ GIORGANI, TAUTO BRAS-DÃO PINTO, PETERSON FERRANDINI, VALDIR DE M. S. QUIMARÃES & ITAMAR FERREIRA

Departamento de Engenharia de Materiais, Faculdade de Engenharia de Bauru - UNESP  
R. 10, Caixa Postal 17007-900, Bauru, SP, Brasil. E-mail: oji@feg.unesp.br

# Tema 89

## Fratura e Fadiga

This paper presents work to analyze the monotonic and cyclic mechanical properties of the API 5L X65 steel, as provided and after normalizing conditions. Also, in the microstructural conditions as received (CF) and normalized (NF) conditions. Tensile and low cycle fatigue experiments were conducted in order to analyze the cyclic properties (yield strength, tensile strength, true stress-strain, cyclic hardening in area (CHA) and cyclic softening exponent (CS), cyclic stress-strain ratio (CSSL) and cyclic stress-strain ratio exponent (CR), and the cyclic ductility (CD) and cyclic ductility exponent (CE)). The results presented (a) It was observed that the NF condition showed better behavior in the range  $0.4\% \leq \Delta\epsilon_p \leq 1\%$ , when comparing to the CF condition. In high cycle fatigue, for low levels of mean stress, the NF condition presented better behavior when comparing to the CF condition, in spite of the values of CR, for these conditions, they are practically the same and equal to 0.12 MPa, due to the big difference between the fatigue strength exponent  $B = -0.074$  for the CF condition and  $B = -0.110$  for the NF condition. The CF condition presented cyclic softening for all strain ranges, and the NF condition presented cyclic softening for  $\Delta\epsilon_p \leq 0.8\%$  and cyclic hardening for  $\Delta\epsilon_p \geq 0.8\%$ . The incremental step-by-step method was very efficient for obtaining the cyclic stress-strain curve for the CF condition, when comparing to the conventional method (by using tensile specimens). However, for the NF condition, the results from a uniaxial tensile specimen are:

### Key words

Mechanical properties, Low cycle fatigue, Microalloyed steel, Propriedades mecânicas, Fadiga em baixo ciclo, Aço microaligado.

### 1. INTRODUÇÃO

As propriedades mecânicas dos materiais são fundamentais para o projeto (dimensões comerciais) de componentes estruturais, importantes na seleção de materiais e na pesquisa de envolvimento de novos materiais (ou microestruturas) e processos de fabricação, etc. As propriedades mecânicas básicas (resistência mecânica e ductilidade) são também parâmetros que indicam a conformabilidade e usabilidade dos materiais metálicos, sendo

COBEM

ΕΡΓΑΣΙΑ 6 ΕΡΩΤΗΣΕΙΣ

ΤΕΙ ΠΑΤΡΑΣ

ΠΡΩΤΟΕΤΗΣΙΟΝ ΤΕΧΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ  
ΕΡΩΤΗΣΕΙΣ ΚΑΙ ΑΠΑΝΤΗΣΕΙΣ  
ΤΡΡΩΝΕΣ, Γ.Α.Η., Σοβιετική Ένωση σε μια Έργη Αβ-Α-Καζι, Μοσκόβη, 1988.  
Επιθεωρητής με την Παναγιώτα Κοπέτση, Σχολική Σύμβουλος, 1988.  
ΧΑΔΩΝ, Γ. & ΜΑΡΤΙΝ, Τ.Ν., The Filter of Switch and How to Repair it, in  
Maintenance and Mechanical Properties of an Al-Li-Cu-Mg-Cr Alloy, Materials Science  
and Engineering, vol. A1 128, pp. 111-114, 1993.





PAPER CODE: COB618

**PROPRIEDADES MECÂNICAS MONOTÔNICAS E CÍCLICAS DE UM  
AÇO MICROLIGADO AO TI E NB NAS CONDIÇÕES COMO-  
FORNECIDO E NORMALIZADO/MONOTONIC AND CYCLIC MECHANICAL  
PROPERTIES OF A TITANIUM AND NIOBIUM MICROALLOYED STEEL IN AS-  
RECEIVED AND NORMALIZED CONDITIONS.**

ENRICO JOSÉ GIORDANI, TÁCITO BRANDÃO PINTO, PETERSON FERRANDINI,  
VALDIR ALVES GUIMARÃES & ITAMAR FERREIRA

*Departamento de Engenharia de Materiais, Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP*

*C.P. 6122 - CEP 13.083-970 Campinas, Brasil - E-mail: itamar@fem.unicamp.br*

**Abstract**

The purpose of this work is to analyze the monotonic and cyclic mechanical properties of the API 5L X65 steel, a titanium and niobium microalloyed low carbon steel, in two microstructural conditions: as-received -CF- and normalized (from 1193 K)-N1-. Tension and low cycle fatigue tests have been conducted in order to analyze the tension properties [yield strength ( $\sigma_e$ ), tensile strength ( $\sigma_t$ ), fracture stress ( $\sigma_f$ ), reduction in area (RA), and strain hardening exponent ( $n$ )] and low cycle fatigue properties [fatigue strength coefficient and exponent ( $\sigma'_f$  and  $b$ ), fatigue ductility coefficient and exponent ( $\epsilon'_f$  and  $c$ ), and cyclic strain hardening exponent ( $n'$ )]. It was observed that the N1 condition showed better behavior, in the range  $0.4\% < \Delta\epsilon/2 < 1\%$ , when comparing to the CF condition. In high cycle fatigue, for low levels of strain, the CF condition presented better behavior when comparing to the N1 condition, in spite of the values of  $\sigma'_f$  for these conditions, they are practically the same and equal to 1075 MPa, due to the big difference between the fatigue strength exponent:  $b = -0.074$  for the CF condition and  $b = -0.110$  for the N1 condition. The CF condition presented cyclic softening for all strain range, and the N1 condition presented cyclic softening for  $\Delta\epsilon/2 < 0.8\%$  and cyclic hardening for  $\Delta\epsilon/2 > 0.8\%$ . The *Incremental step (IS)* method was very efficient for obtaining the cyclic stress-strain curve for the CF condition, when comparing to the conventional method (by using several specimens). However, for the N1 condition the results from *IS* method were not satisfactory.

**Key words**

Mechanical properties, Low cycle fatigue, Microalloyed steel.  
Propriedades mecânicas, Fadiga em baixo ciclo, Aço microligado.

**1. INTRODUÇÃO**

As propriedades mecânicas dos materiais são fundamentais para o projeto (dimensionamento) de componentes estruturais, importantes na seleção de materiais e na pesquisa/desenvolvimento de novos materiais (ou microestruturas) e processos de fabricação, etc. As propriedades mecânicas básicas (resistência mecânica e ductilidade) são também parâmetros que indicam a conformabilidade e usinabilidade dos materiais metálicos, sendo

2094



assim importantes no projeto do processo de fabricação de componentes mecânicos. As propriedades de fadiga ou propriedades mecânicas cíclicas, são imprescindíveis no projeto de componentes que estão sujeitos a solitação cíclica, ou seja, a grande maioria dos componentes estruturais utilizados na indústria mecânica em geral.

As propriedades mecânicas monotônicas são geralmente obtidas a partir do ensaio de tração, ou seja, são propriedades obtidas com carregamento crescente ou monotônico com baixa taxa de deformação e estado uniaxial de tensão (corpos de prova lisos). As propriedades mecânicas cíclicas são aquelas associadas aos diferentes enfoques que se pode dar ao estudo da fadiga; fadiga em alto ciclo (ou fadiga controlada por tensões cíclicas), fadiga em baixo ciclo (ou fadiga controlada por deformações cíclicas) (Hertzberg, 1989). As propriedades mecânicas cíclicas associadas à fadiga em baixo ciclo (FBC) são importantes em aplicações como: seleção de materiais e/ou microestruturas para aplicações severas, ou seja, componentes estruturais solicitados com altos níveis de tensões nominais, ou aplicações onde ocorrem variações de temperatura (sujeitas a fadiga térmica), ou mesmo componentes estruturais com entalhes (Forrest, 1970).

O aço estudado nesse trabalho é o API 5L X65, aço microligado ao titânio e nióbio que vem sendo utilizado convencionalmente em tubulações industriais, ou seja, em aplicações severas, o que leva à necessidade do estudo de suas propriedades mecânicas como um todo. Diante desta necessidade, este trabalho tem por objetivos caracterizar e analisar as propriedades mecânicas monotônicas e cíclicas, sob condições de fadiga controlada por deformações cíclicas, deste aço, nas condições como-fornecido e normalizado.

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

O material utilizado neste trabalho foi um aço de baixo carbono microligado ao titânio e nióbio, de classificação API 5L X65, produzido pela COSIPA, sendo recebido na forma de chapas com espessura de 10 mm; foi fabricado pelo do processo de laminação controlada, tendo a microestrutura composta basicamente de ferrita e perlita, apresentando uma textura de laminação definida. Esta condição será designada COMO-FORNECIDO (CF) neste trabalho. A tabela 1 mostra a composição química em peso dos principais elementos presentes neste aço.

Tabela 1-: Composição química em peso dos principais elementos do aço API 5L X65.

Elemento	C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	V	Ti	Nb	Al
% peso	0,098	1,63	0,33	0,020	0,002	0,01	0,02	< 0,01	0,022	0,040	0,051

A seqüência de processamento e preparo dos corpos de prova a partir do material recebido foi, resumidamente, a seguinte: a chapa foi cortada e o material, quando necessário, foi normalizado, antes de ser usinado. Este procedimento foi adotado com a finalidade de se evitar a influência de alterações superficiais provenientes da normalização. Este tratamento foi realizado a partir da temperatura de austenitização completa a 1193 K (920 °C) por um período de 40 minutos, sendo, posteriormente, resfriado em ar calmo a temperatura ambiente. Esta condição é designada neste trabalho como NORMALIZADO (N1). Depois de devidamente tratados (condição N1) ou não (condição CF), os corpos de prova foram usinados, lixados, polidos (quando necessário), medidos, ensaiados e analisados.

Para verificação das propriedades mecânicas do material nas duas condições analisadas, foram realizados ensaios de fadiga em baixo ciclo (FBC) e tração. Os corpos de prova foram



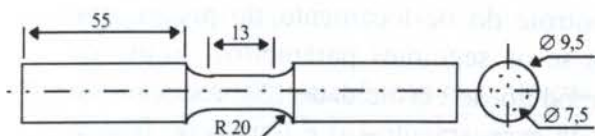


Figura 1 - Dimensões nominais em milímetros do corpo de prova de fadiga em baixo ciclo.

todos retirados na direção de laminação e as dimensões nominais dos mesmos estão apresentadas na figura 1.

### 2.1 Ensaios de Fadiga em Baixo Ciclo

Para determinação experimental das propriedades mecânicas cíclicas do material foram utilizados dois tipos de ensaios: baseado no método convencional ou método dos múltiplos corpos de prova (MCP), e baseado no método *Incremental Step* (IS). Os ensaios foram conduzidos com base na norma ASTM E 606 (1992), à temperatura ambiente, com controle de deformação total, com  $R=-1$  e sob uma onda triangular. Foram realizados em uma máquina servo-hidráulica MTS com capacidade de 100 kN. O controle e a medida de deformação foram feitos com o uso de um extensômetro MTS com 10 mm de comprimento inicial. A taxa de deformação utilizada foi de  $8.10^{-3} \text{ s}^{-1}$ .

#### 2.1.1 Método Convencional ou dos Múltiplos Corpos de Prova

Este método consiste em submeter vários corpos de prova semelhantes a amplitudes de deformações diferentes.

O laço de histerese mais próximo à metade da vida em fadiga foi considerado estável e utilizado para a obtenção das amplitudes de deformação total ( $\Delta\varepsilon / 2$ ), plástica ( $\Delta\varepsilon_p / 2$ ) e elástica ( $\Delta\varepsilon_e / 2$ ). O critério de falha por fadiga foi adotado como sendo o de 20% de queda na carga máxima de tração com relação à estabilizada, onde verificou-se também o início da formação da cúspide na porção compressiva dos laços de histerese (Rao *et al.*, 1985). As amplitudes de deformação total utilizadas foram limitadas a no máximo 0,01, sendo as outras de 0,008; 0,006; 0,005 e 0,004.

Os parâmetros analisados nestes ensaios foram: coeficiente e expoente de resistência à fadiga ( $\sigma_f$  e  $b$ ) e coeficiente e expoente de ductilidade à fadiga ( $\varepsilon_f$  e  $c$ ), todos determinados a partir da curva amplitude de deformação-vida ( $\Delta\varepsilon / 2 \times 2N_f$ ). Além destes parâmetros, o coeficiente de resistência cíclico ( $K'$ ), o coeficiente de encruamento cíclico ( $n$ ) e o limite de escoamento cíclico ( $\sigma'_e$ ) foram determinados a partir da curva tensão-deformação cíclica, curva esta definida pelos picos dos laços de histerese estabilizados dos corpos de prova submetidos aos cinco níveis de deformação especificados anteriormente.

#### 2.1.2 Método *Incremental Step*

O método experimental *Incremental Step* (IS) foi proposto por Landgraf *et al.* (Landgraf *et al.*, 1969) com o propósito de se determinar a curva tensão-deformação cíclica de um determinado material, submetendo apenas um corpo de prova ao ensaio de fadiga em baixo ciclo. Esse corpo de prova é submetido a blocos de deformações com amplitudes aumentando e diminuindo linearmente a partir de zero até uma deformação máxima pré-determinada. Polák e Hájek (Polák e Hájek, 1991) desenvolveram uma análise do bloco inteiro para a obtenção da curva tensão-deformação cíclica a partir do método IS e esta foi utilizada neste trabalho.

Cada bloco continha 10 níveis de deformações ( $M=10$ ), sendo que estas variam de 0,001 a 0,01 com incremento de 0,001.

### 2.2 Ensaio de Tração



Os corpos de prova utilizados apresentavam a mesma geometria daqueles utilizados nos ensaios de FBC (figura 1). Os ensaios foram realizados na mesma máquina MTS utilizando-se o mesmo extensômetro. Neste caso foi feito um controle do deslocamento do pistão, que desenvolveu uma velocidade de 0,01mm/s. Analisou-se os seguintes parâmetros: limite de escoamento ( $\sigma_e$ ); limite de resistência a tração ( $\sigma_r$ ); módulo de elasticidade ( $E$ ); redução em área ( $RA$ ); coeficiente de resistência ( $K$ ); coeficiente de encruamento ( $n$ ) e tensão de fratura verdadeira ( $\sigma_f$ ).

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

#### 3.1 Análise Microestrutural

A figura 2 apresenta as microestruturas das condições CF e N1 observadas por microscopia ótica (MO) e, com maiores aumentos, por microscopia eletrônica de varredura (MEV), todas atacadas com Nital 2%.

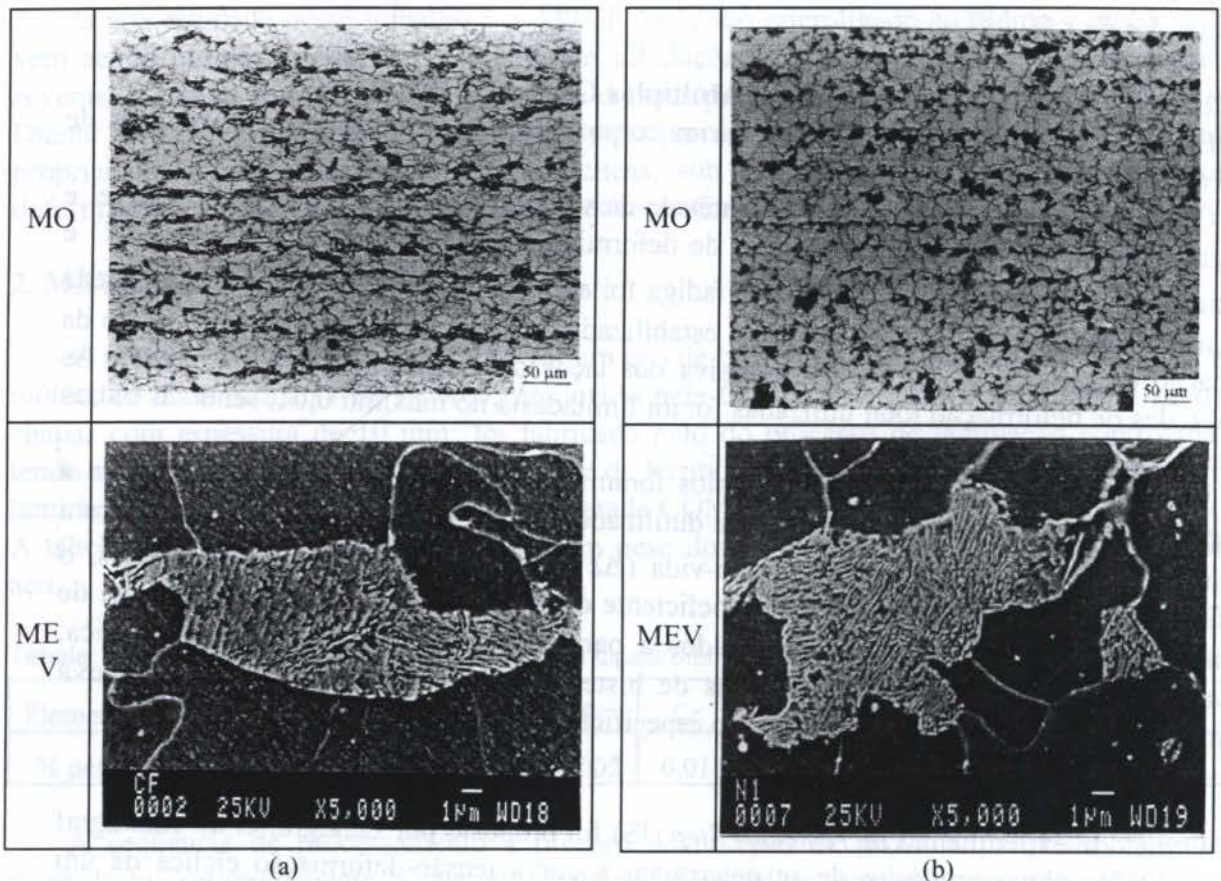


Figura 2 - Análise microestrutural das condições CF (a) e N1 (b) atacadas com Nital 2%: a análise por MO revela a ferrita (fase clara) e a perlita (fase escura) e a análise por MEV revela grãos perlíticos com estrutura lamelar (fase clara) em matriz ferrítica (fase escura).

Observa-se que o tratamento de normalização (figura 2.b - MO) proporcionou uma homogeneização no tamanho de grão e uma significativa quebra da textura de laminação, quando comparada com a condição CF (figura 2.a - MO). Observa-se também que este tratamento proporcionou uma melhor definição das lamelas de cementita (fase clara da figura 2.b - MEV) dentro do grão perlítico, quando comparado com a condição CF (figura 2.a - MEV).



### 3.2 Propriedades Mecânicas Monotônicas

A tabela 2 apresenta todos os resultados obtidos nos ensaios de tração para as duas condições analisadas.

Tabela 2: Propriedades mecânicas monotônicas obtidas no ensaio de tração.

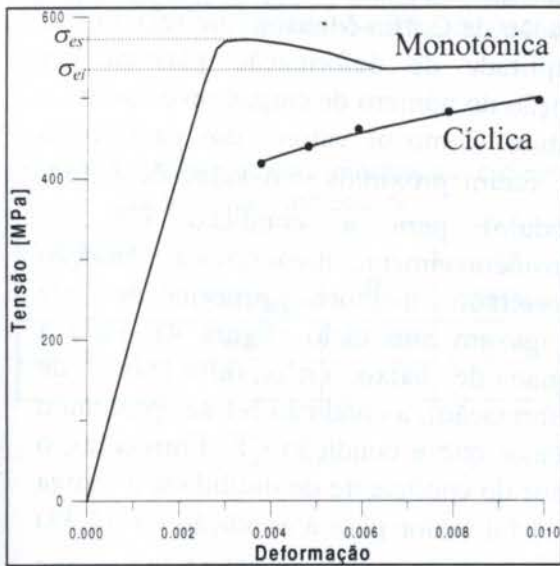
Condição	$\sigma_{es}$ [MPa]	$\sigma_{ei}$ [MPa]	$\sigma_t$ [MPa]	$\sigma_f$ [MPa]	$E$ [GPa]	$n$	$K$ [MPa]	$RA$ [%]	$\epsilon_f$ m/m
CF	558	530	615	1415	209	0,133	948	73,0	1,31
N1	475	402	520	1430	197	0,174	804	79,1	1,56

Como primeira observação, pode-se destacar que os valores de resistência mecânica obtidos para a condição CF estão de acordo com o especificado pela norma API 5L (1991), para a classificação X65, isto é,  $\sigma_e \geq 448$  MPa e  $\sigma_t \geq 530$  MPa. Entretanto, a condição N1 apresenta limite de escoamento acima do especificado pela norma ( $\sigma_{es} = 475$  MPa) e limite de resistência à tração, abaixo ( $\sigma_t = 520$  MPa).

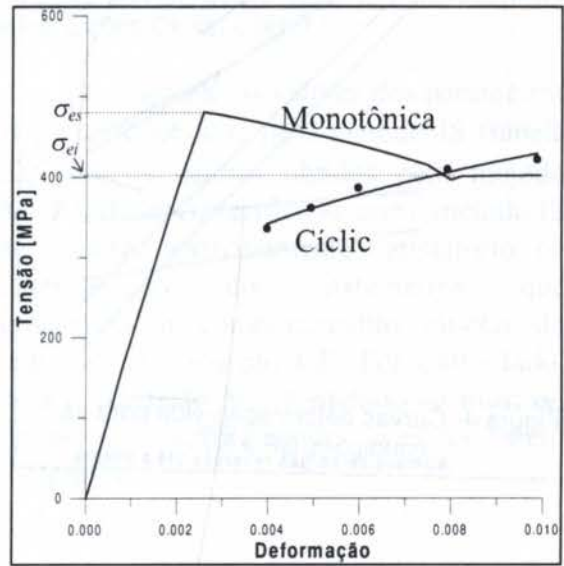
### 3.3 Propriedades Mecânicas Cíclicas

#### 3.3.1 Método dos Múltiplos Corpos de Prova

A figura 3 mostra as curvas tensão-deformação cíclicas determinadas a partir dos picos dos laços de histerese estabilizados comparadas com as monotônicas obtidas nos ensaios de tração, para as condições CF e N1. A tabela 3 apresenta todos os parâmetros determinados a partir dessas curvas.



(a)



(b)

Figura 3 - Curvas tensão-deformação cíclica obtidas no ensaio de FBC pelo método MCP e monotônicas obtidas no ensaio de tração, para as condições CF (a) e N1 (b).

Tabela 3: Propriedades mecânicas cíclicas obtidas pelo método MCP.

Condição	$\sigma'_e$ [MPa]	$n'$	$K'$ [MPa]
CF	426	0,111	865
N	336	0,182	1044

cíclico, é típico de aços ARBL em condições como-laminado, recozidos ou normalizados (Mediratta, 1990), entretanto, essa transição não ocorreu para a condição CF. Foi observado por Sherman (Sherman, 1975) que grande parte das propriedades de resistência mecânica alcançadas por meio de deformação plástica a frio (encruamento), não são retidas quando o material é solicitado ciclicamente, sendo que este fato pode explicar o amolecimento cíclico apresentado pela condição CF que se encontrava inicialmente encruada devido a laminação.

A figura 4 apresenta as curvas deformação-vida para as condições CF e N1 obtidas experimentalmente a partir das componentes de deformação total, elástica e plástica em função do número de cargas reversas até a fratura, com base nos laços de histerese estáveis pelo método MCP. A tabela 4 apresenta todos os parâmetros determinados a partir dessas curvas.

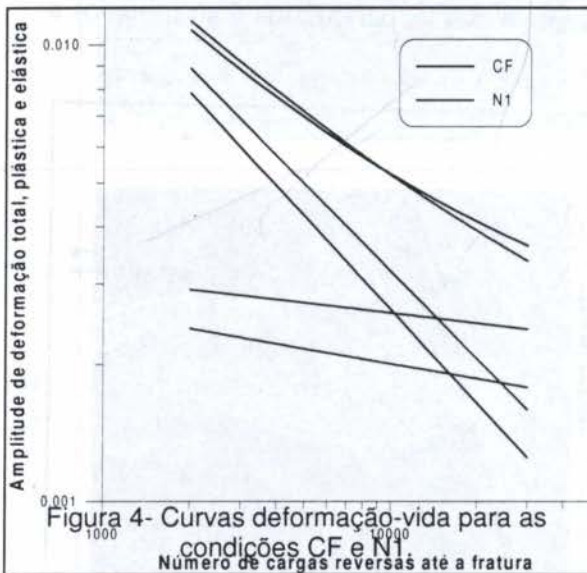


Tabela 4: Propriedades mecânicas cíclicas obtidas pelo método MCP.

Condição	$\sigma'_f$ [MPa]	$b$	$\epsilon'_f$	$c$
CF	1070	-0,074	1,38	-0,680
N1	1084	-0,110	1,11	-0,636

Observando-se a figura 3 pode-se notar que o material na condição CF apresentou amolecimento cíclico para todos os níveis de deformação analisados. Já a condição N1, apresentou amolecimento cíclico para amplitudes de deformação total abaixo de 0,008, sendo que acima deste valor a condição apresentou endurecimento cíclico. Esse comportamento transitório de amolecimento para endurecimento

Como primeira observação pode-se notar que as duas condições obedecem a relação de Coffin-Manson que relaciona a amplitude de deformação plástica em função do número de cargas reversas até a fratura. Como os valores dos parâmetros  $\sigma'_f$  foram próximos e o valor de  $b$  (em módulo) para a condição CF foi consideravelmente menor, esta condição apresentou melhores propriedades de fadiga em alto ciclo (figura 4). Para a região de baixo ciclo (alto nível de deformação), a condição N1 se apresentou melhor que a condição CF. Entretanto, o valor do coeficiente de ductilidade à fadiga ( $\epsilon'_f$ ) foi maior para a condição CF (1,38) do que para a condição N1 (1,11), o que sugere que para níveis muito altos de deformação ( $\Delta\epsilon / 2 > 0,06$ ), ocorrerá uma nova inversão de comportamento.

De modo geral, pode-se dizer que na região de alto ciclo, com baixos níveis de deformação, o fator mais importante para vida em fadiga do material é a resistência mecânica, e na região de baixo ciclo, com



níveis mais altos de deformações, o fator predominante para o controle da vida em fadiga é a ductilidade (Hertzberg, 1989; Sherman *et al.*, 1979; Yimin, 1990; Mediratta, 1990).

### 3.3.2 Método *Incremental Step*

A figura 5 apresenta as curvas tensão-deformação cíclicas, determinadas a partir da análise do bloco inteiro (Polák e Hájek, 1991) juntamente com as curvas monotônicas pelo ensaio de tração, para as duas condições analisadas. A tabela 5 apresenta os valores dos parâmetro obtidos a partir desse método.

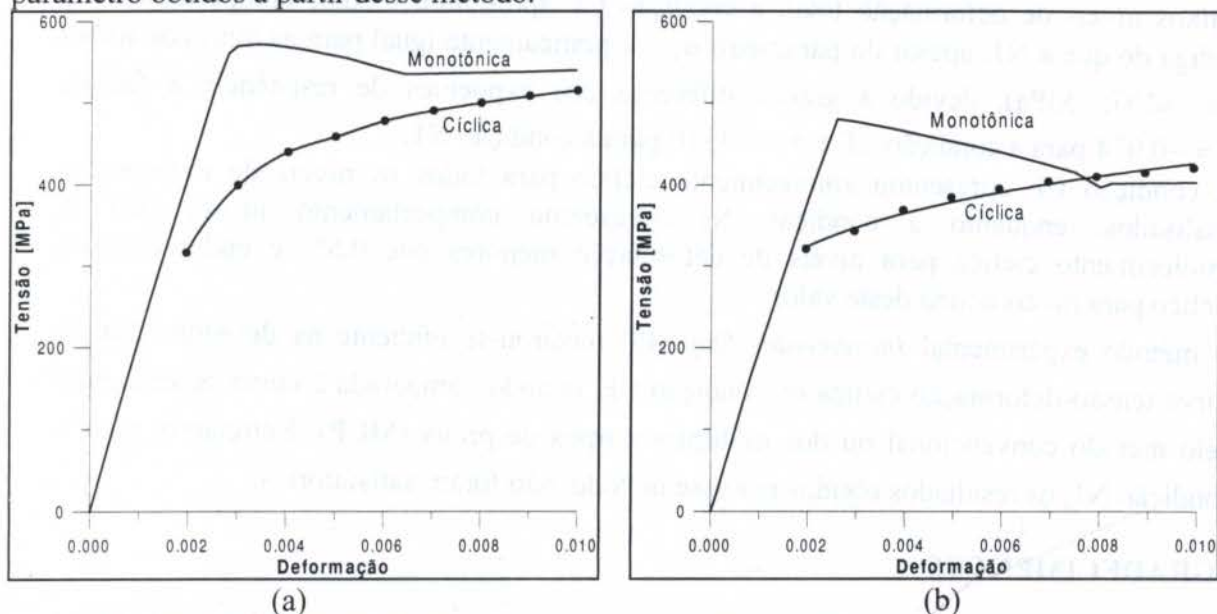


Figura 5 - Curvas tensão-deformação cíclica obtidas no ensaio de FBC pelo método IS e monotônicas obtidas no ensaio de tração, para as condições CF (a) e N1 (b).

Tabela 5: Propriedades mecânicas cíclicas obtidas pelo método IS.

Condição	$\sigma'_e$ [MPa]	$n'$	$K'$ [MPa]
CF	444	0,109	884
N	370	0,098	681

Comparando os valores dos parâmetros  $\sigma'_e$ ,  $n'$  e  $K'$  obtidos pelo método IS (tabela 5), com os valores obtidos pelo método MCP (tabela 4), verifica-se que o método IS se mostrou extremamente satisfatório na determinação dos parâmetros que descrevem o comportamento cíclico do material na condição CF. Por outro lado, para a condição N1, o método se mostrou impreciso, apresentando valores bem diferentes.

## 4. CONCLUSÕES

Pode-se concluir, para o aço de baixo carbono e microligado ao nióbio e titânio, API 5L X65, nas condições como-fornecido e normalizado, o seguinte:

- No ensaio de tração monotônico a condição como-fornecida - CF, com microestrutura ferrítico-perlítica, apresentou limite de resistência à tração ( $\sigma_t = 615$  MPa) e limite de escoamento ( $\sigma_{es} = 558$  MPa ou  $\sigma_{ei} = 530$  MPa) superiores aos especificados pela norma API 5L para este material ( $\sigma_t \geq 530$  MPa e  $\sigma_e \geq 448$  MPa), enquanto a condição N1, também com microestrutura ferrítico-perlítica, apresenta limite de escoamento acima do



especificado pela norma ( $\sigma_{es} = 475$  MPa) e limite de resistência à tração, abaixo ( $\sigma_t = 520$  MPa);

- Na faixa de amplitude de deformação total ( $\Delta\varepsilon / 2$ ) entre 0,4 e 1%, a condição N1 apresentou comportamento em fadiga um pouco melhor, quando comparada com a condição CF; entretanto, o parâmetro  $\varepsilon_f$  determinado experimentalmente, foi maior para a condição CF (1,38) do que a N1 (1,11), o que sugere que para amplitudes de deformação total ( $\Delta\varepsilon / 2$ ) superiores a 6% ocorre uma inversão de comportamento. Em alto ciclo, para baixos níveis de deformação total, a condição CF apresentou melhor comportamento à fadiga do que a N1, apesar do parâmetro  $\sigma_f$  ser praticamente igual para as duas condições ( $\sigma_f \approx 1075$  MPa), devido à grande diferença dos expoentes de resistência à fadiga,  $b = -0,074$  para a condição CF e  $b = -0,110$  para a condição N1;
- A condição CF apresentou amolecimento cíclico para todos os níveis de deformação analisados, enquanto a condição N1 apresentou comportamento misto, isto é, amolecimento cíclico para níveis de deformação menores que 0,8% e endurecimento cíclico para níveis acima deste valor;
- O método experimental *Incremental Step* (IS) mostrou-se eficiente na determinação da curva tensão-deformação cíclica da condição CF, quando comparada à curva determinada pelo método convencional ou dos múltiplos corpos de prova (MCP). Entretanto, para a condição N1, os resultados obtidos por esse método, não foram satisfatórios.

## 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à COSIPA pelo fornecimento do material e ao CNPq e à CAPES pela concessão das bolsas de estudo.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, Washington. *API-5L*; specification for line pipe. Washington, 1991. 25p.
- BENAZZI, I.J. *Fadiga de baixo ciclo e energia de deformação plástica cíclica de aços de alta resistência e baixa liga*. São Carlos: Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 1989. 79p. Dissertação (Mestrado).
- FORREST, P.G. *Fatigue of Metals*, Pergamon Press, Oxford, 1970.
- HERTZBERG, R. W. *Deformation and fracture mechanics of engineering materials*. 3.ed. New York: John Wiley & Sons, 1989. Cap. 12: Cyclic stress and strain fatigue, p.521-590.
- LANDGRAF, R.W., *et al.* Determination of the cyclic stress-strain curve. *Journal of Materials*, JMLSA, v.4, n.1, p.176-188, March 1969.
- MEDIRATTA, S.R., *et al.* Low cycle fatigue of dual phase steels produced by different cooling rates and a ferrite-pearlite steel. *Scripta Metallurgica et Materialia*, v.24, p.793-797, 1990.
- POLÁK, J., HÁJEK, M. Cyclic stress-strain curve evaluation using incremental step test procedure. *International Journal Fatigue*, v.13, n.3, p.216-222, May 1991.
- RAO, K.B.S., *et al.* On the failure condition in strain-controlled low cycle fatigue. *International Journal Fatigue*, v.7, n.3, p.141-147, July 1985.
- SHERMAN, A.M. Fatigue properties of high strength-low alloy steels. *Metallurgical Transactions A*, v.6a, p.1035-1040, May 1975.



SHERMAN, A.M., DAVIES, R.G. Fatigue of dual-phase steel. *Metallurgical Transactions A*, v.10A, p.929-933, July 1979.

YIMIN, L., *et al.* Application of low-cycle fatigue data to pressure vessel design fatigue curve. *International Journal Fatigue*, v.12, n.3, p.215-218, May 1990.

PAPER CODE: COB390

## UMA ANÁLISE DO COMPORTAMENTO À FRATURA DE AÇOS ESTRUTURAIS MICROLIGADOS UTILIZADOS EM APLICAÇÕES ÁRTICAS

CELSO P. M. PEREIRA\*, C. MOURA BRANCO\*\* & A. SOUSA E BRITO\*\*

\* *Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá - FEG/UNESP  
CEP 12500-000 Guaratinguetá (SP), Brasil - Fax: 012 525 24 66*

\*\* *Departamento de Engenharia Mecânica, Instituto Superior Técnico - ICEMS/IST  
Av. Rovisco Pais, 1 - 1096 Lisboa Codex, Portugal - Fax 01 847 40 45*

### Abstract

The fracture toughness behaviour of four microalloyed structural steel, with different composition and process routes was evaluated for artic applications. CTOD three point bend tests were carried out at a range of temperatures between +10°C and -110°C in HAZ of submerged arc butt welded specimens. Microstructural analysis and hardness (HV) profiles measurement were also carried out to complement the mechanical tests. The results show that all the four steels can work at -50°C and withstand a CTOD value in excess of 0.2 mm.

### Keywords

Fracture Toughness, Microalloyed Steels, Weld Microstructures, Welding and HAZ Properties.

## 1. INTRODUÇÃO

Os materiais destinados à construção de plataformas "offshore" nas regiões árticas são sujeitos a especificações de projeto e fabrico muito rigorosas, para fazer face às severas condições de serviço impostas por temperaturas extremamente baixas, da ordem de -30° C, com eventuais picos de -50°C (Canadian Stand. Assoc., 1989). Essas especificações exigem, além de grande resistência mecânica (estática), elevada resistência à iniciação de fissuras e também uma tenacidade à fratura adequada especialmente no caso de soldadura, nas respectivas zonas afetadas termicamente. Por outro lado, razões econômicas impõem a essas aplicações boa soldabilidade a custos viáveis com entregas térmicas relativamente elevadas no sentido de aumentar a rentabilidade do processo, o que no entanto pode afetar a tenacidade. Os aços carbono tradicionais não se mostram capazes de satisfazer simultaneamente esse conjunto de exigências.

Durante as últimas décadas desenvolveu-se, em resposta a essas solicitações, uma nova geração de aços de teores de carbono extremamente baixos e adição de elementos de liga convenientemente escolhidos com teores igualmente baixos, constituindo os aços *microligados*. Esses aços podem ser definidos como aços estruturais de alta resistência, com teores de carbono inferiores a 0,12% e adição de nióbio Nb, vanádio V, titânio Ti, boro B e o níquel Ni (Pickering, 1975 and Bateson et al., 1994). Concomitantemente, estudos extensivos tem sido feitos em relação a novas tecnologias de processamento, especificamente a

2103



*laminagem termomecânica controlada* (TMCR) e de *arrefecimento acelerado* (AC). Dessa conjugação de composição e processamento adequados resulta aços de grande qualidade no que diz respeito à resistência mecânica e sobretudo no tocante à tenacidade (Bateson et al., 1994).

Os aços microligados apresentam igualmente boa soldabilidade, pois os baixos teores dos elementos de liga permitem um nível igualmente baixo de carbono equivalente. Verifica-se no entanto variações significativas de tenacidade à fratura com a entrega térmica do processo de soldadura, e sobretudo com a localização de uma eventual fissura relativamente às diferentes sub-zonas microestruturais que ocorrem na *zona afetada termicamente* (ZAT), alguma das quais são manifestadamente frágeis. A existência dessas zonas frágeis é inevitável, podendo no entanto, a sua dimensão e o nível de tenacidade serem controladas pela composição do aço, pelo seu processamento e pelas condições de soldadura. Os principais factores metalúrgicos que afetam a tenacidade à fratura são o tamanho do grão, a fração volumétrica dos constituintes, a presença de segunda fase, a presença de inclusões não-metálicas, sendo o refinamento do tamanho do grão o mais importante factor, porque melhora simultaneamente a resistência e a tenacidade (Fairchild, 1994).

A tenacidade a baixa temperatura da ZAT é intrinsicamente determinada pelas microestruturas resultantes dos ciclos térmicos (Koo, 1987 e Lancaster, 1994). Essa zona situa-se entre o metal base e a zona de fusão, e por conseguinte deverá conter todas as microestruturas correspondentes ao intervalo de temperatura entre essas situações extremas.

Numa soldadura realizada por uma simples passagem haverá basicamente quatro subzonas microestruturais bem definidas: a subzona *super crítica de crescimento de grão* (adjacente à linha de fusão); a subzona *super crítica de grão refinado*; a subzona *inter crítica de grão crescido*, e finalmente a subzona *sub crítica*. Evidentemente as duas subzonas de crescimento de grão (designadas na literatura anglo-saxônica respectivamente por GCHAZ e ICCGHAZ) conduzem a valores de tenacidade mais baixos. O estudo dessas microestruturas poderá ser facilitado pela simulação Gleeble, em provetes individuais.

As morfologias microestruturais que poderão estar presentes são diversas, destacando-se como a mais favorável a ferrite acicular, e sendo as que apresentam microconstituintes duros as mais desfavoráveis. Quando a soldadura for executada por cordões múltiplos, o que corresponde à maioria dos casos reais, cada subzona criada por uma passagem é profundamente alterada pelo ciclo térmico das passagens subsequentes, do que resulta um efeito bastante complexo. A sobreposição dos cordões de soldadura produz uma redução da espessura da ZAT e da respectiva dureza; além disso as descontinuidades das subzonas produzidas pelas sucessivas passagens podem trazer um efeito benéfico importante, uma vez que se verifica alternância das morfologias mais desfavoráveis com as mais favoráveis, pelo que o efeito global traduz-se por aparecimento de travamento de fenda (*crack arrest*) e consequentemente maior dificuldade à sua propagação.

O presente trabalho compreende uma fase avançada de um estudo mais amplo, que se iniciou com uma avaliação prévia de um grande número de aços microligados, soldados com diversos valores de entregas térmicas e que sucessivamente foram sendo selecionados (Moura Branco et al., 1996).

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

### 2.1 Material e Preparação dos Provetes

A composição e métodos de processamento dos aços estudados produzidos por uma empresa europeia, figuram na tabela 1. Verifica-se que em todos os aços manteve-se praticamente constantes os teores de C, Mn, Ni e Ti havendo pequenas variações de Si e Al.



Dentre estes aços, em dois deles há a presença de boro B na ausência de nióbio Nb, dando-se o contrário nos outros dois. O processamento desses aços foi por laminagem termomecânica controlada (TMCR) sendo aplicado em dois deles um arrefecimento acelerado (AC) posterior.

Tabela 1: Composição química dos aços microligados estudados

Aços	Tipos	Composição %								Processamento
		C	Si	Mn	Ni	Al	B	Nb	Ti	
I	Nb-Ti	0,061	0,35	1,45	0,50	0,035	--	0,22	0,011	TMCR
II	Nb-Ti	0,060	0,35	1,45	0,51	0,035	--	0,23	0,011	TMCR+AC
III	Ti - B	0,071	0,10	1,45	0,50	<0,005	0,0022	--	0,010	TMCR
IV	Ti - B	0,068	0,10	1,46	0,50	<0,005	0,0024	--	0,011	TMCR+AC

Uma placa do material com espessura de aproximadamente 25mm foi previamente cortada e soldada topo a topo, pelo processo de arco submerso com uma entrega térmica de 5,0 kJ/mm. Após esta operação a mesma sofreu uma retificação em ambas as faces e dela foram extraídos, no sentido transversal ao cordão de soldadura, os provetes CTOD ficando a referida soldadura na parte central dos mesmos. Cada provete final com secção quadrada 20x20mm e comprimento de 150mm, teve suas faces transversais ao cordão da soldadura convenientemente preparadas para exame macrográfico, seguido de ensaio de dureza. Esta preparação consistiu num prévio polimento e ataque químico com nital com concentração e tempos de ataque de acordo com os efeitos desejados. Foram obtidas macrografias das duas faces longitudinais preparadas de todos os provetes que iriam ser ensaiados. Seguiu-se a obtenção de perfis de dureza Vickers, com carga de 1 kgf, nas referidas faces.

De posse das fotomicrografias e dos perfis de dureza, foi possível definir a localização para abertura dos entalhes e subsequentes fendas de fadiga, necessárias para os ensaios CTOD, de acordo com a norma BS7448 - Part I (British Stand. Inst., 1991), tendo essa operação sido feita a temperatura ambiente numa máquina servohidráulica até uma extensão da ordem de 0,45 a 0,55 da espessura do provete. A Figura 1 apresenta para cada tipo de aço uma fotomicrografia e seu respectivo perfil de dureza.

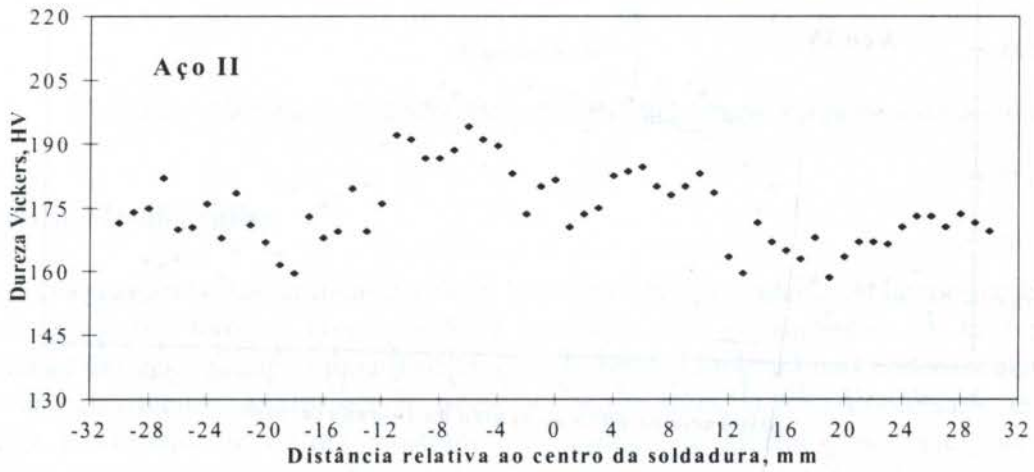
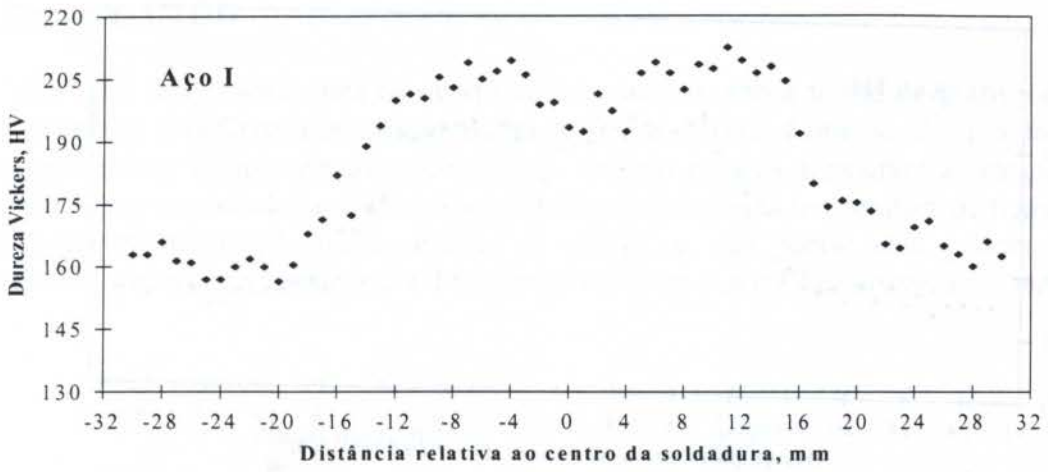
## 2.2 Ensaio CTOD

Os ensaios CTOD foram realizados de acordo com a norma acima citada, por flexão em três pontos, com uma distância de 50mm entre apoios, no interior de uma câmara ambiental de atmosfera controlada com nitrogênio líquido e com temperatura monitorada através de um termopar de contato na vizinhança da ponta da fenda, para temperaturas compreendidas entre -10°C e -130°C, com um erro de  $\pm 2^\circ\text{C}$ . Obtiveram-se os registros gráficos da carga P, em função da abertura da face do entalhe,  $v_g$ , a partir dos quais se obtiveram os valores de CTOD,  $\delta$ , nos pontos correspondentes à rotura  $\delta_c$  ou  $\delta_u$ , ou à carga máxima,  $\delta_m$ .

## 2.3 Metalografia

Após os ensaios CTOD obtiveram-se amostras metalográficas da zona adjacente à linha de fratura; o corte foi feito pelo processo de jato de água a fim de não alterar a microestrutura. Estas amostras foram montadas em suportes acrílicos e convenientemente polidas e atacadas com solução de Nital 2%. Foram obtidas fotomicrografias de várias áreas ao longo da linha de fadiga e posterior fratura mostrando as várias morfologias microestruturais atravessadas pela fenda.





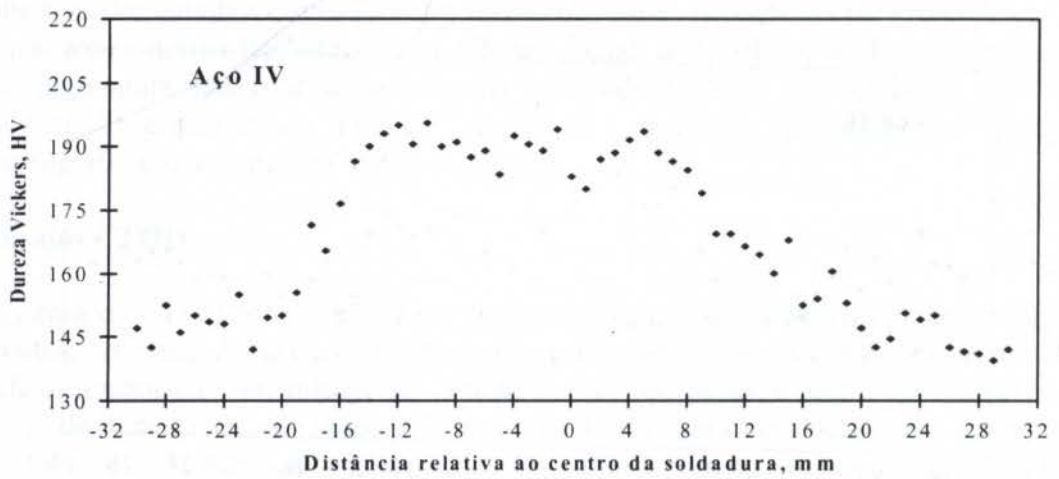
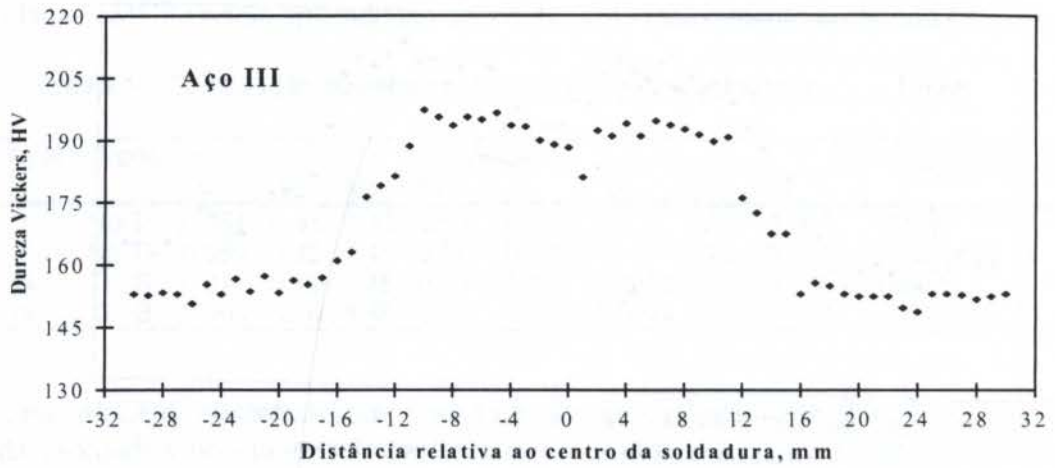


Figura 1 - Perfis de dureza Vickers, representado pelos valores médios em três níveis, e as correspondentes fotomicrografias dos cordões de soldadura nos aços estudados.



### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

#### 3.1 Ensaio de CTOD

A Figura 2 apresenta para os quatro aços ensaiados, sob a forma de gráfico de barras, valores médios CTOD para temperaturas entre  $-50^{\circ}\text{C}$  e  $-130^{\circ}\text{C}$ . Como se observa, todos esses aços apresentam valores elevados de CTOD, mesmo para as temperaturas exigidas pelas especificações, mostrando também que os mesmos apresentam a temperatura de transição para o comportamento frágil muito abaixo de  $-50^{\circ}\text{C}$ , e que todos eles podem trabalhar satisfatoriamente a essa temperatura. Em termos relativos o aço III é claramente o melhor.

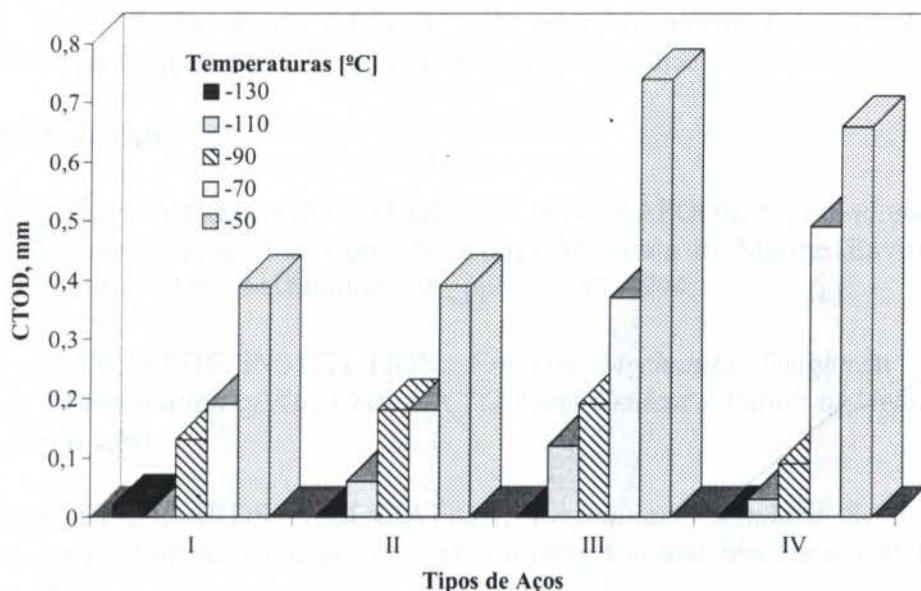


Figura 2 - Valores de CTOD obtidos em diferentes temperaturas de ensaio.

#### 3.2 Análise Metalográfica

As observações metalográficas do metal base de cada aço evidenciam uma microestrutura predominantemente ferrítica correspondente ao baixo teor de carbono. A fase perlítica apresenta-se em geral segundo uma distribuição em bandas longitudinais concordantes com o sentido da laminagem. As diversas microestruturas presentes na zona atravessada pela fenda de fadiga e subsequente fratura mostram um mosaico de morfologias correspondentes à alternância dos diversos cordões de soldadura e respectivas zonas afetada pela temperatura.

Tabela 2 - Valores médios percentuais das morfologias ferríticas presente nas regiões atravessadas pela fenda de fadiga e fratura (notação do IIW).

AÇOS	Valores medidos da microestrutura (%)				
	PF(I)	AF	FS(A)	FS(NA)	FC
I	26,3	25,0	3,4	23,0	15,7
II	38,2	25,6	2,0	21,6	7,6
III	53,4	15,8	3,2	8,4	14,0
IV	55,8	13,8	1,7	6,5	21,2

Procedeu-se a uma análise dos microconstituintes presentes nestas zonas usando o critério proposto pelo I.I.W. - International Institute of Welding (Tabela 2). Verifica-se uma forte predominância de ferrite poligonal intergranular PF(I) e ferrite acicular AF, o que justifica em grande parte o elevado valor de tenacidade que esses aços apresentam. Na Figura 3 estão exemplificadas algumas microestruturas atravessadas pela linha de fratura do aço III.

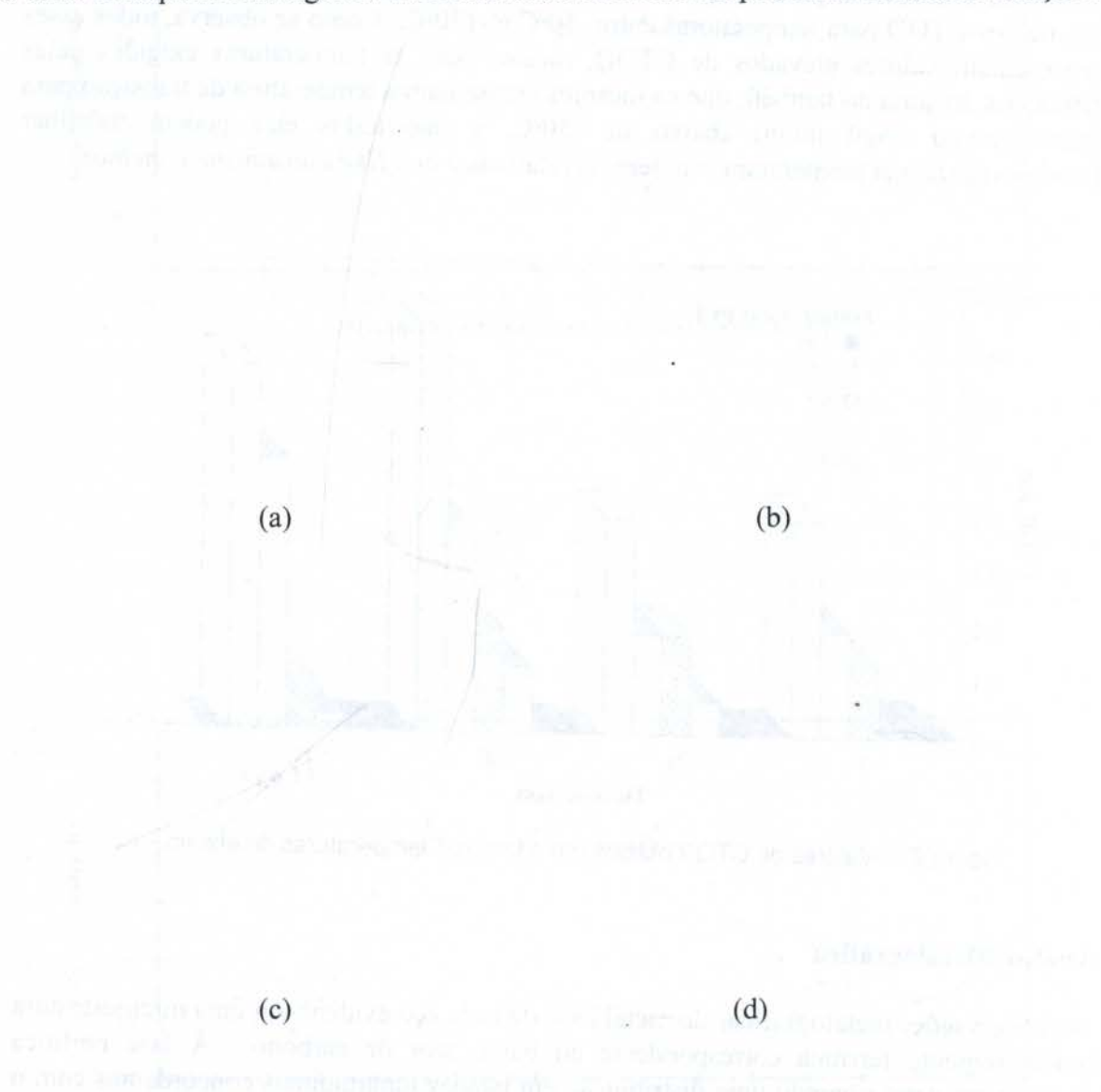


Figura 3 - Fotomicrografias do aço III com as diversas morfologias microestruturais atravessadas pela linha de fratura, em (a) metal base, (b)(c) zona de grão refinado e (d) zona de grão crescido. (Ampliação 340x).

#### 4. CONCLUSÕES

- Os quatro aços estudados apresentam elevados valores de tenacidade, superiores aos exigidos pelas especificações referentes às aplicações árticas para temperatura de projeto de  $-30^{\circ}\text{C}$  a  $-50^{\circ}\text{C}$  (Canadian Stand. Assoc., 1989), ou seja, apresentando valores de  $\text{CTOD} = 0,2 \text{ mm}$  até  $-70^{\circ}\text{C}$  e de  $0,1 \text{ mm}$  até cerca de  $-100^{\circ}\text{C}$ .
- O aço III mostra, em relação aos restantes, uma significativa melhoria de comportamento, que poderá ser atribuído às alterações de composição (diminuição de teor de alumínio,



pequeno adição de boro e ausência de nióbio) bem como de processamento (eliminação do arrefecimento acelerado).

- O efeito de arrefecimento acelerado, presente nos aços II e IV, não parece traduzir-se por melhoria de tenacidade.
- Os resultados parecem confirmar ainda o efeito benéfico da soldadura multipasso uma vez que a alternância das morfologias favoráveis com as mais desfavoráveis provoca um efeito de travamento de propagação de fenda (*crack arrest*).

## 5. AGRADECIMENTOS

Os autores Moura Branco e Sousa e Brito, agradecem a colaboração da British Steel Technical (Inglaterra) conforme ECSC Contract 7210- MC 935/901; o autor Celso Pereira, é grato à FAPESP (São Paulo - Brasil) pelo apoio financeiro (proc. nº 96/5380-9) que permitiu a sua participação no desenvolvimento deste trabalho.

## 6. REFERÊNCIAS

BATESON, P.H., HARRISON, P.L., MARTIN, I.W. & KAPOOR, S., *Development of TMCR Steel for Structures*, Proc. Int. Conf. Structural Materials in Marine Environments, The Institute of Materials, May 94, London, UK, pp 266-243, 1994.

BRITISH STANDARDS INSTITUTION, *Fracture Mechanics Toughness Tests, Part I, Methods of Determination of  $K_{Ic}$ , Critical CTOD and Critical J Values of Metallic Materials*, BS7448, Part I, 1991.

CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION, *Preliminary Standard S473-M1989, Steel Structures, Part III of the Code for Design*, Construction and Installation of fixed offshore structures, 1989.

FAIRCHILD, D.P., *Local Brittle Zones in Structural Welds*, in *Welding Metallurgy of Structural Steels*, Ed. S.Y. Koo, The Metallurgical Society, 1987.

GLADMAN, T., DULIEN, D. & McIVOR, I.D., *Structure Property relationships in High Strength Microalloyed Steels*, *ibid*, pp.32-55, 1975.

INTERNACIONAL INSTITUTE OF WELDING, IIW, *Guide for Light Microscope Examinations of Ferritic Steels*, IIW Document IX-1533-88.

KOO, J. Y., *Welding Metallurgy of Structural Steels*, Proc. Int. Symposium on Welding Metallurgy of Structural Steels, Ed. The Metallurgical Society, Inc., 1987.

LANCASTER, J. F., *Metallurgy of Welding*, 5<sup>th</sup> edition, Chapman & Hall, UK, 1994.

MOURA BRANCO, C. & SOUSA E BRITO, A., *Tenacidade à Fractura a Baixas Temperaturas de Aços Estruturais Microligados*, 3<sup>as</sup> Jornadas Ibéricas de Fractura, Luso, Portugal, Anales de Mecânica de la Fractura, vol. 13, pp. 197-203, 1996.

PICKERING, F.B., *High Strength Low Alloy Steels - a Decade of Progress*, Proc. Int. Conf. Microalloying 75, Washington DC, USA, 1-3/10/75, 1975.

PAPER CODE: COB26

## COMPORTAMENTO À FADIGA DE JUNTAS SOLDADAS DE LIGAS DE ALUMÍNIO/FATIGUE OF ALUMINIUM ALLOY WELDED JOINTS

ALFREDO DA SILVA RIBEIRO\*, ANTÓNIO AUGUSTO FERNANDES\*\*

\**Secção de Engenharias - Universidade de Trás-os-Montes e Alto Douro/IDMEC.*

*Quinta de Prados 5000 Vila Real - E-mail: [aribeiro@marão.utad.pt](mailto:aribeiro@marão.utad.pt)*

\*\**Faculdade de Engenharia, Rua dos Bragas, 4099 Porto Codex, Portugal- E-mail: [aaf@garfield.fe.up.pt](mailto:aaf@garfield.fe.up.pt)*

### Abstract

The design of welded joints coupled with the presence of weld defects can impair severely the fatigue resistance of fabrications subjected in service to cyclic loads. Traditionally the design of welded structures has been based on the use of SN curves, defined experimentally, which do not take into account the presence of weld defects. New means of fatigue behaviour prediction are thus needed. For this purpose a comparative analysis of fatigue prediction models, based on analytical and experimental methods, was carried out, taking into account, in particular, the initiation phase. The methodologies proposed by Neuber, Glinka and Høuler were compared. The models were validated by an experimental programme carried out with welded 6061-T651 aluminium alloy.

### Keywords

Fatigue, stress concentration factors, fatigue initiation, fatigue propagation, failure, fatigue cracks.

## 1. INTRODUÇÃO

A rotura por fadiga surge, em geral, em componentes estruturais, quando submetidos a tensões dinâmicas essencialmente elásticas, em que a deformação plástica se confina a uma pequena região, podendo envolver as seguintes fases:

- i) deformação plástica localizada a anteceder a iniciação da fenda;
- ii) iniciação de uma ou mais fendas microscópicas (microfendas);
- iii) coalescência das microfendas para formar a microfenda inicial;
- iv) propagação macroscópica;
- v) rotura final.

As duas primeiras fases constituem o período de iniciação da fenda, seguida do crescimento macroscópico que constitui o período de propagação da fenda, podendo conduzir à rotura final. A duração de um componente estrutural à fadiga define-se pelo número de ciclos de aplicação da carga até à rotura  $N_t$ , englobando o período de iniciação  $N_i$  e o período de propagação  $N_p$ :



## 6. APRESENTAÇÃO DE RESULTADOS. CONCLUSÕES

A figura 2 ilustra gráficamente os valores estimados e experimentais obtidos para os diversos detalhes. É possível concluir que:

- Existe uma relação directa entre a resistência à fadiga e o factor de concentração de tensões na região de soldadura. Verifica-se que as juntas de maior resistência à fadiga são as que revelam, nos estudos teóricos, baixos valores do factor de concentração de tensões na região do cordão de soldadura.

O número de ciclos estimados para o período de iniciação em relação aos valores médios experimentais, revelaram que:

- para juntas soldadas com elevados factores de concentração de tensões e para elevadas gamas de tensão, o período de iniciação não é determinante na vida total de fadiga. Para baixos níveis de tensão, o efeito do período de iniciação é significativo no processo de fadiga,
- para geometrias com baixos factores de concentração de tensões, a iniciação é determinante, para baixas ou elevadas gamas de tensão aplicada no processo de rotura de fadiga.

Em face dos resultados obtidos, não parece significativo incluir a fase de iniciação na previsão da duração à fadiga das juntas soldadas com elevados factores de concentração de tensão, quando solicitadas a elevadas gamas de tensão; o número de ciclos passados no período de propagação caracteriza de modo correcto o processo de fadiga, neste caso.

## 7. REFERÊNCIAS

Dowling, N. E., - " A Review of Fatigue Life Prediction Methods", Virginia Polytechnic Institute and State Univ., blacksburg, VA., 87-1966.

Glinka, K., - "Energy Density Approach to Calculation of Inelastic Strain- Stress Near Notches and Cracks." Engineering Fracture Mechanics Vol. 22 pp 485-508, 1985.

Kosteas, D., e Ondra, R.-" Imperfektioenen in Aluminium - Schweißverbindungen - Einfluß auf die Betriebsfestigkeit. VDI Berichte Nr 770, 1989.

Molski, K. and Glinka, K., - "A Method of Elastic-Plastic Stress and Strain Calculation at a Notch Root". Mater. Sci. Eng. 50, pp 93-100, 1981.

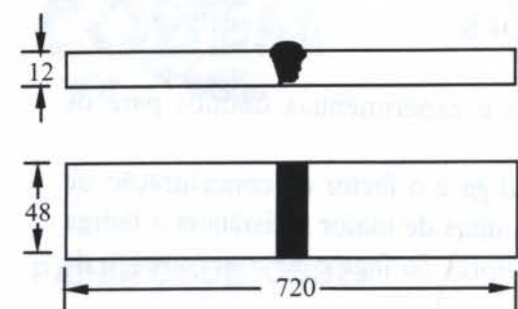
Neuber, H., - Journal of Applied Mechanics, Vol. 28, N° 4, pp. 544 - 560, Dec. 1961.

Peterson, R.E. - Handbook of Stress Concentration Factor, John Wiley, 1974

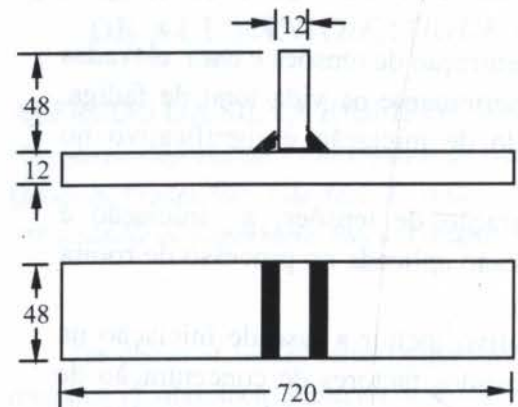
Seeger, T. and Heuler, P., - "Generalized Application of Neuber's Rule". J. Test. Eval. 8, pp 199-204, 1980.

Silva Ribeiro, A. - " Efeito da Fase de Iniciação no Comportamento à Fadiga de Estruturas Soldadas". Tese de Doutoramento UTAD, 1993.

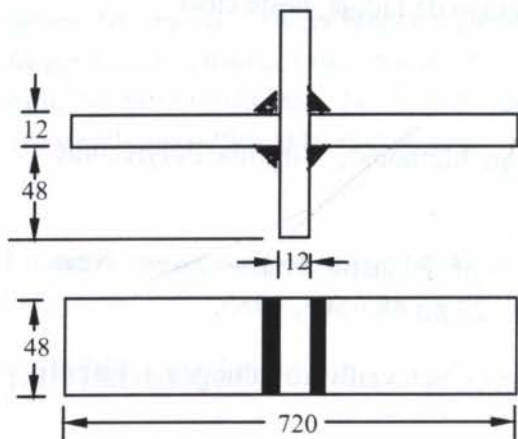
Yung, J. Y. e Lawrence, F., V., - "Analytical and Graphical Aids for the Fatigue Design of Weldments. Fatigue Fact. Eng. Mater. Structures Vol. 8 N° 3 pp 223-241, 1985.



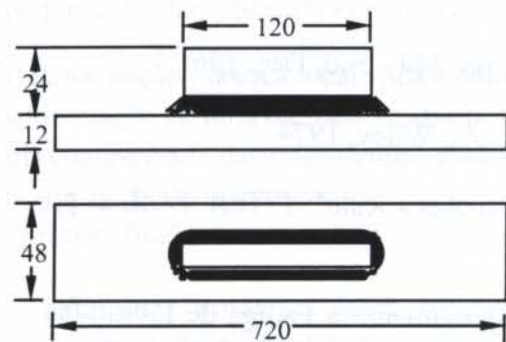
Detalhe 1- Juntas topo a topo



Detalhe 2- Juntas de canto.

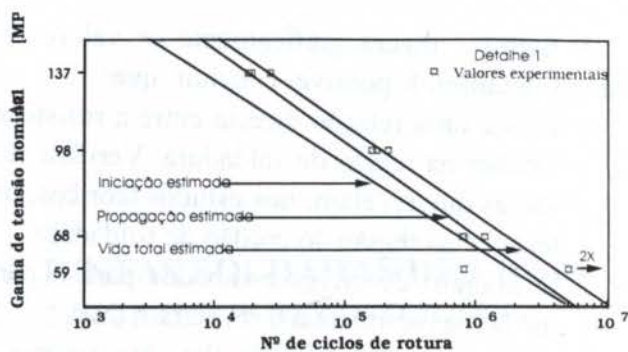


Detalhe 3- Juntas cruciformes com transferência de carga.

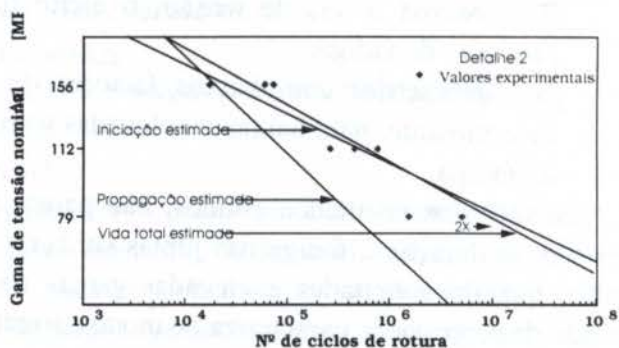


Detalhe 4- Juntas de canto longitudinais sem transferência de carga.

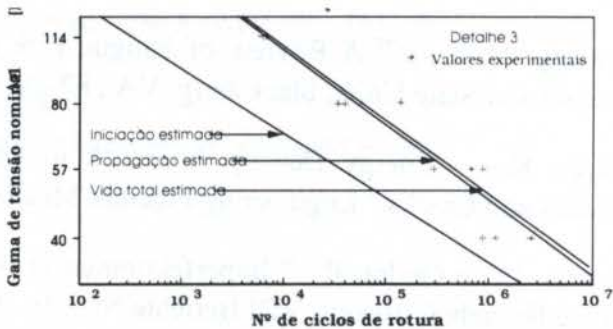
Figura 1- Geometria e dimensões das juntas utilizadas.



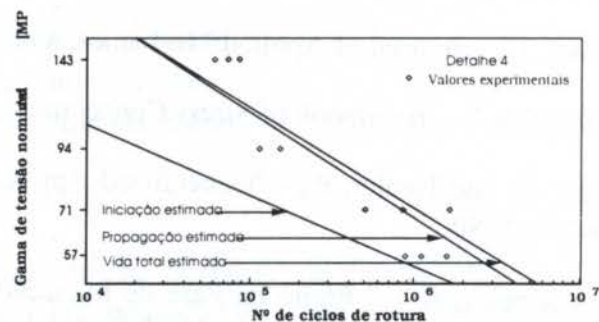
Detalhe 1- Juntas topo a topo.



Detalhe 2- Juntas de canto.



Detalhe 3- Juntas cruciformes com transferência de carga.



Detalhe 4- Juntas de canto longitudinais sem transferência de carga.

Figura 2- Representação gráfica dos valores experimentais e estimados.



longitudinais de canto sem transferência de carga, cujas características dimensionais se representam na figura 1. A tabela 1 apresenta as propriedades de resistência mecânica e cíclicas da liga de alumínio 6061-T651 obtidas, no âmbito do programa experimental.

Tabela 1: Propriedades de resistência mecânica da liga de Al 6061-T651 (Silva Ribeiro, 1994).

Tensão de resistência	290/317 [MPa]	Exp. de endurecimento cíclico	0.062 [MPa]
Tensão de cedência	242/279 [MPa]	Coef. de endurecimento cíclico	404 [MPa]
Exp. de ductilidade cíclica	-0.723	Coef. de ductilidade cíclica	394
Coef. de ductilidade cíclica	0.634	Exp. de resistência cíclica	-0.045
Módulo de elasticidade	68300 [MPa]	Dureza Brinell	70/72 BHN

A determinação do número de ciclos gastos no período de iniciação foi estimado por um programa de cálculo automático. A tabela 2 representa os valores de  $K_t$  utilizados para a determinação do número de ciclos passados na fase de iniciação obtidos por elementos finitos.

Para a determinação do número de ciclos passados na fase de propagação foi utilizado um programa de cálculo automático "FAFRAM" (FATigue FRActure Mechanics) baseado nos conceitos da MFLE, tendo-se utilizado as condições referenciadas na tabela 2. Optou-se para a formulação do factor de intensidade de tensões, a solução de Brown/ Scrawley/ Orange para o detalhe 1, a solução proposta por Frank para as juntas cruciformes e a solução de Newman/ Raju para os detalhes 2 e 4. Os valores para as taxas de propagação de fendas de fadiga foram os valores obtidos para a liga utilizada no programa experimental, optando-se para os detalhes 1 e 3, os valores obtidos para o material de adição e para os detalhes 2 e 4, os valores obtidos para a zona afectada pelo calor (ZAC).

Tabela 2: Parâmetros utilizados no programa de cálculo "FAFRAM" (Silva Ribeiro, 1994).

Detalhe	Direcção (mm)				$K_t$	Geom.	Lei de propagação	$\frac{da}{dN}$ (mm/ciclo)
	$a_i$	$a_f$	$c_i$	$c_f$				
1	0.25	11.8	-	-	3.50	2D	Paris	$1.22 \times 10^{-19} (\Delta K)^{5.93}$
2	0.25	11.8	0.25	48	2.60	3D	Paris	$2.99 \times 10^{-16} (\Delta K)^{4.63}$
3	$(a_i + 0.25)$	$(a_f)$	-	-	7.24	2D	Paris	$1.22 \times 10^{-19} (\Delta K)^{5.93}$
4	0.25	11.8	0.25	48	4.43	3D	Paris	$2.99 \times 10^{-16} (\Delta K)^{4.63}$

## 4.2 Regra de Seeger e Heuler

Seeger e Heuler (Seeger *et al.*, 1980) mostram que a equação (11) pode ser também aplicada para tensões nominais superiores ao limite de proporcionalidade, recorrendo à equação da curva cíclica do material para o cálculo quer de deformações nominais quer locais obtendo:

$$K_t^2 \frac{\Delta\sigma_{nom}}{2} \left[ \frac{\Delta\sigma_{nom}}{2E} + \left( \frac{\Delta\sigma_{nom}}{2K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \right] = \frac{\Delta\sigma}{2} \left[ \frac{\Delta\sigma}{2E} + \left( \frac{\Delta\sigma}{2K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \right] \quad (12)$$

## 4.3 Método de Glinka

Dada a regra de Neuber conduzir a estados de tensões e deformações locais sobreestimados, no sentido de compensar este efeito, Topper sugeriu a utilização do factor de redução de resistência à fadiga  $K_f$  no lugar de  $K_t$ . Esta alteração conduz a previsões de vida satisfatórias. Glinka propõe para o cálculo das tensões e deformações não elásticas, devido à concentração de tensões na raiz do entalhe, o método da energia de deformação equivalente, (Glinka, 1985), que se traduz pela seguinte expressão:

$$K_t^2 \frac{\Delta\sigma_{nom}}{4E} = \left( \frac{\Delta\sigma}{4E} \right)^2 + \frac{\Delta\sigma}{2(n+1)} \left( \frac{\Delta\sigma}{2K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (13)$$

se a tensão nominal for superior ao limite de proporcionalidade então a equação (13) toma a forma:

$$K_t^2 \left[ \frac{\Delta\sigma_{nom}^2}{4E} + \frac{\Delta\sigma_{nom}}{2(n+1)} \left( \frac{\Delta\sigma_{nom}}{2K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \right] = \left( \frac{\Delta\sigma}{4E} \right)^2 + \frac{\Delta\sigma}{2(n+1)} \left( \frac{\Delta\sigma}{2K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (14)$$

A superioridade deste método manifesta-se para valores elevados de  $K_t$  e da tensão nominal, já que, quando a tensão local não ultrapassa a tensão limite de proporcionalidade, o método de Glinka e Neuber são coincidentes.

As equações (11, 12, 13 e 14) permitem obter as tensões e deformações locais, conhecidas a tensão nominal, o factor elástico de concentração de tensões e a curva cíclica do material, estimando-se o número de ciclos para a fase de iniciação pela equação de Manson - Coffin (não leva em conta o efeito da tensão média) ou utilizando a regra de Morrow (considera o efeito da tensão média) (Morrow, 1964).

## 5. PROGRAMA EXPERIMENTAL

De forma a estabelecer uma análise comparativa entre os valores obtidos, por modelos analíticos, foi desenvolvido um programa experimental, englobado no projecto EUREKA EU 269, que consistiu em ensaio de fadiga em juntas soldadas de alumínio da liga Al 6061-T651, nomeadamente em juntas topo a topo, de canto, cruciformes com transferência de carga e



e  $K_{fmax}$  para várias juntas soldadas.

#### 4. ESTIMATIVA DA FASE DE INICIAÇÃO BASEADA EM CONCEITOS DE DEFORMAÇÃO LOCAL

A determinação das tensões e deformações em entalhes ou em fendas reveste-se de grande importância para a análise da fractura de elementos solicitados, quer monotonicamente, quer cíclicamente. Cálculos exactos podem ser obtidos por métodos analíticos complexos ou pelo método dos elementos finitos, apresentando contudo a desvantagem de serem demasiado demorados. Em alternativa, desenvolveram-se métodos aproximados utilizando a regra de Neuber. Constatando-se que a regra de Neuber sobrestima as tensões e deformações locais, foram propostas alternativas por diversos investigadores destacando-se Topper, Seeger e Heuler (Seeger *et al.*, 1980), Molski e Glinka, (Molski *et al.*, 1981), que são desenvolvidas nos pontos que se seguem.

##### 4.1 Regra de Neuber

Se a variação da tensão e deformação nominais são limitadas ao domínio elástico, então a equação (5) reduz-se a:

$$K_f \Delta \sigma_{nom} = (\Delta \epsilon \Delta \sigma E)^{1/2} \quad (8)$$

equação de interesse para a estimativa de tensões e deformações locais de provetes entalhados, sujeitos a uma tensão remotamente aplicada, sendo  $(E \cdot \Delta \sigma \cdot \Delta \epsilon)^{1/2}$  denominada *função de dano*, em que  $\Delta \sigma$  e  $\Delta \epsilon$  podem ser calculados recorrendo à curva cíclica de tensão-extensão do material associada, à equação de Coffin-Manson. A equação (8) pode ser escrita na seguinte forma:

$$\frac{(K_t \Delta \sigma_{nom})^2}{4E} = \frac{\Delta \sigma}{2} \frac{\Delta \epsilon}{2} \quad (9)$$

equação que relaciona o factor empírico  $K_t$  com a tensão e a extensão local para  $\Delta \sigma_{nom}$  imposto. A equação da curva cíclica de tensão-extensão, que representa a influência do material, é:

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} \approx \frac{\Delta \sigma}{2K} + \left( \frac{\Delta \sigma}{2K'} \right)^{1/n'} \quad (10)$$

onde  $K'$  e  $n'$  são constantes do material. Combinando as equações (9) e (10) obtém-se a seguinte expressão, (Dijkstra *et al.*, 1986):

$$\frac{(K_t \Delta \sigma_{nom})^2}{4E} = \frac{\Delta \sigma^2}{4E} + \frac{\Delta \sigma}{2} \left( \frac{\Delta \sigma}{2K'} \right)^{1/n'} \quad (11)$$

equação que permite a determinação das tensões máximas que se desenvolvem em entalhes sujeitos a uma tensão remotamente aplicada.

verifica para um número de ciclos superior a  $10^6$ , ou seja, em condições essencialmente elásticas. Para estados de fadiga oligocíclica, em que as tensões são superiores à tensão de cedência do material, os modelos baseados em análises elásticas não caracterizam correctamente os danos ocorridos, dado não contemplarem a influência das zonas de deformação plástica.

Uma das relações que se aplica neste domínio é a relação de Neuber. De acordo com Neuber (Neuber, 1961) existe uma relação aproximada entre  $K_t$  e  $K_\sigma$ ,  $K_\epsilon$  tal que:

$$K_t^2 = K_\sigma K_\epsilon = \frac{\Delta\sigma}{\Delta\sigma_{nom}} \frac{\Delta\epsilon}{\Delta\epsilon_{nom}} \quad (4)$$

em que  $K_\sigma$  é o factor de concentração de tensões elasto-plástico e  $K_\epsilon$  o factor de concentração de deformações elasto-plástico, definidos em função das tensões e extensões máximas e nominais. Topper introduziu  $K_f$  em vez de  $K_t$  e a equação (4) pode ser reescrita na seguinte forma (Yung *et al* 1985):

$$K_f (\Delta\sigma_{nom} \Delta\epsilon_{nom} E)^{1/2} = (\Delta\epsilon \Delta\sigma E)^{1/2} \quad (5)$$

equação que mostra que uma função da tensão e deformação nominais  $(\Delta\sigma_{nom} \Delta\epsilon_{nom} E)^{1/2}$  necessita apenas ser multiplicada por um factor de concentração constante, para que sejam obtidos valores da tensão e deformação locais  $(\Delta\epsilon \Delta\sigma E)^{1/2}$  na raiz do entalhe.

### 3. FACTOR DE REDUÇÃO DE RESISTÊNCIA À FADIGA

Existem algumas formas empíricas para a determinação do factor  $K_f$ . Essas formas empíricas estabelecem relações entre  $K_t$  e  $K_f$ . Entre as formulações publicadas destacam-se a de Peterson e de Radaj. De acordo com Peterson a relação é (Peterson, 1974):

$$K_f = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \frac{a}{r}} \quad (6)$$

onde  $a$  é uma constante do material e  $r$  representa o raio na raiz do entalhe. O parâmetro  $a$  pode ser relacionado com a tensão de rotura do material  $\sigma_r$ . Kosteas e Ondra (Kosteas *et al.*, 1989) mencionam que a formulação Radaj utiliza  $K_f = K_t$ .

Yung e Lawrence (Yung *et al.*, 1985) propoem a seguinte expressão para determinar  $K_t$  para o caso de juntas soldadas:

$$K_t = \beta [1 + a (t/r)^\lambda] \quad (7)$$

onde  $a$ ,  $\beta$  e  $\lambda$  são constantes dependentes da geometria, natureza do cordão de soldadura e condições de carga,  $t$  e  $r$  representam a espessura da placa e o raio do entalhe, respectivamente. As constantes  $\beta$  e  $\lambda$  são usualmente iguais a 1 e 0.5. Yung e Lawrence referem que poderá determinar-se o "caso desfavorável", apresentando ainda os valores de  $K_t$



$$N_t = N_i + N_p \quad (1)$$

onde  $N_i$  e  $N_p$  podem ser estimados independentemente. O período de iniciação, dividido em dois estágios - o de nucleação de fendas e o de crescimento microscópico de fendas, apresenta comportamentos que não podem ser descritos pela Mecânica da Fractura Linear Elástica em virtude de sobrestimarem os valores para as taxas de crescimento de fendas. O período de propagação é, por outro lado, dominado pelo crescimento macroscópico de fendas, cujo comportamento é descrito pela teoria da (MFLE).

No presente trabalho, propõe-se um modelo numérico de análise integrada de construções soldadas em ligas de alumínio, onde se inclui o efeito do período de iniciação, tendo por base os resultados do programa experimental desenvolvido no âmbito do projecto EUREKA EU-269 e baseado no estudo do comportamento à fadiga de diversos tipos de juntas soldadas.

Vários modelos têm sido propostos para a avaliação do período de iniciação, mas os modelos baseados na análise de tensões e extensões em entalhes, aliados ao conceito de baixo nível de ciclo de fadiga, parecem ser a base da maioria (Dowling, 1962). Segundo estes modelos, se as tensões e deformações numa zona de concentração de tensões são conhecidas, é possível estimar-se o número de ciclos passados na fase de iniciação através dos resultados de fadiga, obtidos em provetes não entalhados em deformação controlada. Contudo, dada a existência de concentração de tensões, é possível a formação de zonas de deformações plásticas, pelo que o uso de conceitos de análise elasto-plásticos, para avaliar a intensidade das tensões e deformações que se desenvolvem em entalhes, tem vindo a ganhar popularidade.

O período de propagação de fendas de fadiga pode ser caracterizado de modo adequado por leis empíricas do tipo da lei de Paris:

$$\frac{da}{dN} = C (\Delta K)^m \quad (2)$$

onde  $C$  e  $m$  são constantes do material e  $\Delta K = K_{\max} - K_{\min}$  a gama do factor de intensidade de tensões.

## 2. ANÁLISE DE TENSÕES EM ENTALHES

Em condições de carga estática, a concentração de tensões é definida pelo factor elástico-estático de concentração de tensões,  $K_t$ , por:

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{nom}}} \quad (3)$$

onde  $\sigma_{\max}$  representa a tensão máxima na raiz do entalhe e  $\sigma_{\text{nom}}$  a tensão remotamente aplicada. O método dos elementos finitos e os métodos experimentais têm sido usados com sucesso na determinação destes factores. Peterson apresentou, sobre a forma de um manual, os factores de concentração de tensões para a maioria das discontinuidades geométricas de interesse prático.

A relação, anteriormente apresentada, é válida para regimes de fadiga em que a rotura se

PAPER CODE: COB1023

## ANALYSIS OF THE DAMAGE IN LOW CYCLE FATIGUE

RODRIGO ROSSI & MARCELO KRAJNC ALVES

*Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC, Trindade, CEP 88010-970 Florianópolis, Brasil, E-mail: Krajnc@grt03.grante.ufsc.br*

### Abstract

We present, in this work, a theory and propose an algorithm for the analysis of the damage of low cycle fatigue in mechanical components. A return mapping type of algorithm is used in the integration of the fully coupled elastoplastic and damage equations. The damage theory used in this work, proposed by Lemaitre (1992), is well-founded in the framework of thermodynamics of irreversible process. The model takes into account a non-linear isotropic and kinematic hardening rule. The algorithm proposed for the integration of the set of evolution equations is based on the algorithm presented by Benallal et al (1988) and uses the Newton-Raphson method in order to solve not only the set of local nonlinear equations but also the set of global nonlinear equations. A Galerkin finite element method is employed in the discretisation of the problem where a Quad9 element has been implemented. A two-dimensional plane stress problem, concerning a plate with a hole, is solved with the objective of illustrating the evolution of damage variable.

### Keywords

damage, fatigue, low cycle fatigue, material degradation

## 1. INTRODUCTION

The problem of material degradation has been fully studied in the last thirty years. One of the characteristics of this kind of phenomena is the complexity of the nonlinear forms of dissipation involved in the dissipative process. Many different models, that are able to represent material degradation, have been proposed in the literature. Here, we consider the model proposed by Lemaitre et al (1992) due to the following properties: the model is simple, reproduces properly experimental results, and is formulated in the general framework of the thermodynamics of irreversible processes. Also, by considering a simple change on the evolution laws we are able to represent various physical phenomena. Different formulations are adopted so that the analysis may be carried up to the rupture of the component using solely the damage formulation, see Pacheco and Carvalho (1993). However, the extension of these approaches to more general non-isotropic damage behavior is limited.

In this work we consider Lemaitre's damage theory, applied to low cycle fatigue processes, and propose an algorithm that enable us to solve the set of nonlinear equations associated with this class of problems.

## 2. FORMULATION

2119



determine with some accuracy the critical points and the number of cycles that a given component may withstand before there is a mesocrack nucleation. However, due to the considerable large number of iterations necessary to perform a low cycle fatigue analysis we must have an accurate algorithm with a very high rate of convergence. The proposed algorithm has accomplished this objective. The disadvantage of this approach is that once the critical damage is reached, we must in order to continue the analysis employ the fracture mechanics method.

## 6. REFERENCES

BATHE, K. J., *Finite Elements Procedures in Engineering Analysis*, Prentice-Hall, New Jersey, 1982.

BENALLAL, A., BILLARDON, R. & DOGHRI, I., *An Integration Algorithm and the Corresponding Consistent Tangent Operator for Fully Coupled Elastoplastic and Damage Equations*, Communications in Applied Numerical Methods, vol. 4, pp.731-740, 1988.

CHABOCHE, J. L. & ROUSSELIER, G., On the Plastic and Viscoplastic Constitutive Equations - Part I and II, *J. of Pressure Vessel Technology*, vol.105, pp.153-164, 1983.

GERMAIN, P., *Cours de Mécanique des Milieux Continus*, Masson & Cie, Paris, 1973.

LEMAITRE, J., *A Course on Damage Mechanics*, Springer-Verlag, Germany, 1992.

LEMAITRE, J & CHABOCHE, J. L., *Mechanics of Solid Materials*, First paperback edition, Cambridge University Press, 1994.

ROSSI, R., *Análise de Fadiga de Baixo Ciclo Através da Teoria de Dano*, Dissertação de Mestrado, UFSC, 1997.

PACHECO, P.M.C.L.; CHIMISSO, F.E.G & MATTOS, H.C., *Sobre a Análise de Falha em Componentes Mecânicos, usando a Mecânica do Dano Contínuo*, XII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, D.F., vol.3, pp.1451-1454, 1993.

CARVALHO, R.B. & MATTOS, H.C., *Simulação Numérica do Amolecimento em Treliças Elasto-Plásticas com Dano*, XII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, D.F., vol.1, pp.37-40, 1993.

SIMO, J.C. & JU, J.W., *Strain and Stress based Continuous Damage Model - Part I and II*, Int. J. Solids and Structures, 1987, vol.23, pp 821-869.

ORTIZ, M. & POPOV, E.P., *Accuracy and Stability of Integration Algorithms for Elastoplastic Constitutive Equations*, Int. J. Numer. Methods in Eng., vol.21, pp1561-1576, 1985.

HANSEN, N.R. & SCHREYER, H.L., *A Thermodynamically Consistent Framework for Theories of Elastoplasticity Coupled with Damage*, Int. J. Solids Structures, vol.31, pp359-389, 1994.

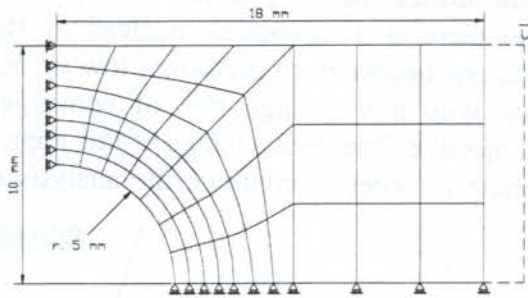
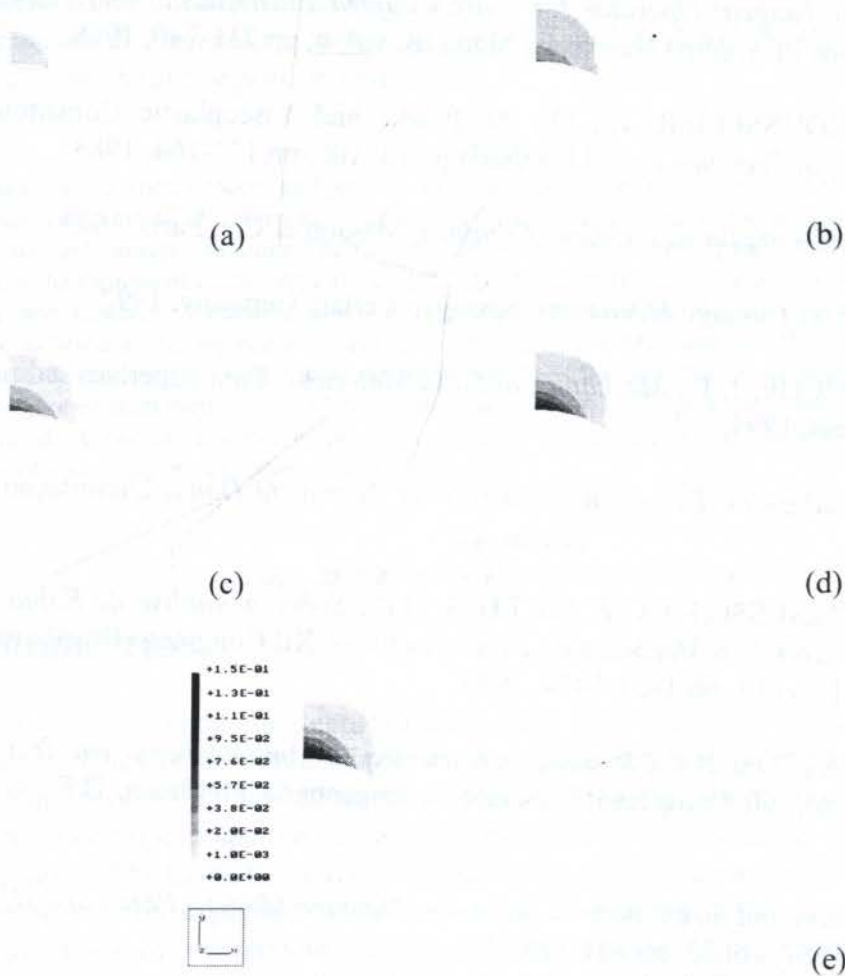


Figure 1 - Geometry discretization

Figure 2 - Evolution of  $D$ . a) Cycle 20, b) Cycle 80, c) Cycle 140, d) Cycle 200, e) Cycle 260.

e)

## 5. CONCLUSION

The theoretical approach used in this work allow us to consider a very broad class of problems with an ability to model quite complex phenomena. Moreover, since low cycle fatigue is strongly related to the accumulated plastic strain, and since we are able to model properly quite complex cyclic plastic phenomena under general loading conditions, we can



- (ii) With the trial tension in (i) we check the yield function. If  $f(\tilde{\sigma}_{n+1}, \bar{Q}_{n+1}) < 0$  then hypothesis (i) is correct and the local procedure is complete with no updating in the remaining components of  $\bar{q}$ . However, if  $f(\tilde{\sigma}_{n+1}, \bar{Q}_{n+1}) \geq 0$  then we must perform an elastoplastic with damage correction.
- (iii) In order to perform the plastic corrections, we employ the incremental equations. Now, in the incremental procedure we must satisfy at time  $t_{n+1}$ : the yield criteria, the elasticity law and the evolution equations. With these three conditions we derive the following set of nonlinear equations:

$$\begin{aligned} g_1(\bar{q}_{n+1}) &= f(\tilde{\sigma}_{n+1}, \bar{Q}_{n+1}) = 0 \\ g_{2...5}(\bar{q}_{n+1}) &= \Delta\bar{Q} - \Delta\lambda\bar{G}(\sigma_{n+\theta}, \bar{Q}_{n+\theta}) = 0 \\ g_6(\bar{q}_{n+1}) &= \varepsilon_{n+1}^e - \mathbf{C}^{-1}\tilde{\sigma} = 0 \end{aligned} \quad (28)$$

$$\text{where } \varepsilon_{n+1}^e = \varepsilon_{n+1} - \varepsilon_{n+1}^p.$$

This system is also solved by the Newton-Raphson method, i.e.

$$\mathbf{M}_T^k \Delta\bar{q}_{n+1}^k = -\bar{g}(\bar{q}_{n+1}^k) \quad (29)$$

where  $M_{ij}^k = \frac{\partial g_i}{\partial q_j}$  and  $\bar{q}_{n+1}^0 = (\sigma_n, \bar{Q}_n, 0)$ . The update is done through  $\bar{q}_{n+1}^{k+1} = \Delta\bar{q}_{n+1}^k + \bar{q}_{n+1}^k$  and the convergence criteria is given by  $\|\bar{g}_{n+1}\| \leq \textit{tolerance}$ .

### 3.3 Determination of the Tangent Operator J

When the local integration algorithm has converged, the corresponding consistent operator associated with the discretization may be determined by letting all the variables  $q$  and  $\varepsilon$  vary slightly around the solution at the converged solution at iteration  $n+1$ . Thus,

$$\delta\sigma = \mathbf{J}\delta\varepsilon,$$

with

$$\mathbf{J}_{n+1}^i = \frac{\partial\sigma(\sigma_n, \varepsilon_n, \varepsilon_n^p, D_n, \varepsilon(\mathbf{u}) - \varepsilon_n)}{\partial\varepsilon} \Big|_{\mathbf{u}_{n+1}^i} \quad (30)$$

Now, in order to compute the above differentiation we must satisfy the evolution equations. These evolution equations may be written in an incremental form as:

$$\sum_i \sum_j \left[ \left( \frac{\partial g_i}{\partial q_j} \right)_{n+1} \delta q_j + \left( \frac{\partial g_i}{\partial \varepsilon} \right)_{n+1} \delta \varepsilon \right] = 0. \quad (31)$$

## 4. EXAMPLES

In this section we consider the problem illustrated in Fig.1. Here, we use  $\frac{1}{4}$  of symmetry and consider the slab to be submitted to a strain cyclic loading - plane stress problem. The prescribed displacement amplitude is  $\Delta\bar{u} = 0.04\text{mm}$  in a sine loading function. The finite element discretisation employed a Quad9 element.

The material properties used in this work are related to the steel AISI 316. They are  $E = 200.000\text{MPa}$ ,  $\nu = 0.3$ ,  $\sigma_y = 260\text{MPa}$ ,  $\chi_\infty = 200\text{MPa}$ ,  $b = 1$ ,  $\gamma = 2$ ,  $R_\infty = 300\text{MPa}$  and  $D_c = 0.15$ . The tolerances used was  $10^{-5}$  to the global procedure and  $10^{-6}$  to the local procedure. The results are showed through isozones of damage.

constitutive equations. However, in order to perform the integration of the global equilibrium equations we must derive the consistent tangent operator  $\mathbf{J}$ .

### 3.1 Global Equilibrium Equations

The basic problem in nonlinear analysis is based, in general, on the consideration of the equilibrium configuration at time  $t_{n+1}$ . The external forces,  $\bar{F}e_{n+1}$ , are generally "time" dependent and the equilibrium state can be written as  $\bar{F}e_{n+1} - \bar{F}i_{n+1} = 0$ , where  $\bar{F}i_{n+1}$  is the internal forces.

With the objective of solving the nonlinear equation associated with our problem, we make use of the Newton-Raphson method. Now, by formulation the problem so as

$$\bar{h}(\bar{u}^*) = 0 \quad (21)$$

where  $\bar{h}(\bar{u}^*) = \bar{F}e_{n+1}(\bar{u}^*) - \bar{F}i_{n+1}(\bar{u}^*) = 0$ , then this method consist in the expansion of  $\bar{h}(\bar{u}^*)$  in a Taylor series where we keep only the first order term. Moreover, if we denote

$\Delta\bar{u}_{n+1}^i = (\bar{u}^* - \bar{u}_{n+1}^i)$  and  $\mathbf{K}_{n+1}^i = \frac{\partial \bar{F}i(\bar{u}_{n+1}^i)}{\partial \bar{u}}$ , the method may be expressed as

$$\mathbf{K}_{n+1}^i \Delta\bar{u}_{n+1}^i = \bar{F}e_{n+1} - \bar{F}i_{n+1}^i, \quad (22)$$

where  $\mathbf{K}$  is called the tangent stiffness matrix. The update procedure is then given by

$$\bar{u}_{n+1}^{i+1} = \Delta\bar{u}_{n+1}^i + \bar{u}_{n+1}^i. \quad (23)$$

Here, we adopt the following convergence criteria:  $\|\bar{h}(\bar{u}_{n+1}^{i+1})\| \leq \textit{tolerance}$ , resulting  $\bar{u}_{n+1}^{i+1} \approx \bar{u}^*$  at convergence. Based on an incremental approach, the tangent stiffness can be written as

$$\mathbf{K}_{n+1}^i = \int_{\Omega} \mathbf{B}^T \mathbf{J}_{n+1}^i \mathbf{B} \, d\Omega \quad (24)$$

where  $\mathbf{B}$  is the strain-displacement matrix and  $\mathbf{J}$  the tangent operator. In the first iteration we consider  $\bar{u}_{n+1}^0 \approx \bar{u}_n^*$ .

### 3.2 Local Integration

In order to simplify the notation while describing the algorithm we introduce two vectors:  $Q = (\varepsilon^p, \chi^D, R, D)$  e  $q = (\sigma, Q, \lambda)$ . Thus, the evolution equations early presented can be written in a compact form as

$$\dot{Q} = \dot{\lambda} \bar{G}(\sigma, Q). \quad (25)$$

Making use of an incremental form, we obtain

$$\Delta Q = \Delta \lambda \bar{G}(\sigma_{n+\theta}, Q_{n+\theta}) = 0 \quad (26)$$

where  $\Delta(\circ) = (\circ)_{n+1} - (\circ)_n$  e  $(\circ)_{n+\theta} = (1-\theta)(\circ)_n + \theta(\circ)_{n+1}$  as  $\theta \in [0,1]$ .

#### 3.2.1 Algorithm

- (i) Given  $\varepsilon_{n+1}$ , we assume a purely elastic increment, thus  $\Delta Q = 0$  and  $\Delta \lambda = 0$ . The trial tension is then computed by

$$\sigma = \mathbf{C} \varepsilon^* \quad (27)$$

where  $\varepsilon^* = \varepsilon_{n+1} - \varepsilon_n^p$ .



derivatives of Eq.(5) and Eq.(6). As a consequence, we obtain:

- the isotropic hardening evolution law

$$\dot{R} = \dot{\lambda}b(R_{\infty} - R), \quad (16)$$

- the kinematic hardening evolution law

$$\dot{\chi}^D = \dot{\lambda}\chi_{\infty}\gamma \left[ \frac{(\tilde{\sigma}^D - \chi^D)}{(\tilde{\sigma}^D - \chi^D)_{eq}} - \frac{\chi^D}{\chi_{\infty}} \right]. \quad (17)$$

### 2.2.2 Pseudo-potential of dissipation: Damage evolution - $F_D$

The expression of the potential  $F_D$  may be obtained by taking into account that  $\dot{D} \propto Y\dot{p}$ , so  $F_D \propto Y^2$ . Thus, by introducing  $S$ , a constant scale factor, we can write  $F_D$  as

$$F_D = \frac{Y^2}{2S(1-D)} H(p - p_D), \text{ hence} \quad (18)$$

$$\dot{D} = \frac{Y}{S} H(p - p_D) \dot{p}, \quad (19)$$

where the accumulated plastic strain rate is given by  $\dot{p} = \sqrt{\dot{\epsilon}^p \cdot \dot{\epsilon}^p}$ .

Now, according to experimental evidence, the damage process begins only after a certain level of accumulated plastic strain has been reached. This means that for  $p < p_D \rightarrow D = 0$ . Thus, we need to introduce a damage plastic strain threshold  $p_D$  which is a material property.

### 2.2.3 Critical Damage State

The damage theory employed in this work considers the damage process to evolve up to an upper bound represented by  $D_c$ . This upper bound is called the critical damage. Once this value is reached the material is considered to be damaged with a mesocrack. From this point, in order to continue the analysis, we need to make use of the classical fracture mechanics approach.

### 2.2.4 Determination of $\lambda$

At this point, we are able to determine the plasticity multiplier  $\lambda$ . It may be derived by the imposition of the consistency conditions, given by:  $f = 0$  and  $\dot{f} = 0$ . Applying these conditions to the Eq.(11), allow us to deduce the multiplier  $\lambda$  as

$$\dot{\lambda} = \frac{\frac{3}{2}(\tilde{\sigma}^D - \chi^D) \cdot \dot{\sigma}}{(\tilde{\sigma}^D - \chi^D)_{eq}(1-D)} \cdot \left[ \chi^D \gamma + \frac{\tilde{\sigma}^D}{(1-D)^2} \frac{Y}{S} H(p - p_D) \right]. \quad (20)$$

## 3. ALGORITHM

In this section we present a return mapping algorithm that enable us to integrate the fully coupled elastoplastic with damage constitutive equations. This proposed algorithm decomposes the problem into two parts. The former consists in the global equilibrium equations and is showed in the finite element formulation and the second deals with the local integration of the

We postulate, also, the existence of a pseudo-potential of dissipation  $F$  which is responsible for the derivation of the complementary evolution equations. Here, we consider the pseudo-potential to be decomposed as:

$$F = F_p(\sigma, R, \chi^D; \varepsilon^e, r, \alpha, D) + F_D(Y; r, D), \quad (8)$$

where  $F_p$  and  $F_D$  are the parts of the potential related to the elastoplastic and damage dissipation respectively. The complementary equations can be derived from the pseudo-potential by applying the hypothesis of normal dissipation. This leads to the following expressions:

- elastoplastic evolution equations

$$\dot{\varepsilon}^p = \dot{\lambda} \frac{\partial F_p}{\partial \sigma}, \quad \dot{\alpha} = \dot{\lambda} \frac{\partial F_p}{\partial \chi^D} \quad e \quad \dot{r} = \dot{\lambda} \frac{\partial F_p}{\partial R}, \quad (9)$$

- damage evolution equation

$$\dot{D} = \dot{\lambda} \frac{\partial F_D}{\partial Y}. \quad (10)$$

### 2.2.1 Pseudo-potential of dissipation: Elastoplastic evolution - $F_p$

In order to introduce the pseudo-potential of dissipation associated with the elastoplastic evolution, we must consider an yield criteria function  $f$ . Here, we consider  $f$  to be given by:

$$f = (\tilde{\sigma}^D - \chi^D)_{eq} - R - \sigma_y = 0, \quad (11)$$

where  $(\tilde{\sigma}^D - \chi^D)_{eq} = \sqrt{\frac{3}{2}(\tilde{\sigma}^D - \chi^D) \cdot (\tilde{\sigma}^D - \chi^D)}$  and  $\sigma_y$  denotes the yield stress.

At this point we consider the pseudo-potential of dissipation related to the elastoplastic evolution to be given as:

$$F_p = (\tilde{\sigma}^D - \chi^D)_{eq} - R - \sigma_y + \frac{3}{4\chi_\infty} \chi^D \cdot \chi^D. \quad (12)$$

By replacing Eq.(12) into Eq.(9) we derive the following elastoplastic evolution equations:

- the plastic strain evolution law

$$\dot{\varepsilon}^p = \frac{3\dot{\lambda}}{2} \frac{(\tilde{\sigma}^D - \chi^D)}{(\tilde{\sigma}^D - \chi^D)_{eq}}, \quad (13)$$

- the isotropic hardening evolution law

$$\dot{r} = \dot{\lambda}, \quad (14)$$

- the kinematic hardening evolution law

$$\dot{\alpha} = \frac{3\dot{\lambda}}{2} \left[ \frac{(\tilde{\sigma}^D - \chi^D)}{(\tilde{\sigma}^D - \chi^D)_{eq}} - \frac{\chi^D}{\chi_\infty} \right]. \quad (15)$$

It is more convenient, however, to write Eq.(14) and Eq.(15) with respect to  $\dot{R}$  and  $\dot{\chi}^D$  respectively. This is done through the substitution of Eq.(14) and Eq.(15) into the time



## 2.1 Damage

According to Lemaitre (1992), the damage on the mesoscale can be interpreted as the growth and the coalescence of microcracks or microvoids. The physical interpretation of the damage variable, on a representative volume element, is the quotient between the area formed by the microcracks and microvoids and the total area of a given cross section - isotropic damage. The damage variable,  $D$ , is introduced into the equations through the effective stress concept, defined by

$$\tilde{\sigma} = \frac{\sigma}{1-D} \quad (1)$$

where  $\sigma$  is the Cauchy stress tensor, and through the strain equivalence principle. The strain equivalence principle may be stated as: Any strain constitutive equation for a damage material may be derived in the same way as for a virgin material except that the usual stress is replaced by the effective stress.

## 2.2 Constitutive Equations

The constitutive equations of the problem are completely derived by the introduction of two potentials: the Helmholtz specific free energy  $\Psi$  and the pseudo-potential of dissipation  $F$ .

*Helmholtz specific free energy  $\Psi$ :*

We postulate the existence of a free energy potential  $\Psi$  which is necessary for the determination of the set of state laws associated with our model. We assume the potential to depend on a set of state variables, i.e.,  $\Psi(\varepsilon^e, \alpha, r, D)$ . Here  $\alpha$  is the back strain tensor,  $r$  is the strain of isotropic hardening,  $D$  is the damage variable. Moreover, we assumed a split of the total strain in an elastic and a plastic strain, i.e.,  $\varepsilon = \varepsilon^e + \varepsilon^p$ . Now, from the Clausius-Duhem inequality and the method of local state equations, we derive the given state equations:

$$\sigma = \rho \frac{\partial \Psi}{\partial \varepsilon^e}, \quad \chi^D = \rho \frac{\partial \Psi}{\partial \alpha}, \quad R = \rho \frac{\partial \Psi}{\partial r} \quad \text{and} \quad Y = -\rho \frac{\partial \Psi}{\partial D}. \quad (2)$$

Here  $\chi^D$  is the back stress or kinematic hardening,  $R$  is the isotropic hardening,  $Y$  is the strain energy density release rate and  $\rho$  is the mass density. In this work, we consider the free-energy potential to be given by:

$$\rho \Psi = \frac{1}{2} \mathbf{C} \varepsilon^e \cdot \varepsilon^e (1-D) + R_\infty \left( r + \frac{1}{b} e^{-br} \right) + \frac{1}{3} \chi_\infty \gamma \alpha \cdot \alpha, \quad (3)$$

where  $\mathbf{C}$  is the elasticity fourth order tensor and  $\chi_\infty, R_\infty, b$  and  $\gamma$  are material parameters. Now, from Eq.(2) and Eq. (3) we derive the following state equations:

$$\sigma = \mathbf{C} \varepsilon^e (1-D), \text{ for the elasticity coupled with damage eq.;} \quad (4)$$

$$R = R_\infty (1 - e^{-br}), \text{ for the isotropic hardening eq.;} \quad (5)$$

$$\chi^D = \frac{2}{3} \chi_\infty \gamma \alpha, \text{ for the kinematic hardening eq.;} \quad (6)$$

and

$$Y = \frac{1}{2} \mathbf{C} \varepsilon^e \cdot \varepsilon^e, \text{ for the strain energy density release rate.} \quad (7)$$

*Pseudo-potential of dissipation  $F$ :*



PAPER CODE: COB933

**PROPRIEDADES MECÂNICAS DE FADIGA DE BAIXO E ALTO  
CICLO DE UM AÇO Cr-Mn-N / LOW AND HIGH CYCLE FATIGUE  
MECHANICAL PROPERTIES IN A Cr-Mn-N STEEL**

LUIZ VICENTE VAREDA<sup>1</sup> & DIRCEU SPINELLI<sup>2</sup>

<sup>1</sup>*Departamento de Engenharia de Estruturas, Escola de Engenharia de São Carlos-USP. Av. Dr. Carlos Botelho, 1465, CEP 13560-250 - São Carlos - SP. Fax: (016)274-9261.*

<sup>2</sup>*Departamento de Engenharia de Materiais, Escola de Engenharia de São Carlos-USP. Fax: (016)274-9213. E-mail: dspinell@sc.usp.br*

**Abstract**

In the present work, the low and high cycle fatigue mechanical properties in a Cr-Mn-N austenitic stainless steel used for application in drill collars were investigated. The temperature dependence of the tensile properties was determined and it was found that the yield strength, ultimate strength and elongation values decrease significantly with the temperature. The low and high cycle fatigue testing were carried out at room temperature according to ASTM E606 and ASTM E466 standards, with  $R = -1$ . At high temperature, the low cycle fatigue properties were estimated from monotonic properties obtained in the tensile testing. The results showed small influence of temperature in the fatigue life in the short-life range and great influence in the long-life range. Near fatigue limit a great scattering of data was observed. The obtained fatigue limit was 452 MPa which represents 47% of the ultimate tensile strength of material.

**Keywords**

Low cycle fatigue; high cycle fatigue; austenitic stainless steel / Fadiga de baixo ciclo; fadiga de alto ciclo; aço inoxidável austenítico.

**1. INTRODUÇÃO**

O aço em estudo pertence ao grupo dos aços inoxidáveis austeníticos baseados no sistema Cr-Mn-N e comumente utilizado em aplicações especiais pela indústria de exploração de petróleo, como colares para perfurações, anéis de retenção, fios resistentes à corrosão, etc. Em serviço, estes aços são expostos tanto a esforços estáticos como dinâmicos, bem como a meios altamente corrosivos, e, portanto, devem apresentar boas propriedades de tração, fadiga e resistência à corrosão. Os colares para perfurações são utilizados em perfurações profundas de poços de petróleo e gás. São constituídos por tubos de parede grossa localizados na menor seção do conjunto de perfuração, diretamente acima da broca, com a finalidade de proporcionar rigidez ao conjunto e manter a pressão sobre a broca de perfuração. Como a furação por rotação tem sido a técnica de perfuração dominante, os esforços estáticos são então devidos a uma tensão constante de tração causada pelo torque do colar, enquanto que os esforços cíclicos são devido à tensão de flexão variável causada pela rotação do conjunto de perfuração nas partes curvadas, como relatado no trabalho de Gnyp et al (1990). Segundo Nakazawa et al (1989), com o aumento da profundidade de perfuração, a temperatura do colar

2227



aumenta, podendo atingir até aproximadamente 300° C, agravando ainda mais as condições de carregamento mecânico e de corrosão.

Os colares possuem também a função de alojar sensores e instrumentos eletrônicos para a medida do posicionamento da broca durante o processo de perfuração. Como esta medida é baseada no campo magnético terrestre, é necessário, neste caso, a utilização de materiais não magnéticos, para que não haja interferência no sistema de direcionamento da broca de perfuração. Atualmente, os aços inoxidáveis austeníticos do sistema Cr-Mn-N são geralmente utilizados para estas aplicações devido à sua boa combinação de propriedades tecnológicas. Os objetivos deste trabalho foram a determinação das propriedades mecânicas de fadiga de baixo e alto ciclo de um aço inoxidável austenítico do sistema Cr-Mn-N, utilizado na confecção de colares para perfurações, e avaliação da influência da temperatura de serviço nestas propriedades.

## 2. MATERIAL E MÉTODOS

O material utilizado neste trabalho foi um aço inoxidável austenítico não padronizado, designado como E3949, pertencente ao sistema Cr-Mn-N. O tratamento final do aço foi o de forjamento a morno com temperatura de acabamento de aproximadamente 600°C. O aço foi fornecido na forma de tubo de parede espessa de 50 mm. Sua composição química está apresentada na tabela 1.

Tabela 1 - Composição química do aço E3949 (% em peso).

C	Mn	Cr	Ni	N	Nb	Si	P	S	Mo
0,040	16,74	13,22	2,24	0,22	0,21	0,35	0,034	0,002	0,50

Os ensaios de tração foram realizados segundo a norma ASTM E8M (1991) e ASTM E21 (1991), nas temperaturas ambiente e superiores à ambiente, respectivamente, em corpos de prova retirados na direção longitudinal do tubo. Os ensaios de fadiga de baixo e alto ciclo foram realizados na temperatura ambiente utilizando uma máquina servo-hidráulica MTS de 250 kN de capacidade, segundo as normas ASTM E606 (1991) e ASTM E466 (1991), respectivamente. Foram utilizados corpos de prova cilíndricos, com 6,5 mm de diâmetro, retirados da parede de espessura de 50 mm do componente tubular, na direção longitudinal. Estas amostras foram polidas até o acabamento com óxido de cromo com granulometria de aproximadamente 10 µm, com o objetivo de se padronizar a rugosidade superficial.

Os ensaios de fadiga de baixo ciclo foram realizados com controle de deformação total, com R = -1, sob onda senoidal na frequência de 0,5 Hz. A deformação do corpo de prova foi medida e controlada através de um software específico para este método, com a utilização de um extensômetro com 8 mm de comprimento inicial. As histereses tensão-deformação foram registradas automaticamente em um microcomputador. A histerese correspondente ao ciclo estável, considerada ocorrer na metade da vida da amostra, foi empregada para o cálculo das deformações elástica e plástica. O critério de início de formação da cúspide na porção compressiva da histerese tensão-deformação foi adotado para obtenção do número de reversos para falhar, 2N<sub>f</sub>. Pelos dados obtidos a partir da histerese estável de cada nível de deformação e com a ajuda de um editor gráfico em ambiente windows, foram construídas as curvas deformação-vida.

As curvas deformação-vida foram também obtidas utilizando vários métodos estimativos disponíveis, descritos por Ong (1993a, b) e Park & Song (1995), que utilizam somente as propriedades monotônicas de tração para estimar as propriedades de fadiga de baixo ciclo. As



curvas estimadas foram comparadas com a curva obtida experimentalmente. O melhor método estimativo para as propriedades de fadiga para a temperatura ambiente foi utilizado para a estimativa também das propriedades de fadiga para as temperaturas de 150°C e 300°C.

Os ensaios de fadiga de alto ciclo foram realizados sob controle de carga, com  $R = -1$  e onda senoidal na frequência de 30 Hz, para que aquecimentos excessivos dos corpos de prova fossem evitados. Os resultados dos ensaios de fadiga de alto ciclo, somente para os corpos de prova que romperam, foram aproximados por uma reta pelo método de regressão linear. O limite de fadiga foi considerado como a tensão calculada pela equação da reta para  $N_f = 10^7$  ciclos.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A influência da temperatura nas propriedades monotônicas do aço E3949, na direção longitudinal, pode ser observada nas figuras 1 e 2. A figura 1 ilustra que os limites de resistência e de escoamento diminuem significativamente com o aumento da temperatura. Esta diminuição é bastante sensível, principalmente para o limite de resistência, mesmo para temperaturas não muito altas, como 100°C. Segundo Simmons (1996), este comportamento é característico dos aços inoxidáveis austeníticos contendo nitrogênio. Na figura 2 pode ser visto que o alongamento também diminui significativamente com a temperatura, enquanto que a redução de área tem um pequeno aumento a 100°C, e para temperaturas maiores decresce lentamente. Como relatado por Reed-Hill (1982), a diminuição do alongamento com a temperatura é uma característica dos metais cúbico de face centrada.

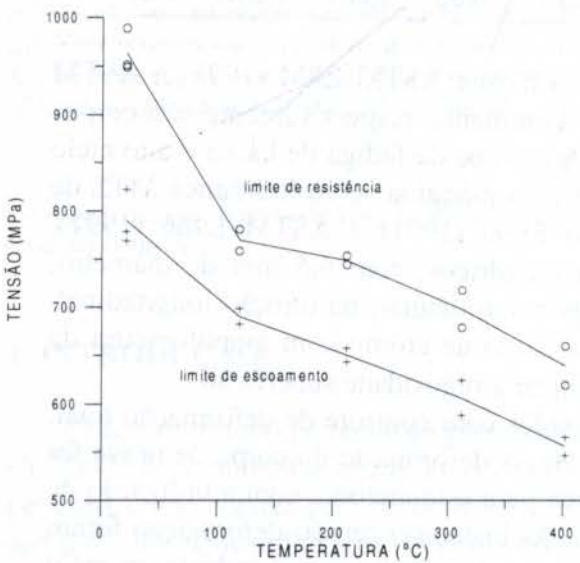


Figura 1 - Limites de escoamento e de resistência em função da temperatura.

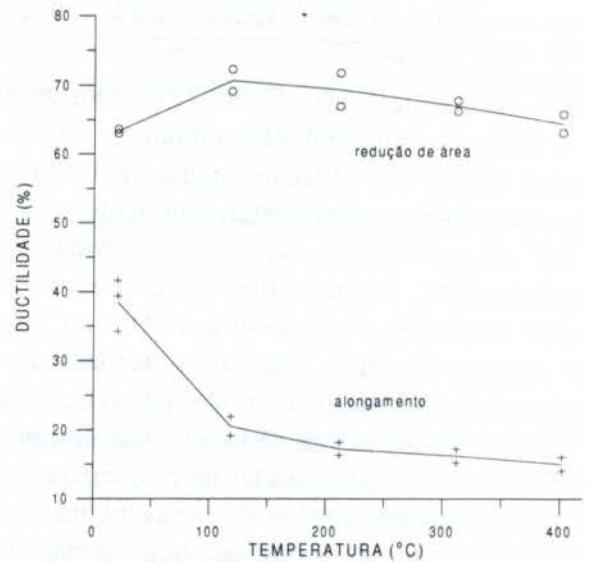


Figura 2 - Redução de área e alongamento em função da temperatura.

As curvas deformação-vida obtidas nos ensaios de fadiga de baixo ciclo estão apresentadas na figura 3, onde as curvas referentes à deformação plástica, elástica e total podem ser observadas. O número de reversos correspondente à transição da região de baixo ciclo para a região de alto ciclo ( $2N_f$ ) foi de aproximadamente  $9,51 \times 10^3$  reversos. A relação deformação-vida obtida pode ser expressa pela equação:



$$\frac{\Delta \epsilon_t}{2} = \frac{\Delta \epsilon_e}{2} + \frac{\Delta \epsilon_p}{2} = 0,0057(2N_f)^{-0,056} + 0,632(2N_f)^{-0,570} \quad (1)$$

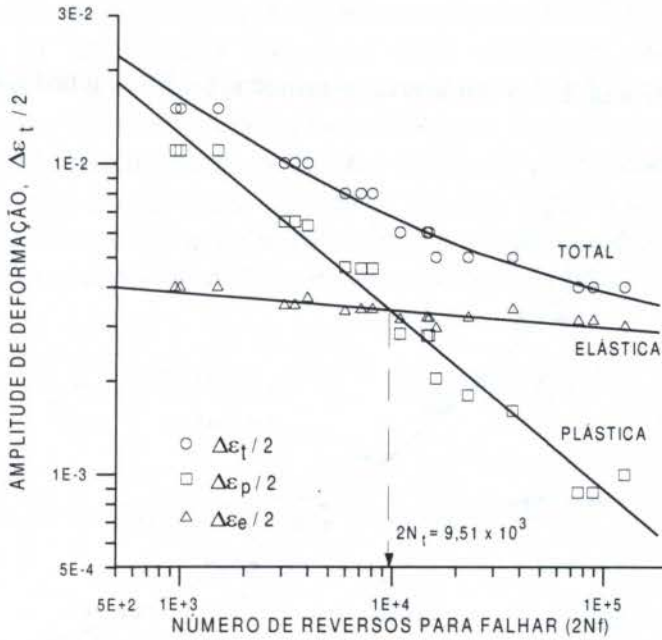


Figura 3 - Curva deformação-vida obtida experimentalmente, na direção longitudinal.

A figura 4 apresenta uma comparação entre as curvas deformação total - vida obtida experimentalmente e utilizando os métodos estimativos. Esta figura ilustra que os métodos de correlação 4 pontos e inclinações universais (Ong, 1993a) fornecem resultados coincidentes e muito próximos dos resultados experimentais para a região de baixo ciclo,  $2N_f < 10^4$  reversos. Assim, para a região de baixo ciclo, estes dois métodos fornecem uma boa estimativa das propriedades de fadiga. Porém, para a região de alto ciclo,  $2N_f > 10^4$  reversos, os resultados estimados por estes dois métodos são muito conservativos, como também reportado por Park & Song (1995) para uma grande quantidade de metais. O método de Socie et al (Ong, 1993a) foi o único que forneceu resultados não conservativos.

As figuras 5 e 6 apresentam uma comparação entre os vários métodos levando em consideração as contribuições isoladas das deformações plástica e elástica na vida em fadiga, respectivamente. A figura 5 mostra que a curva obtida pelo método de inclinações universais aproxima-se mais da curva obtida experimentalmente e, assim, este método pode ser considerado como o melhor para estimativa da influência da deformação plástica na vida à fadiga. Na figura 6 pode ser observado que nenhum método fornece uma boa aproximação da curva deformação elástica-vida experimental. Entretanto, o método de Bäuml e Seeger (Park & Song, 1995) é o melhor entre todos os outros métodos.

Assim, analisando a eficiência dos métodos para estimativa das contribuições das deformações plástica e elástica, separadamente, na vida em fadiga do aço E3949, pode-se concluir que o método de inclinações universais é o mais eficiente com relação à deformação plástica, enquanto que o método de Bäuml e Seeger é o mais eficiente na estimativa da contribuição da deformação elástica na vida em fadiga. Portanto, levando-se em consideração as regiões de baixo e de alto ciclo, a curva deformação total - vida do aço E3949 pode ser melhor estimada somando as contribuições da deformação elástica, estimada pelo método de Bäuml e Seeger, e da deformação plástica, estimada pelo método de inclinações universais. Esta combinação dos dois métodos resultou na equação (2):

$$\frac{\Delta \varepsilon_t}{2} = \frac{\Delta \varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = 1,50 \frac{S_R}{E} (2N_f)^{-0,087} + 0,7579 \left[ \ln \left( \frac{1}{1-RA} \right) \right]^{0,6} (2N_f)^{-0,6} \quad (2)$$

onde  $S_R$  é o limite de resistência,  $E$  é o módulo de elasticidade e  $RA$  é a redução de área.

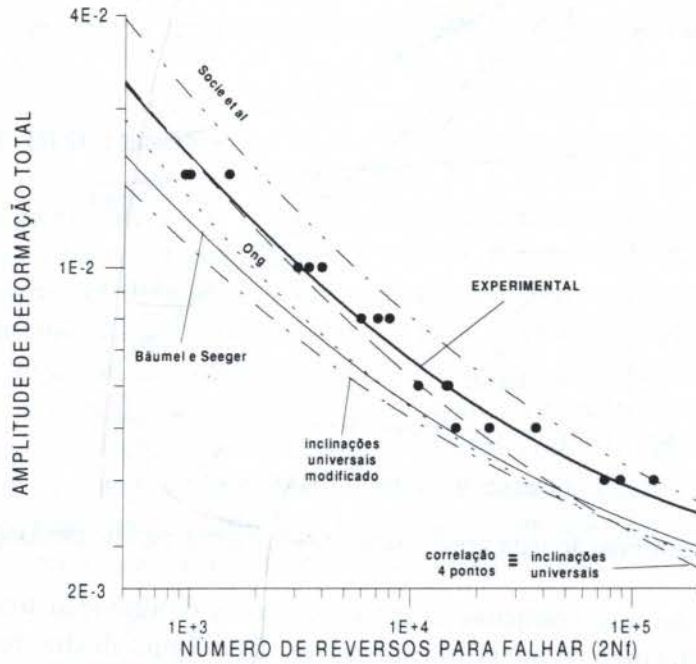


Figura 4 - Curvas deformação total - vida estimadas e obtida experimentalmente.

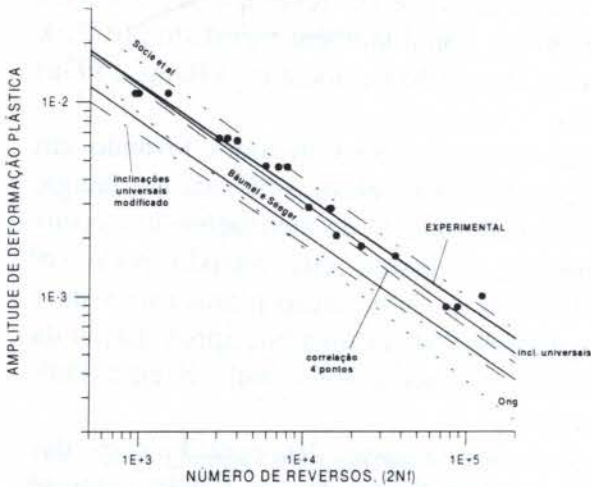


Figura 5 - Curvas deformação plástica-vida estimadas e obtida experimentalmente.

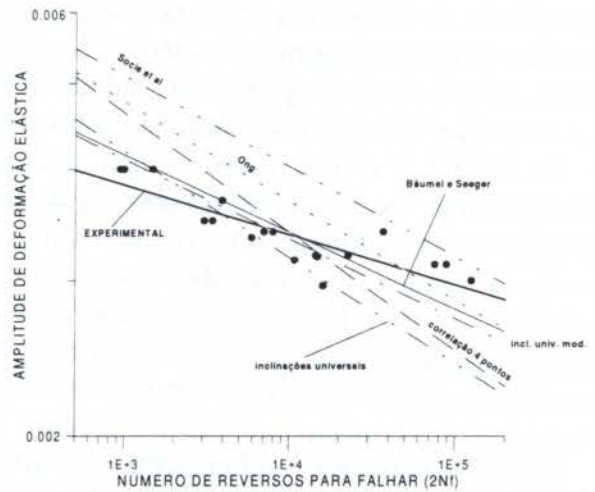


Figura 6 - Curvas deformação elástica-vida estimadas e obtida experimentalmente.

O comportamento em fadiga e a previsão da vida em fadiga são muito mais complicados em altas temperaturas do que na temperatura ambiente. Em altas temperaturas existe uma interação muito complexa entre os processos que são dependentes do tempo e ativados termicamente, como a interação com o meio ambiente, os processos de relaxação/fluência e os aspectos metalúrgicos, em ação conjunta com os mecanismos mecânicos da fadiga. Fatores



como frequência, forma da onda, relaxação/fluência, que exercem pouca influência na vida em fadiga na temperatura ambiente, apresentam grande influência em altas temperaturas.

Para a frequência utilizada neste trabalho, os ensaios de fadiga de baixo ciclo têm uma duração relativamente curta. Também as temperaturas envolvidas, 150 e 300°C, não são muito elevadas, e assim foi considerado que para estas condições, os fenômenos ativados termicamente exercem uma influência muito pequena na vida em fadiga, de modo que esta pode ser razoavelmente estimada pela equação (2), que leva em consideração somente a influência das propriedades mecânicas de tração. Assim, as propriedades de fadiga de baixo ciclo do aço E3949, nas temperaturas de 150 e 300 °C, foram estimadas substituindo os valores das propriedades mecânicas de tração, obtidos nestas temperaturas, na equação (2) e estão apresentadas nas equações (3) e (4), respectivamente, e na figura 7.

$$\frac{\Delta \epsilon_t}{2} = \frac{\Delta \epsilon_e}{2} + \frac{\Delta \epsilon_p}{2} = 0,00591(2N_f)^{-0,087} + 0,860(2N_f)^{-0,6} \quad (3)$$

$$\frac{\Delta \epsilon_t}{2} = \frac{\Delta \epsilon_e}{2} + \frac{\Delta \epsilon_p}{2} = 0,00552(2N_f)^{-0,087} + 0,806(2N_f)^{-0,6} \quad (4)$$

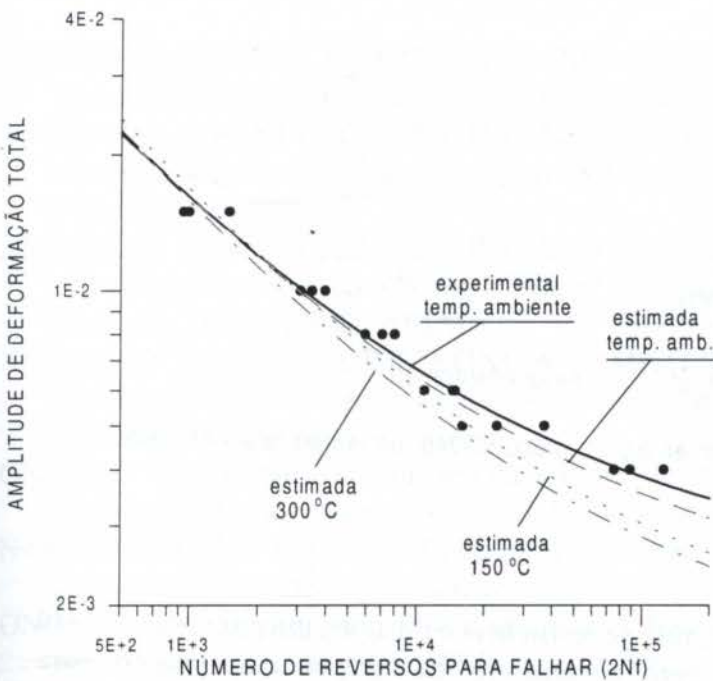


Figura 7 - Curvas deformação-vida estimadas pela equação (2) para as temperaturas de 150 e 300 °C.

Pode ser constatado, pela figura 7, que o aumento na temperatura até 300° C, tem pouca influência na região de baixo ciclo,  $2N_f < 10^4$  reversos. Apesar do alongamento diminuir bastante com o aumento da temperatura, como foi observado na figura 2, este parâmetro não é levado em consideração nos cálculos dos métodos estimativos. Porém, a influência da redução de área é grande e pode ser observada à 150°C, onde ocorre um aumento na redução de área, figura 2, e portanto um aumento na vida em fadiga na região de baixo ciclo. Para a região de alto ciclo,  $2N_f > 10^4$  reversos, a diminuição da resistência mecânica com o aumento da temperatura, figura 1, provoca uma grande diminuição

na vida em fadiga para as temperaturas de 150 e 300° C. Para uma amplitude de deformação de  $\pm 0,4\%$ , a diminuição na vida em fadiga foi de aproximadamente 61 e 67%, para as temperaturas de 150 e 300°C, respectivamente.

A curva S-N obtida nos ensaios de fadiga de alto ciclo, com controle de carga e  $R = -1$ , está apresentada na figura 8. Nesta figura, a reta que representa a relação entre a tensão e a vida em fadiga de alto ciclo foi obtida por regressão linear, quando foram utilizados somente os resultados representados por círculos cheios. Ligas CFC geralmente não possuem um limite

de fadiga bem definido próximo à  $10^7$  ciclos (Panzenböck et al, 1990) e este comportamento pode ser observado na figura 8, onde para tensões baixas, próximas ao limite de fadiga, existe um grande espalhamento dos resultados, que são representados por círculos vazios. Assim, o limite de fadiga foi considerado como sendo a tensão calculada através da equação da reta de regressão linear, para  $N_f = 10^7$  ciclos. O limite de fadiga obtido,  $S_f$ , foi de 452 MPa, que representa 47% do limite de resistência do material ( $S_R = 963$  MPa). Supondo que a relação entre o limite de fadiga e o limite de resistência se mantenha constante,  $S_f = 0,47 S_R$ , com o aumento da temperatura até  $150^\circ\text{C}$ , que não é uma temperatura muito elevada e onde pode ser esperada uma baixa influência dos fenômenos ativados termicamente, o limite de fadiga diminui de 452 MPa, na temperatura ambiente, para 352 MPa à  $150^\circ\text{C}$ . Este valor corresponde a uma queda de 22% no limite de fadiga em relação à temperatura ambiente.

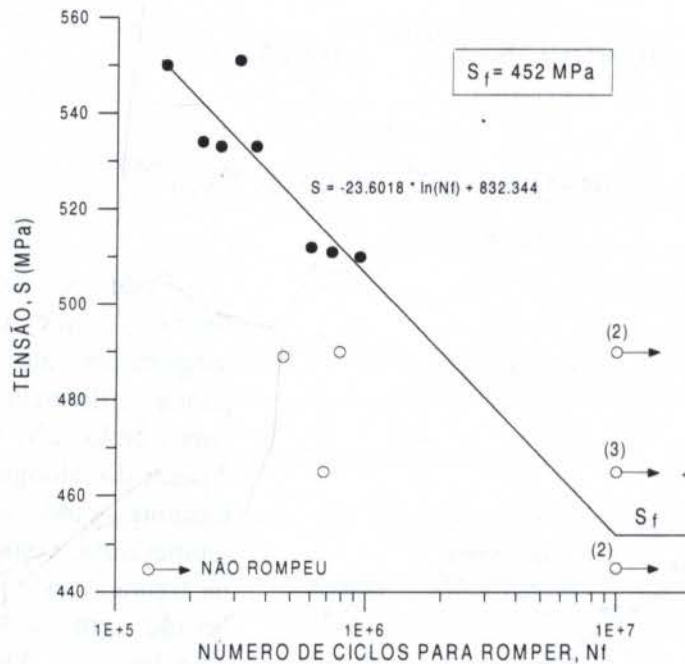


Figura 8 - Curva S-N obtida experimentalmente para o aço E3949, na temperatura ambiente.

#### 4. CONCLUSÕES

- Os valores do limite de escoamento, do limite de resistência e do alongamento do aço E3949 sofreram um decréscimo significativo com o aumento da temperatura, mesmo para temperaturas não muito altas, como  $100^\circ\text{C}$ . Somente os valores da redução de área apresentaram uma pequena melhora com o aumento da temperatura.
- A relação deformação-vida obtida nos ensaios de fadiga de baixo ciclo pode ser expressa pela equação:

$$\frac{\Delta \varepsilon_t}{2} = \frac{\Delta \varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = 0,0057(2N_f)^{-0,056} + 0,632(2N_f)^{-0,570}$$

- Os métodos de correlação 4 pontos e de inclinações universais forneceram uma boa estimativa das curvas deformação-vida para a região de baixo ciclo, enquanto que para a região de alto ciclo, a curva estimada por estes métodos afastaram-se da curva experimental.

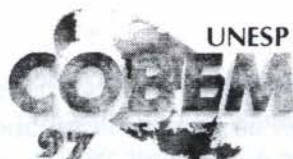


- Pela análise das contribuições isoladas das deformações plástica e elástica, foi verificado que o método de inclinações universais é o melhor para a estimativa da influência da deformação plástica na vida em fadiga, enquanto que o método de Bäümel e Seeger é o melhor para a estimativa da curva deformação elástica-vida, para o aço em estudo.
- Quando utilizados os métodos de inclinações universais e de Bäümel e Seeger para a estimativa da influência da deformação plástica e elástica, respectivamente, na vida em fadiga, nas temperaturas de 150 e 300°C, pode ser verificada uma pequena influência destas temperaturas na região de baixo ciclo e uma grande influência na região de alto ciclo. Nesta última região, a redução na vida em fadiga foi de aproximadamente 61 e 67%, para as temperaturas de 150 e 300° C, respectivamente, e para uma amplitude de deformação cíclica de  $\pm 0,4\%$ .
- O aço E3949 não apresentou um limite de fadiga bem definido, exibindo um grande espalhamento dos resultados próximos a  $10^7$  ciclos. O limite de fadiga obtido foi de 452 MPa que representa 47% do limite de resistência do aço.
- Na temperatura de 150°C, o limite de fadiga estimado segundo a relação  $S_f = 0,47 S_R$ , foi de 352 MPa, que corresponde a uma queda de 22%, em relação à temperatura ambiente.

## 5. REFERÊNCIAS

- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. ASTM E8M-90a. (1991). *Standard test methods of tension testing of metallic materials*. Philadelphia, ASTM.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. ASTM E21-79. (1991). *Standard practice for elevated temperature tension tests of metallic materials*. Philadelphia, ASTM.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. ASTM E466-82. (1991). *Standard practice for conducting constant amplitude axial fatigue tests of metallic materials*. Philadelphia, ASTM.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. ASTM E606-80. (1991). *Standard recommended practice for constant-amplitude low-cycle fatigue testing*. Philadelphia, ASTM.
- GNYP, I.P. et al. (1990). Optimizing the service life of drill-collar joints on the basis of fracture mechanics criteria. *Soviet Materials Science*. v.26, n.6, p.706-10.
- NAKAZAWA, T. et al. (1989). Development of nonmagnetic drill collar steel with high stress corrosion cracking resistance. *Nippon Steel Technical Report N. 39, 40*, p.1-7.
- ONG, J.H. (1993a). An evaluation of existing methods for the prediction of axial fatigue life from tensile data. *International Journal of Fatigue*, v.15, n.1, p.13-19.
- ONG, J.H. (1993b). An improved technique for the prediction of axial fatigue life from tensile data. *International Journal of Fatigue*, v.15, n.3, p.213-19.
- PANZENBÖCK, M. et al. (1990). Fatigue behavior of austenitic Cr-Mn-N steels. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, v.13, n.6, p.563-78.
- PARK, J.H.; SONG, J.H. (1995). Detailed evaluation of methods for estimation of fatigue properties. *International Journal of Fatigue*. v.17, n.5, p.365-73.
- REED-HILL, R.E. (1982). *Princípios de metalurgia física*. Rio de Janeiro, Guanabara Dois. Cap. 20: Fluência, p.703-54.
- SIMMONS, J.W. (1996). Overview: high-nitrogen alloying of stainless steels. *Materials Science and Engineering A*, v.A207, p.159-69.





PAPER CODE: COB558

**COMPORTAMENTO DOS POROS NO LIMITE DE FADIGA DE ALTO  
NÚMERO DE CICLOS EM MATRIZ MONOFÁSICA / BEHAVIUR OF  
POROUS IN LIMIT ENDURENCE HIGH CICLIC IN THE MICROSTRUCTURE  
MONOPHASIC**

Gabriel Federico Calle Sotelo

*Departamento de Engenharia de Materiais, Universidade Estadual de Ponta Grossa  
Ponta Grossa - Paraná. Rua Nabuco de Araujo s/n Campus Universitário  
CEP.: 84031 - 510 Brasil - E mail: gcsotelo@ufpg.br***Abstract**

Fatigue life curves were get up adopting two criterion: one fracture and other of infinit life. The scattering of results of the same tension the make necessary of analysis statistic. Actually the industry aeronautic and automotive analyse of test fatigue assumed that distribution of logarithmic life is normally. Four groups of diferent size were evaluated with the same porosity. The result showed that porous with small area increase of fatigue limit up 59.9% in comparison with the group higher size porous. There is coalêscense of porous without reach of critic size crack

**Keywords**

Sintered, Fatigue, Fracture, Porosity, Crack  
Sinterizado, Fadiga, Fratura, Porosidade, Trinca

**1. INTRODUÇÃO**

O crescimento agigantado dos sinterizados, nas aplicações estruturais, sobre tudo em componentes de automóveis leva a estudar a interação dos poros com a matriz. A porosidade envolve variáveis como o tamanho a forma e a distribuição dos poros, a matriz contém as diferentes fases, partículas de segunda fase, compostos intermetálicos, soluções sólidas, carbetos, nitretos e fases intermediárias. Como relacionar estas variáveis no carregamento repetitivo?, por isso cada material responde com características próprias, relacionadas com sua microestrutura. Tornar econômico a fabricação do componente de máquina via metalurgia do pó é conviver com a porosidade; existem rotas de fabricação de sinterizados que eliminam a porosidade, mais o componente torna-se mais caro que o fabricado convencionalmente, o que torna necessário conhecer melhor a porosidade no seio da matriz. O percentual de volume poroso normalmente é uma característica, na avaliação do sinterizado, assim percentuais menores de 10% podem ser usados em componentes estruturais, dependendo da responsabilidade da peça a ser fabricada. Atualmente a fabricação de sinterizados via dupla compactação com tratamentos termoquímicos de nitretação estão sendo aplicados na fabricação de bielas e virabrequins (Sonsino, 1990)

A produção de peças sinterizadas segue uma metodologia tal que a sua formação estrutural e as propriedades estão intimamente ligadas. O primeiro estágio da produção é a

2135



mistura dos pós constituintes e o lubrificante, em proporções correspondentes às análises químicas do produto final. Na subsequente compactação desta mistura de pós, a peça (o compactado a verde) é conformada, onde a sua forma é determinada pelo ferramental (matriz) e a sua densidade (porosidade) pela pressão atuante no sistema. Neste estágio da produção, as peças possuem pouca resistência mecânica, uma vez que suas partículas estão apenas agregadas mecanicamente. As peças têm a sua resistência aumentada através da sinterização, um processo de difusão que ocorre a uma dada temperatura e tempo. É importante ressaltar que durante as operações "Mistura-Compactação-Sinterização", a peça adquire a sua forma e o material as suas propriedades, sendo que em alguns casos, operações subsequentes são necessárias, tais como: Calibração ( para a obtenção de um maior grau de precisão dimensional), melhoramento do acabamento superficial e tratamentos termoquímicos (Sotelo, 1996)

Materiais fabricados via metalurgia convencional apresentam, no comportamento a fadiga, um processo de nucleação e crescimento de trincas, as quais passam progressivamente de curtas a longas, caracterizando dois estágios do processo, usualmente referidos na literatura como estágio I e estágio II. Dentre as trincas curtas estão englobadas tanto as que o são do ponto de vista microestrutural, como as trincas em transição.

A iniciação de trincas se dá a partir da formação de bandas de deslizamento locais, que dão origem a intrusões e extrusões que se propagam segundo os planos de máxima tensão de cisalhamento, abrangendo comprimentos equivalentes a vários grãos. Com a continuação do ciclamento, o crescimento das trincas passa a se dar ao longo dos planos de máxima tensão normal, caracterizando o regime de trincas longas (Taylor, 1986)

No ferro sinterizado que apresenta matriz monofásica não é possível caracterizar a presença de dois estágios nítidos. Neste observa-se a nucleação de microtrincas em uma grande quantidade de poros. Bankoski et al. (1970) apresentaram um modelo de propagação de trincas para o ferro sinterizado baseado em observações microscópicas. Propuseram que a fratura final ocorre como resultado da propagação de macrotrincas formadas pela coalescência de microtrincas nucleadas em poros e inclusões, observando que a propagação de microtrincas se dava de modo misto intergranular-transgranular.

As curvas de vida em fadiga em alto número de ciclos são levantadas assumindo dois critérios, um de fratura e outro de vida infinita. Rodzinac et al. (1980), levantou curvas de vida em fadiga considerando o corpo de prova falhado quando este apresentou uma trinca superficial de 1,0mm e para o critério de vida infinita adotou  $2 \cdot 10^6$  ciclos. A distribuição estatística da curva de vida em fadiga em suas três regiões, de forma conjunta, é desconhecida. Por isso não é recomendável que uma curva de uma região seja extrapolada para outra. Devido a dispersão de resultados para uma mesma tensão faz-se necessária uma análise estatística. Atualmente as indústrias aeronáuticas e automotivas analisam os resultados oriundos de ensaios de fadiga assumindo que a distribuição do logaritmo da vida em fadiga é normalmente distribuída. A variável sob controle S ou (logS) foi considerada como variável independente e por tanto, log N como a variável dependente.

Ao estabelecer um determinado valor para a variável sob controle, diversos resultados da variável dependente podem ser encontrados, já que o processo de fadiga é afetado pelas condições metalúrgicas das amostras e pelo estado de carregamento, que são aspectos inerentes ao processo. Daí a necessidade de uma análise estatística que permita definir o comportamento das curvas de vida em fadiga para certas condições. Para esta análise é necessário assumir as seguintes condições (Little, 1975):

- a) - Os valores da variável dependente são independentes entre si
- b) - Os resultados considerados como vida infinita não são considerados na análise da curva
- c) - Os valores de S x N descrevem uma linha reta



- d) - A distribuição Log-Normal descreve a vida em fadiga N  
 e) - A variância da distribuição do logaritmo normal é constante.

Sob estas considerações pode-se estabelecer que o comportamento da curva de vida em fadiga segue a seguinte equação:

$$\bar{Y} = \hat{A} + \hat{B}\bar{X}, \text{ onde } \hat{A} = \bar{Y} - \hat{B} \quad (1)$$

Considerando que as condições de a) até e) sejam satisfeitas, os valores de  $\hat{A}$  e  $\hat{B}$  da equação (1) podem ser calculados por:

$$\hat{B} = \frac{\sum_{i=1}^k (X_i - \bar{X})(Y_i - \bar{Y})}{\sum_{i=1}^k (X_i - \bar{X})^2}, \text{ onde } \hat{A} \text{ e } \hat{B} \text{ representam os valores esperados de A e B. } \bar{X} \text{ e } \bar{Y} \text{ são os valores médios de X e Y definidos como:}$$

$$\bar{X} = \sum_{i=1}^k \frac{X_i}{K}; \quad \bar{Y} = \sum_{i=1}^k \frac{Y_i}{K}; \quad X_i = \log S_i; \quad Y_i = \log N_i$$

sendo K o número total de amostras ou ensaios. A equação recomendada para estimar a variância,  $\beta$ , da distribuição logarítmica normal assumida é (Brownlee, 1962)

$$\beta^2 = \frac{\sum_{i=1}^k (Y_i - \hat{Y}_i)^2}{K - 2}, \text{ onde } \hat{Y}_i = \hat{A} + \hat{B} X_i$$

## 2. OBJETIVO

Contribuir ao entendimento do comportamento dos poros na fadiga de sinterizados metálicos. Usou-se análise estatístico para o levantamento das curvas de vida em fadiga assumindo que, a distribuição do logaritmo da vida em fadiga é normalmente distribuída.

## 3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

No presente trabalho foi escolhido o ferro puro sinterizado uma vez que, dada a complexidade natural da análise do efeito da porosidade, em função da influência da sua forma e tamanho, considerou-se conveniente a sinterização de um material monofásico. Além disso, o ferro sinterizado encontra ampla utilização industrial em componentes estruturais. A composição química do pó de ferro é apresentada na tabela 1.

Visando variar isoladamente o tamanho dos poros, fabricou-se quatro grupos de amostras mantendo o mesmo percentual de volume poroso.

### 3.1 Fabricação dos Corpos de Prova

Os corpos de prova foram fabricados com as dimensões de acordo com as normas ISO 3928 e foram divididos de acordo ao tamanho de partícula, resultando em tamanhos de poros diferentes. A composição química do pó de ferro ASC 100.29 em função do tamanho do pó é apresentada na tabela 1. A composição em peso do pó de ferro ASC 100.29 foi determinada segundo a norma "Metal Powder Industries Federation 1985, Standart 05" resultando nos valores que podem ser observados na tabela 2.



Tabela 1: Composição química do pó de ferro ASC 100.29, em % de peso (Hoeganaes)

C	O	N	S	P	Si	Mn	Cr	Cu	Ni
<,01	,09	,001	,009	,005	<.01	,10	,03	,05	,05

Tabela 2: Composição em peso (%) do pó de ferro ASC 100.29 em função da distribuição de tamanho

Distribuição em ( $\mu\text{m}$ )	<45	<45, 53>	<53, 63>	<63, 75>	<75, 90>	<90, 125>	<125, 150>	<150, 212>	>212
peso(%)	9,51	14,69	8,86	11,49	13,69	25,34	4,48	11,51	0,39

Na fabricação das amostras, o pó de ferro foi peneirado e separado em quatro tamanhos T1, T2, T3 e T4 segundo a tabela 3.

Tabela 3: Distribuição dos tamanhos de partícula do pó de ferro

Variável	T1	T2	T3	T4
Tamanho ( $\mu\text{m}$ )	< 45, 53 >	< 53, 63 >	< 90, 125 >	<150, 212 >

Como lubrificante, adicionou-se 0,8% de estearato de zinco através da sua mistura ao pó de ferro durante uma hora, em um misturador em "Y". A compactação das amostras foi realizada numa matriz de dupla ação, com as dimensões mostradas na figura 1. Os corpos de prova tinham alturas entre 5,4 e 6,0 mm conforme a norma ISO 3928-1977.

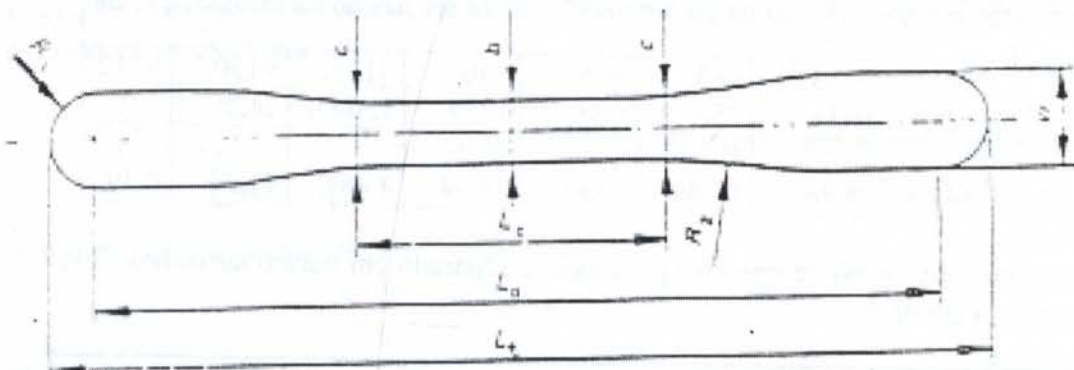
Considerando que tanto a compressibilidade do pó como a sinterabilidade dos compactados são função do tamanho de partícula dos pós, foi feita uma série de testes iniciais visando ajustar a pressão de compactação adequada para garantir a obtenção da densidade final, no estado sinterizado, aproximadamente igual em todas as amostras. Foi constatada a necessidade de utilizar-se uma pressão maior nas amostras com maior tamanho de partícula devido a sua menor sinterabilidade. A sinterização foi realizada em atmosfera de hidrogênio pré-purificado a uma temperatura de 1150 C durante 60 minutos.

### 3.2 Técnica de análise da Superfície do Corpo de Prova e Levantamento das Curvas de Vida em Fadiga

Um dos aspectos fundamentais para o controle da deformação dos poros é a preparação dos corpos de prova que irão ser testados. Este compreende que toda a área crítica sujeita a carregamento esteja convenientemente preparada para posterior análise ao microscópio. Com esta finalidade, foi necessário desenvolver um sistema de polimento que permitisse polimento de toda a superfície do corpo de prova. Foram construídos microdiscos de polimento, de tal forma que o polimento atingisse a zona crítica

As curvas de vida em fadiga foram levantadas testando-se as amostras nas máquinas "SHENK" de flexão plana. Na "SHENK" foi levantada a curva de calibração recomendada pelo fabricante. As amostras foram testadas em alto número de ciclos sob controle de tensão segundo a norma ASTM E466 82. Durante os ensaios foram levantados dados como tensão máxima e número de ciclos para atingir a fratura aplicando uma frequência de ensaio de 25 Hz

e relação de tensões  $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} = -1$ . A determinação do tamanho médio dos poros e dos grãos foi obtida com auxílio de um banco metalográfico do tipo Neophot 30, segundo a norma ASTM E112 82 e usando o método planimétrico. Os valores encontrados foram posteriormente corrigidos pelo fator 0,79, devido a correção estereográfica (Schat, 1970)



$d$	$c$	$L_c$	$L_d$	$L_t$	$w$	$R_1$	$R_2$
5,70 $\pm 0,02$	$b = 0,25$	32	81,0 $\pm 0,5$	89,7 $\pm 0,5$	8,7 $\pm 0,2$	4,05	25

Figura 1 Dimensões da matriz de compactação

#### 4 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÃO

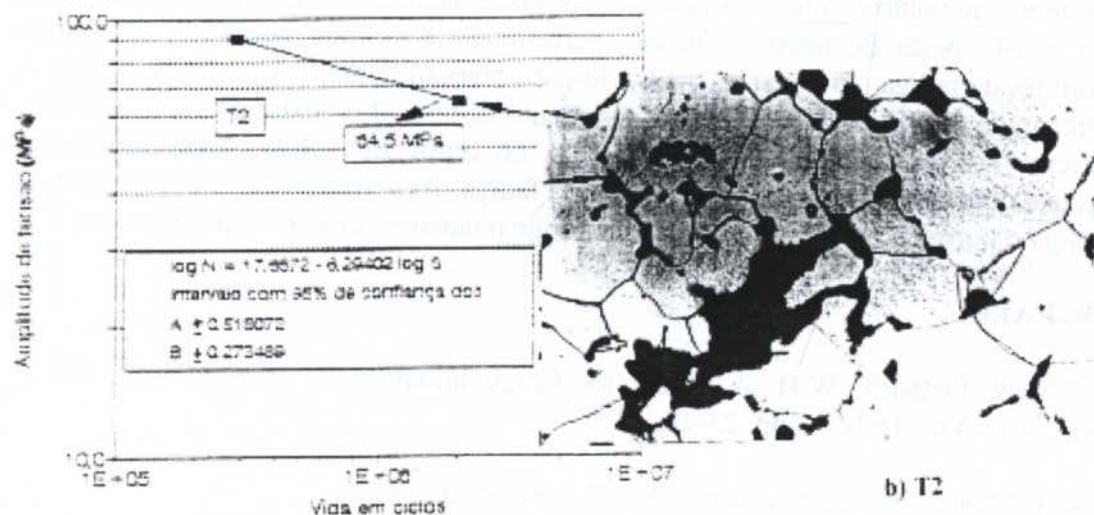
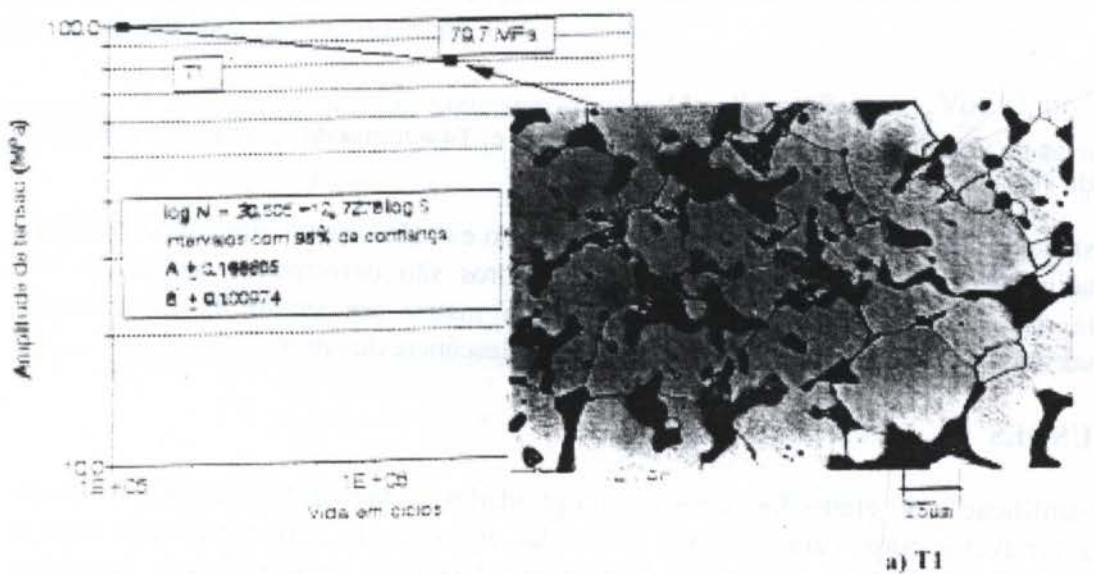
A fim de caracterizar a forma e o tamanho dos poros, bem como o tamanho dos grãos em função das faixas de granulometria usadas, procedeu-se a uma série de medidas através de metalografia quantitativa. A tabela 4 apresenta os tamanhos dos poros para cada uma das séries. Os tamanhos de poro das séries T1 e T2 estão de acordo com as observações feitas por Lenel (1980) e Thümmler (1967). Segundo estes autores, a maior energia livre associada as áreas das partículas pequenas e à menor distância entre elas após a compactação é responsável pelo menor tamanho dos poros. A redução no tamanho de partícula leva a um aumento da cinética de sinterização devido à maior contribuição da difusão superficial como mecanismo de transporte no estágio inicial de sinterização, bem como a possibilidade de diminuição das distâncias de difusão. As séries T3 e T4 por ter um tamanho de partícula bem maior, não recomendado na metalurgia do pó ferrosa apresenta tamanho de poro médio de 69,37 e 75,60  $\mu\text{m}$  respectivamente. Nas séries nota-se que a relação entre tamanho de partícula e tamanho de poro médio, está em torno de 2 a 3.

Tabela 4: Tamanho médio dos poros e porosidade das séries



Variável	Tamanho médio do poro (µm)	desvio padrão	porosidade (%)
T1	20,1	16,0	8,9
T2	21,0	17,3	8,9
T3	69,3	43,1	8,9
T4	75,6	50,1	8,9

As curvas de vida em fadiga foram levantadas com critérios de vida infinita de  $2 \cdot 10^6$  ciclos Na figura 2 apresenta-se as curvas de vida em fadiga e suas respectivas microestruturas após atingido o critério de vida infinita, das séries em estudo. A série T1 apresentou o maior limite de fadiga deste grupo, atingindo valores de 79,75 MPa. Este maior limite de fadiga deve-se ao fato, de que esta série apresentou menor tamanho médio de poro, e maior número de poros pequenos por unidade de área, o que leva a distribuição de tensões em um maior número de pontos, aliviando e distribuindo melhor o carregamento. Também a maior área útil permite uma maior deformação plástica. A série com maior tamanho de poro a T4 apresentou limites de fadiga baixos quando comparados com a série T1 apesar de possuir o mesmo percentual de volume poroso e ter a mesma matriz. Isto é decorrência de seus poros apresentarem uma forma bastante irregular e de grande tamanho.



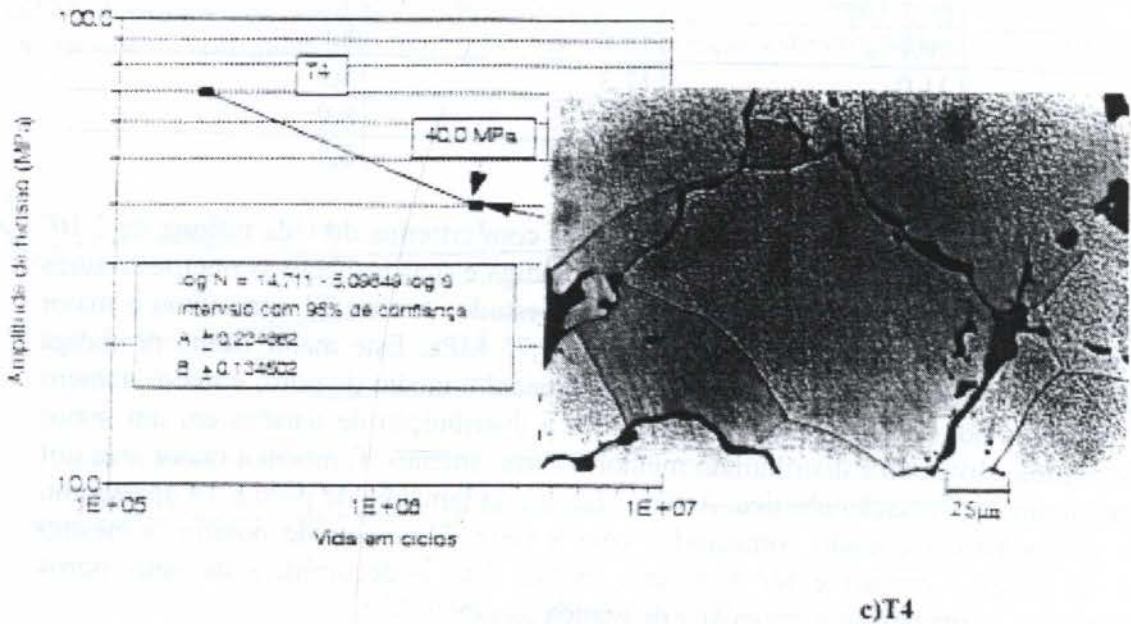


Figura 2 :Curvas de vida em fadiga das séries a) T1, b) T2 e c) T4 e forma dos poros após atingido o critério de vida infinita em flexão plana,  $R = -1$

A pouca distância entre os poros, originou sua deformação e coalescência, diminuindo assim a vida em fadiga. Ao atingir o limite de fadiga os poros são deformados resultando em coalescência mas não atingem um endurecimento da matriz por efeito da geração das discordâncias durante o carregamento e a geração da coalescência dos poros.

## 5. CONCLUSÕES

A quantificação do efeito dos poros nas propriedades de fadiga, foi avaliado tendo-se como única variável o poro. Para tal foram fabricadas amostras de ferro sinterizado com o mesmo percentual de volume poroso. A matriz monofásica facilitou a variável poro. As séries T1, T2, T3 e T4 apesar de terem o mesmo percentual de volume poroso apresentaram diferentes limites de fadiga. O tamanho médio do poro afeta fortemente o limite de fadiga. A série T4 comparada a série T1 apresenta um incremento de tamanho médio de poro de 274%. Este incremento representa uma queda de 49,75% no limite de fadiga, sugerindo que o aumento do tamanho dos poros prejudica o limite de fadiga. As micrografias mostram que no limite de fadiga o poro tende a coalescer mas não atinge o tamanho crítico de propagação.

## 6. BIBLIOGRAFIA

Bankoski, R.S. & Fielbach, W.H. A Model for Crack Initiation in Sintered Iron, *Int. J. Powder Metallurgy* Vol. 16 No. 3 pp. 23-28, 1970.

Brownlee, K.A. *Manual on Fitting Lines* STP 313, New York, 1962.



Little, R.E. *Manual on Statistical Planning and Analysis* STP 588, New York, 1975

Lenel, F.V. *Powder Metallurgy Principles and Applications* Metal Powder Industries Federation, Princeton 1980.

Rodzinak, D. & Slesar, M. The Fatigue Curve of Sintered Iron and its Microstructure and Fractographic Interpretation *Powder Metallurgy International*, Vol.12, No 3, pp 127-130, 1980.

Schat, W. *Pulvermetallurgie Sinter und Verbundwerkstoffe* Capitulo 4, p. 79, 1980

Sonsino, C.M. Fatigue Design for Powder Metallurgy World Conference on Powder Metallurgy, London, Vol.1, pp.42-48, 1990

Sotelo, G.C. Predição da Deformação Plástica de Sinterizados Metálicos no Processo de Forjamento *Anais do XII Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciência dos Materiais*, Vol.1, pp. 844-847, Águas de Lindoia, 1996.

Taylor, D. The Behaviour of Short Fatigue Cracks, *EFG Pub.1*, Eds. Miller & De Los Rios, *Mechanical Engineering*, London, pp 479-490, 1986.

Thummler, F. & Thoma, W. The Sintering Process *Metallurgy Reviews*, Vol.12, pp. 68-108, 1967.







PAPER CODE: COB361

## ANISOTHERMAL ANALYSIS OF THE DAMAGE LOCALIZATION IN METALLIC BARS SUBMITTED TO CYCLIC LOADINGS

PEDRO MANUEL CALAS LOPES PACHECO

*Departamento de Engenharia Mecânica - CEFET/RJ*

*Av. Maracanã 229, Maracanã - 20271-110, Rio de Janeiro, Brasil - E-mail: calas@cefet-rj.br*

HERALDO S. COSTA-MATTOS

*Departamento de Engenharia Mecânica - UFF*

*Rua Passo da Pátria, 156 - 24210-240, Niterói, Brasil - E-mail: heraldo@caa.uff.br*

### Abstract

The present paper presents a mechanical model to study the thermomechanical coupling effects on low cycle fatigue life of metallic materials. The ASTM standard for low cycle fatigue testing establishes that the gradient of temperature during a test must not exceed  $\pm 2$  K. For high inelastic amplitudes and/or high frequencies it is recommended the use of cooling devices in order to maintain the specimen temperature in the established range. Experimental curves obtained in such controlled conditions are often used to predict the lifetime of real structures, assuming the hypothesis of isothermal processes. In real problems without cooling devices, such assumption may lead to inadequate predictions if small safety factors are adopted. Simple numerical simulations of 316L stainless steel bars are presented and analysed showing that the hypothesis of isothermal processes may be inadequate when cyclic inelastic deformations are involved. The results show that part of plastic work is transformed into heat, resulting in a temperature rise that affects substantially the mechanical behaviour of the material.

### Keywords

Low-Cycle Fatigue, Thermomechanical Coupling, Damage Mechanics, Modelling.

## 1. INTRODUCTION

Inelastic cyclic deformation promotes heating of metallic structural elements. For high loading rates and/or high amplitudes of inelastic deformation a considerable amount of heat can be generated (Simo And Miehe, 1992; Pacheco, 1994; Barbosa *et al.*, 1995). The temperature rise in a mechanical component depends on loading amplitude, frequency and temperature boundary conditions. However, in traditional low-cycle fatigue models, the variation of the material temperature due to thermomechanical coupling is not considered and unreal life predictions may be obtained. Indeed, there are situations where such coupling cannot be neglected and a physically realistic model must take it into account.

Since temperature variation can interfere with the fatigue phenomena and most classical low-cycle fatigue models only take into account isothermal processes, the ASTM standard for low-cycle fatigue testing (ASTM E606-80, 1980) establishes that the gradient of temperature during the testing program must not exceed a range of  $\pm 2$  K. For high inelastic

amplitudes the standard recommends the use of cooling devices and low loading frequencies to maintain the specimen temperature on the established range. However, this is a difficult condition to achieve in real mechanical components in operation.

In this paper, a continuum damage mechanics model is proposed to study the thermomechanical coupling effects on the life prediction of metallic structures submitted to cyclic inelastic loadings (Pacheco, 1994; Lemaitre and Chaboche, 1990). A thermodynamic approach permits a rational identification of the thermomechanical coupling in the mechanical and thermal equations. Numerical simulations of austenitic stainless steel (AISI 316L) bars submitted to cyclic loadings are presented and analysed.

## 2. ELASTO-VISCOPLASTIC MODEL

The model used in this paper was proposed by Pacheco (Pacheco, 1994) and is developed within the framework of the thermodynamics of the irreversible processes. Such model is a generalisation of the elasto-viscoplastic model proposed by (Lemaitre and Chaboche, 1990) for isothermal processes. For the elasto-viscoplastic material, the thermodynamic state is completely determined by the so-called state observable variables: total deformation ( $\underline{\underline{\varepsilon}}$ ) and absolute temperature ( $\theta$ ) and by a set of internal variables: plastic deformation ( $\underline{\underline{\varepsilon}}^p$ ), isotropic hardening ( $p$ ), kinematic hardening ( $\underline{\underline{c}}$ ) and damage ( $D$ ). The macroscopic quantity  $D$  ( $0 \leq D \leq 1$ ) represents the material local degradation. When  $D = 0$  the material is in a virgin state and when  $D = 1$  the material is completely damaged.

The elasto-viscoplastic behaviour is characterised by two thermodynamic potentials: the Helmholtz free energy ( $\Psi$ ) and the potential of dissipation ( $\phi$ ). The Helmholtz free energy can be written in terms of deformation energy density ( $W$ ):

$$\rho \psi(\underline{\underline{\varepsilon}}, \underline{\underline{\varepsilon}}^p, p, \underline{\underline{c}}, D, \theta) = W_e(\underline{\underline{\varepsilon}} - \underline{\underline{\varepsilon}}^p, p, \underline{\underline{c}}, D, \theta) + W_a(p, \underline{\underline{c}}, D, \theta) - W_\theta(\theta) \quad (1)$$

where  $\rho$  is the density of the material. For isotropic thermoelasticity the elastic energy density is expressed as:

$$W_e(\underline{\underline{\varepsilon}} - \underline{\underline{\varepsilon}}^p, \theta) = \frac{E}{2(1+\nu)} \left[ (\underline{\underline{\varepsilon}} - \underline{\underline{\varepsilon}}^p) \cdot (\underline{\underline{\varepsilon}} - \underline{\underline{\varepsilon}}^p) + \frac{\nu}{1-2\nu} \left( \text{tr}(\underline{\underline{\varepsilon}} - \underline{\underline{\varepsilon}}^p) \right)^2 \right] - \frac{\alpha E}{1-2\nu} (\theta - \theta_0) \text{tr}(\underline{\underline{\varepsilon}} - \underline{\underline{\varepsilon}}^p) \quad (2)$$

where  $\text{tr}(\ )$  represents the trace of a tensor. The energy densities associated to the hardening and to the temperature are:

$$\begin{cases} W_a(p, \underline{\underline{c}}) = W_p(p) + W_c(\underline{\underline{c}}) \\ W_p(p) = b(p + (1/d)e^{-dp}) \\ W_c(\underline{\underline{c}}) = \frac{1}{2} a(\underline{\underline{c}} \cdot \underline{\underline{c}}) \\ W_\theta(\theta) = \rho \int_{\theta_0}^{\theta} C_1 \log(\xi) d\xi + \frac{\rho}{2} C_2 \theta^2 \end{cases} \quad (3)$$

where  $E$ ,  $\nu$ ,  $\alpha$ ,  $b$ ,  $d$  and  $a$  are temperature-sensitive material parameters,  $C_1$  and  $C_2$  are positive constants and  $\theta_0$  a reference temperature. To simplify the notation, a variable  $\beta$  is



used to represent the set of internal variables  $(p, \underline{c}, D)$ . The thermodynamic forces  $(\underline{\sigma}, B^\beta, s)$ , associated to the state variables  $(\underline{\varepsilon}, \beta, \theta)$ , are defined from  $\psi$ , as follows:

$$\underline{\underline{\sigma}} = \rho \frac{\partial \psi}{\partial \underline{\underline{\varepsilon}}} ; B^\beta = -\rho \frac{\partial \psi}{\partial \beta} ; s = -\rho \frac{\partial \psi}{\partial \theta} \quad (4)$$

The elasto-viscoplastic materials are characterised by a elastic domain in the stress space where yielding doesn't occur. There exists a yielding function:  $F(\underline{\underline{\sigma}}, B^\beta; \underline{\underline{\varepsilon}}^p, \beta, \theta)$  where  $\underline{\underline{\dot{\varepsilon}}}^p = \underline{\underline{0}}$  and  $\dot{\beta} = 0$ , if  $F(\underline{\underline{\sigma}}, B^\beta; \underline{\underline{\varepsilon}}^p, \beta, \theta) < 0$ . The yielding function has the form:

$$\begin{cases} F(\underline{\underline{\sigma}}, B^p, \underline{\underline{B}}^c; \underline{\underline{c}}, \theta) = f(\underline{\underline{\sigma}}, B^p, \underline{\underline{B}}^c; \theta) + \left(\frac{\varphi}{2}\right) \left[ (\underline{\underline{B}}^c \cdot \underline{\underline{B}}^c) - a^2 (\underline{\underline{c}} \cdot \underline{\underline{c}}) \right] \\ f(\underline{\underline{\sigma}}, B^p, \underline{\underline{B}}^c; \theta) = J(\underline{\underline{\sigma}} + \underline{\underline{B}}^c) + B^p - \sigma_p \\ J(\underline{\underline{\sigma}} + \underline{\underline{B}}^c) = \left[ \frac{2}{3} (\underline{\underline{\sigma}} + \underline{\underline{B}}^c)_{dev} \cdot (\underline{\underline{\sigma}} + \underline{\underline{B}}^c)_{dev} \right]^{1/2} \end{cases} \quad (5)$$

where  $\sigma_p$  is the limit of proportionality,  $\varphi$  a material parameter and  $(\ )_{dev}$  represents the deviatoric part of a tensor. The potential of dissipation can be separated in two parts:  $\phi^*(\underline{\underline{\sigma}}, B^\beta, \underline{\underline{g}}) = \phi_1^*(\underline{\underline{\sigma}}, B^\beta) + \phi_2^*(\underline{\underline{g}})$ , with

$$\phi_1^* = \frac{k(\theta)}{n(\theta) + 1} \left\langle \frac{F(\underline{\underline{\sigma}}, B^\beta; \underline{\underline{\varepsilon}}^p, \gamma, \theta)}{k(\theta)} \right\rangle^{n(\theta)+1} \quad (6)$$

where  $\underline{\underline{g}} = \nabla \theta / \theta$  and  $k$  and  $n$  are material parameters that depends on the temperature.

A set of constitutive equations, called the evolution laws, which characterises the evolution of the dissipative processes, is obtained from  $\phi^*$ :

$$\underline{\underline{\dot{\varepsilon}}}^p = \frac{\partial \phi^*}{\partial \underline{\underline{\sigma}}} ; \dot{\beta} = \frac{\partial \phi^*}{\partial B^\beta} ; \underline{\underline{q}} = -\frac{\partial \phi^*}{\partial \underline{\underline{g}}} \quad (7)$$

where  $\underline{\underline{q}}$  is the heat flux. Using the set of constitutive equations (4,7), the heat equation can be written as (Pacheco, 1994):

$$\text{div}(\Lambda \underline{\underline{I}} \nabla \theta) - \rho c \dot{\theta} = -\underline{\underline{\sigma}} \cdot \underline{\underline{\dot{\varepsilon}}}^p - B^\beta \dot{\beta} + \theta \left( \frac{\partial \underline{\underline{\sigma}}}{\partial \theta} \cdot (\underline{\underline{\dot{\varepsilon}}} - \underline{\underline{\dot{\varepsilon}}}^p) + \frac{\partial B^\beta}{\partial \theta} \dot{\beta} \right) \quad (8)$$

$\Lambda$  and  $c$  are material parameters that depends on the temperature and  $\underline{\underline{I}}$  is the unity second order tensor. The following local version of the second law of thermodynamics can be obtained:

$$\begin{cases} d_1 = \underline{\underline{\sigma}} \cdot \underline{\underline{\dot{\varepsilon}}}^p + B^\beta \dot{\beta} \geq 0 \\ d_2 = -(\underline{\underline{q}} \cdot \underline{\underline{g}}) \geq 0 \end{cases} \quad (9)$$

where  $d_1$  represents the mechanical dissipation and  $d_2$  the thermal dissipation. It can be shown that the set of constitutive equations formed by (4,7) will always verify the inequalities (9).

The term  $d_1$  appears in the right hand side of the heat equation (8) and will be called internal coupling. It is always positive and has a role in (8) similar to a heat source in the classical heat equation for rigid bodies. The last term in the right hand side of the heat equation can be positive or negative and will be called the thermal coupling:

$$\text{acpT} = \theta \left( \frac{\partial \sigma}{\partial \theta} : \dot{\underline{\underline{\varepsilon}}} - \frac{\partial B^\beta}{\partial \theta} \dot{\beta} \right) \quad (10)$$

In metal forming the thermomechanical coupling is usually taken into account by an empirical constant called the heat conversion factor (Simo and Miehe, 1992; Kobayashi *et al.*, 1989). It represents the part of plastic power transformed into heat:

$$\chi = \frac{d_1 + \text{acpT}}{\underline{\underline{\sigma}} : \dot{\underline{\underline{\varepsilon}}}} \quad (11)$$

## 2.1 Elasto-Viscoplastic Bars

Uniaxial bars immersed in a medium with constant temperature and subjected to prescribed axial displacement loadings are considered in this work. This simple geometry offer a good enlightenment in the analysis of the thermocoupling effects in fatigue life of metallic components and permits a direct comparison with experimental results obtained from specimens of traditional low-cycle fatigue testing. For the uniaxial case, the set of equations (4,7) can be reduced to (Lemaitre and Chaboche, 1990).

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\varepsilon}^p = \frac{3}{2} \left\langle \frac{|\sigma - X| - R - \sigma_p}{k} \right\rangle^n \frac{\sigma - X}{|\sigma - X|} \\ \dot{p} = |\dot{\varepsilon}^p| \\ \dot{c}_1 = \dot{\varepsilon}^p - \frac{2}{3} (\varphi_1/a_1)(1-D)X_1\dot{p} ; \quad \dot{c}_2 = \dot{\varepsilon}^p - \frac{2}{3} (\varphi_2/a_2)(1-D)X_2\dot{p} \\ \dot{D} = \frac{B^D}{S_0} \dot{p} \\ \sigma = (1-D)E[(\varepsilon - \varepsilon^p) - \alpha(\theta - \theta_0)] \\ R = (1-D)b[1 - e^{-dp}] \\ X = \frac{3}{2}(1-D)(a c) ; \quad X = X_1 + X_2 ; \quad c = c_1 + c_2 \end{array} \right. \quad (12)$$

where  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $a_1$ ,  $a_2$  and  $S_0$  are material parameters. When there is no internal source present and the traditional hypothesis adopted in the study of fins are considered, the heat equation (8) can be written as ( $x$  denotes the axial direction):



$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \Lambda \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) - \frac{hP}{A} (\theta - \theta_{\infty}) - \rho c \dot{\theta} = -\sigma \dot{\epsilon}^p + R \dot{p} + X \dot{c} - B^D \dot{D} - \theta \left( \frac{\partial \sigma}{\partial \theta} (\dot{\epsilon} - \dot{\epsilon}^p) + \frac{\partial R}{\partial \theta} \dot{p} + \frac{2}{3} \frac{\partial X}{\partial \theta} \dot{c} - \frac{\partial B^D}{\partial \theta} \dot{D} \right) \quad (13)$$

where  $X$  and  $R$  are auxiliary variables,  $B^D$  a variable associated with the damage evolution and  $\theta_0$  the initial temperature of the bar which is the same as the medium temperature  $\theta_{\infty}$ . Two kinematic hardening variables ( $c_1$  and  $c_2$ ) are used to model the material behaviour (Lemaitre and Chaboche, 1990). In the following analysis a linear dependency on temperature is considered for the material parameters  $k$ ,  $n$ ,  $\sigma_p$ ,  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $S_0$ ,  $E$ ,  $\alpha$ ,  $b$ ,  $d$ ,  $\Lambda$ ,  $\rho$  and  $c$ . The constants  $h$ ,  $P$  e  $A$  are, respectively, the convection coefficient, the perimeter and the cross section of the bar. The right side of equation (13) contains the thermomechanical coupling terms.

In the analysis of problems with prescribed displacement ( $u$ ) loadings, the equilibrium equation and the strain-displacement relation must also be considered:

$$\frac{\partial \sigma}{\partial x} = 0 \quad ; \quad \frac{\partial u}{\partial x} = \epsilon = \frac{\sigma}{(1-D)E} + \epsilon^p + \alpha(\theta - \theta_0) \quad (14)$$

with the following boundary conditions:  $u(x=0) = 0$ ;  $u(x=L) = u_L(t)$ , where  $L$  is the bar length.

An operator split technique is used to treat the set of coupled non-linear differential equations (12-14). This approach results in three uncoupled problems (elastic, thermal conduction and evolution problems) that can be solved with traditional numerical techniques (predictor-corrector integrator schemes, finite differences, etc.). An iterative approach guarantees good convergence. Details about the numeric technique employed can be found in the reference (Pacheco, 1994).

### 3. NUMERICAL SIMULATIONS

To study the thermocoupling effects in fatigue life of metallic components, the following analysis consider bars of AISI 316L stainless steel with diameter ( $d$ ) of 5 mm and length ( $L$ ) of 50 mm submitted to prescribed cyclic displacement loadings (triangular shape). The bar have an initial temperature of 293 K and is immersed in a medium with a constant temperature of 293 K. Tables 1 and 2 show the material parameters for two distinct temperatures (Lemaitre and Chaboche, 1990; Peckner and Bernstein, 1977).

Table 1 - Material parameters (AISI 316L).

	293 K (20°C)	873 K (600°C)
$\alpha$ ( $1 \times 10^{-6}/K$ )	15.4	18.0
$c$ (J/Kg K)	454	584
$\Lambda$ (W/m K)	13	21

Table 2 - Material parameters (AISI 316L).

	293 K (20°C)	873 K (600°C)
E (GPa)	196	150
$\sigma_p$ (MPa)	82	6
k (MPa)	151	150
n (-)	24	12
b (MPa)	60	80
d (-)	8	10
$a_1$ (GPa)	108.3	17.5
$\varphi_1$ (-)	2800	350
$a_2$ (GPa)	4.5	1.0
$\varphi_2$ (-)	25	15

The coefficient  $S_0$  presents a dependency with plastic deformation amplitude, and can be adequately represented by the following equation (in MPa) (Pacheco, 1994):

$$S_p = (1.524 \times 10^3) e^{-64.4 \Delta \varepsilon^p} \quad (15)$$

Figure 1 shows a comparison between experimental data from a low-cycle fatigue test (Bathias and Bailon, 1980) and model prediction for the 316L stainless steel at room temperature. In the simulations, a combination of slow loadings rates and high convection coefficients is used ( $T=100s$  and  $h = 1 \text{ kW/m}^2 \text{ K}$ , where  $T$  is the loading period) to guarantee the temperature variation restriction of  $\pm 2K$  of the ASTM standard. This figure shows a good agreement between the experimental and the predictions.

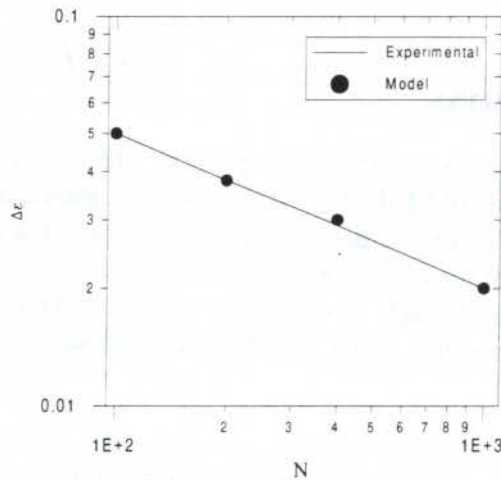


Figure 1 - Curve  $\varepsilon \times N$  for the stainless steel 316L (293 K) obtained with the ASTM recommendations for low-cycle fatigue test.

For ordinary mechanical components in operation this is a difficult condition to achieve and wrong predictions can be obtained if the thermomechanical coupling is not considered. As an example, Figure 2 shows the temperature and damage evolution in the middle position of a bar submitted to prescribed displacement loading amplitude of 0.75 mm with constant temperature boundary conditions. Three conditions are presented for the same loading displacement amplitude: ①-  $T=100s$  and  $h=1 \text{ kW/m}^2 \text{ K}$ ; ②-  $T=100s$  and  $h=10 \text{ W/m}^2$



K ; and ③-  $T=10s$  and  $h=10 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ . These conditions permits to study the influence of loading frequency and heat removal characteristics in the low-cycle fatigue life predictions. Situation ① can be seen as a testing of a specimen in compliance with the ASTM standard for low-cycle fatigue, where the variation of temperature does not exceed the  $\pm 2 \text{ K}$  range. In the other situations this requirement was not obeyed and the temperature rise was enough to decrease the fatigue resistance of the material. A comparison between condition ① and conditions ② and ③ reveals a decrease in the life of the bar of about 15% and 26% respectively.

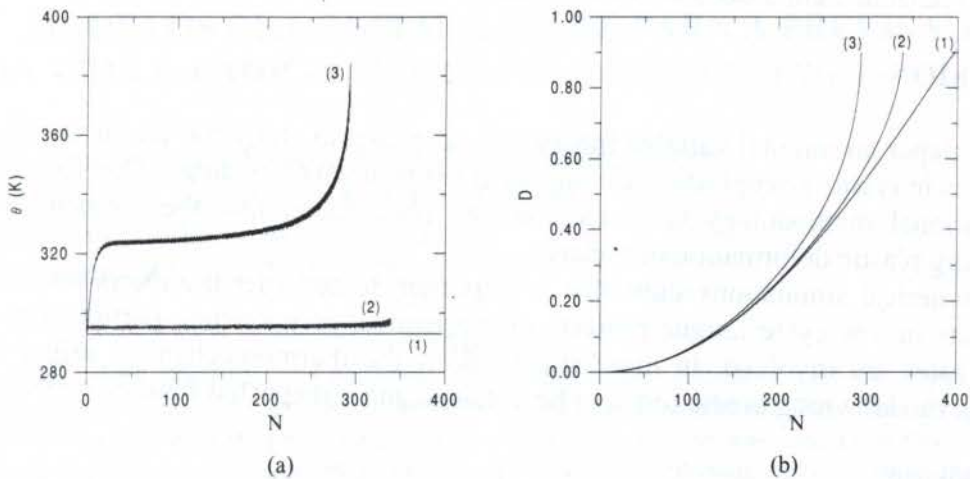


Figure 2 - Temperature (a) and damage (b) evolution in the middle bar position versus number of loading cycles ( $N$ ), for the three conditions considered.

A comparison between conditions ② and ③ shows a strong influence of the loading frequency in the amount of heat generated and indeed in the life of the bar.

The thermomechanical coupling can be seen as a feedback phenomenon. The heat generated by the mechanical process causes an increase of temperature which promotes a decrease in the mechanical strength. As a consequence, the plastic strain amplitude tends to increase causing a greater temperature rise and so on. Also it is important to observe that the temperature boundary conditions can lead to a localisation process which can accelerate the feedback phenomenon. Figure 3 shows for condition ③ the localisation of the damage processes in the middle position, promoted by the temperature distribution.

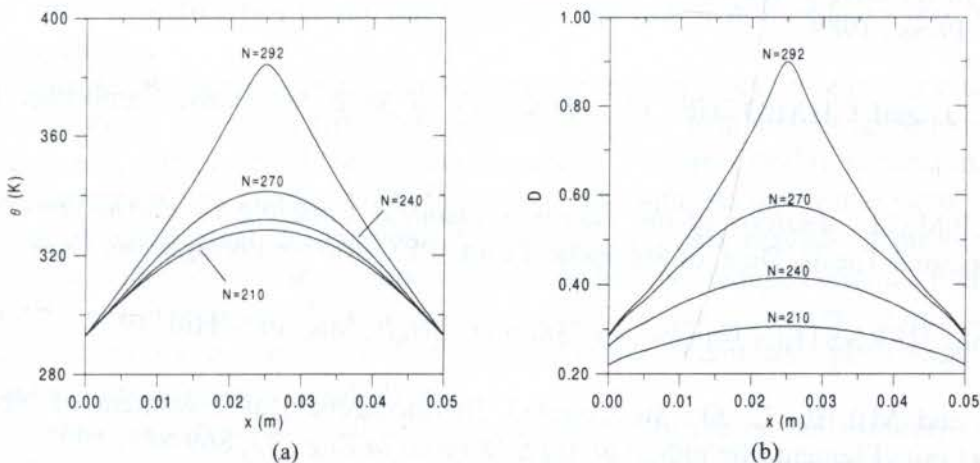


Figure 3 - Temperature (a) and damage (b) distribution for the condition ③.

The mechanic behaviour strongly depends on the temperature distribution. Other mechanical and thermal conditions lead to different predictions. For example, adiabatic temperature boundary conditions lead to a homogeneous temperature distribution and different life predictions are observed for the three defined conditions. In this case a reduction of 3% and 6% is predicted for conditions ② and ③, respectively. In real life structures and mechanical components, thermal boundary conditions between adiabatic and constant temperature can be expected. In tensile tests, the perturbation in the temperature field caused by the end connections geometry is sufficient to strongly localise deformation in the middle of the bar, even if adiabatic conditions are considered

#### 4. CONCLUSION

In this paper an internal variable theory was proposed to study the thermomechanical coupling effects in elasto-viscoplastic bars subjected to mechanical loadings. This formulation provides a rational methodology to study complex phenomena like the amount of heat generated during plastic deformation of metals.

The numerical simulations show that is important to consider the thermomechanical coupling effects in low-cycle fatigue projects of mechanical components, particularly when high loading rates are involved. In these situations, if the thermomechanical effect is not included in the model wrong predictions can be obtained and unexpected failures may occur.

#### 5. REFERENCES

- ASTM E606-80, Standard Recommended Practice for Constant-Amplitude Low-Cycle Fatigue Testing, *ASTM Standards*, Vol. 03.01, p.629-641, 1980.
- BARBOSA, J.M.A., PACHECO, P.M.C.L. and COSTA-MATTOS, H. On the role of Temperature in the Mechanical Vibration of Elasto-Viscoplastic Bars, *COBEM-95/CIDIM-95, 13<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mech. Engineering*, Belo Horizonte, Brazil, (in portuguese), 1995.
- BATHIAS, C. and BAILON, J.P. *La Fatigue de Materiaux et des Structures*, Les Presses de L'Université de Montréal, Maloine S.A. Editeur, Paris, 1980.
- KOBAYASHI, S., OH, S. and ALTAN, T. *Metals Forming and the Finite Element Method*, Oxford Univ. Press., 1989.
- LEMAITRE, J. and CHABOCHE, J.L. *Mechanics of Solid Materials*, Cambridge Univ. Press., 1990.
- PACHECO, P.M.C.L. *Analysis of the Thermomechanical Coupling in Elasto-Viscoplastic Materials*, Doctoral Thesis, Dept. of Mechanical Eng., PUC-Rio (in Portuguese), 1994.
- PECKNER and BERNSTEIN *Handbook of Stainless Steels*, MacGraw-Hill, 1977.
- SIMO, J.C. and MIEHE, C. On the Coupled Thermomechanical Treatment of Necking Problems via Finite Element Methods, *J.of Appl. Methods in Eng.*, 33, 869-883, 1992.



PAPER CODE: COB1152

**MODELOS DE CONFIABILIDADE PARA A PREVISÃO  
DA VIDA À FADIGA / MODELS FOR FATIGUE RELIABILITY ANALYSIS**

Jorge Luiz de Almeida Ferreira & José Luiz de França Freire  
Departamento de Engenharia Mecânica - PUC-Rio  
Rua Marquês de São Vicente, 225 - Gávea  
Rio de Janeiro, RJ, CEP 22.453-900

**Abstract**

The present work describes two analytical models for fatigue reliability analysis. These models are developed under the assumption that cumulative fatigue damage and its critical value follow a lognormal or a Weibull distribution. To verify the predicted results the Monte Carlo analysis was used. From this analysis it was verified that the interference statistical model, based on a lognormal distribution, describes better the behavior of the fatigue's reliability.

**Keywords**

acumulação de Dano, confiabilidade / cumulative damage, fatigue reliability.

**1. INTRODUÇÃO**

O dano por fadiga é um processo contínuo e acumulativo, podendo ser definido como a perda gradual de funcionalidade de um componente estrutural causada pela aplicação de esforços cíclicos. O dano por fadiga é considerado nulo em materiais virgens e evolui até um valor crítico,  $D_c$ , que caracteriza o aparecimento de trincas ou fissuras no material.

A previsão do dano acumulado ao longo do tempo,  $D(t)$ , é uma tarefa bastante complexa, não só pelas dificuldades na obtenção de dados e seleção de modelos, como também por esta previsão ser fortemente influenciada por incertezas oriundas das estimativas necessárias para descrever estes modelos, tais como carregamentos aplicados, propriedades dos materiais e fatores geométricos.

Em avaliações de integridade estrutural é bastante comum procurar-se prever o dano médio acumulado ao longo do tempo,  $D(t)$ . Esta previsão pode ser feita através da história típica de carregamento e da curva média de resistência do material, Ferreira (1995a). Entretanto, devido as fontes de incerteza acima citadas, faz-se necessário não somente predizer o dano médio mas também quantificar o nível de incerteza,  $\delta D$ , associado a esta previsão. Considerando esta necessidade de melhor descrever o comportamento do dano por fadiga, Ferreira e Freire (1995b, 1995c, 1995d e 1997) desenvolveram modelos analíticos que permitem estimar a média, a mediana, a variância e o coeficiente de variação do dano acumulado, permitindo um maior controle sobre a previsão de falha estrutural.

Uma forma ainda mais racional de se avaliar a integridade de um estrutura consiste na previsão da sua confiabilidade, ou seja, a probabilidade de que a estrutura não venha a falhar durante o intervalo de tempo  $[0, t]$ . Isto pode ser feito através da caracterização da distribuição



da probabilidade do dano acumulado atingir o valor crítico. Min (1995), após estudar o comportamento estatístico do dano acumulado e do dano crítico, apresenta dois modelos analíticos distintos para a previsão da confiabilidade à fadiga, definidos como modelo estático e modelo dinâmico. Para o desenvolvimento destes modelos, supôs-se que o dano acumulado e o dano crítico possuam distribuições lognormais.

No presente trabalho, procura-se complementar os estudos anteriores através da extensão dos modelos propostos por Min (1995) para distribuições de Weibull e do desenvolvimento de procedimentos que permitam estimar os parâmetros necessários para a aplicação dos modelos de previsão de confiabilidade através dos modelos estatísticos descritos em Ferreira e Freire (1995b, 1995c, 1995d e 1997).

A maior dificuldade encontrada no desenvolvimento deste trabalho está associado à determinação dos limites de integração para o modelo dinâmico considerando a distribuição de Weibull. Apesar desta dificuldade, este trabalho pôde mostrar que, para as condições aqui analisadas, o modelo de confiabilidade dinâmico baseado em distribuições lognormais permite estimativas comparáveis aos resultados obtidos através do modelo de confiabilidade dinâmico baseado em distribuições de Weibull e através da custosa técnica de simulação de Monte Carlo, (Ferreira, 1997).

## 2. MODELOS ESTÁTICOS

A idealização de um modelo estático para a avaliação da confiabilidade de estruturas sujeitas à dano baseia-se nas seguintes hipóteses :

1. A falha por fadiga está associada a um valor crítico,  $D_c$ , cuja média é igual a 1.
2. A inexistência de “deterioração” das propriedades mecânicas do material no tempo.
3. O tipo de distribuição de probabilidade do dano independe do nível de dano introduzido na estrutura.

A caracterização do modelo estático pode ser melhor compreendida através da figura 1.

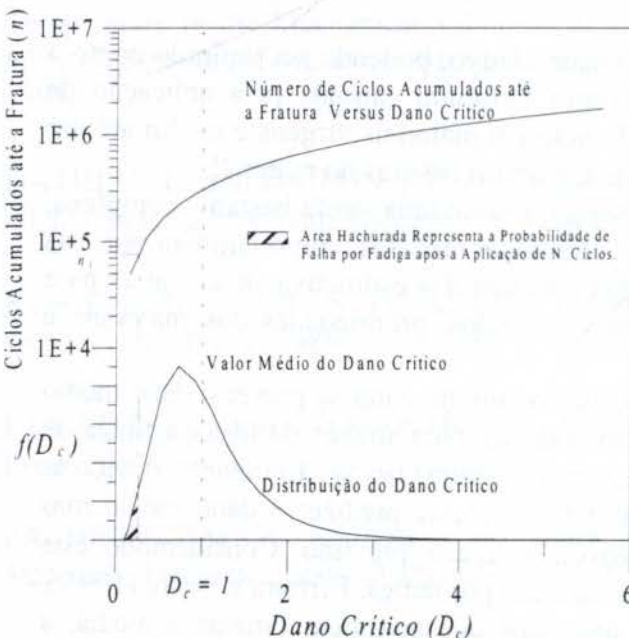


Figura 1 - Número de Ciclos Acumulados até o Início de uma Trinca,  $n$ , e a Distribuição do Dano Crítico

Nesta figura, ilustra-se a relação entre o número de ciclos até a fratura e a função de distribuição do dano crítico. A razão do nome estático está em assumir que o dano crítico possui um comportamento aleatório, com uma distribuição de probabilidade bem definida, e que o dano sofrido pela estrutura se acumula de forma determinística ao longo da sua vida.

Para se avaliar a probabilidade de falha por fadiga torna-se necessário a definição do tipo de distribuição e dos respectivos parâmetros que descrevem o comportamento do dano crítico. Na análise a ser desenvolvida serão consideradas as hipóteses do dano ser caracterizado pela distribuição lognormal ou pela distribuição de Weibull.

### 2.1 COMPORTAMENTO DO DANO DESCRITO PELA DISTRIBUIÇÃO LOGNORMAL



Para a estimativa do valor médio e do desvio padrão do dano após a aplicação de  $n_0$  ciclos de carregamento ( $E[D(n_0)]$  e  $\sqrt{Var[D(n_0)]}$ ), deve-se utilizar os procedimentos descritos em Ferreira (1997). Neste trabalho é mostrado que o coeficiente de variação do dano,  $CV(D) = E[D(n_0)]/\sqrt{Var[D(n_0)]}$ , independe do número de ciclos de carregamento. Isto implica que o dano crítico possui a seguinte distribuição:  $D_c \sim \ln(1, CV(D))$ , visto que, por hipótese, o dano crítico,  $D_c$ , possui valor médio igual a 1.

Desta forma, a função de confiabilidade à fadiga pode ser calculada através da equação (1), (Min, 1995; Ferreira, 1997):

$$R(n) = P(D_c > E[D(n)]) = 1 - P(E[D(n)] \geq D_c) = 1 - \phi \left[ \frac{\ln[E[D(n)] \cdot \sqrt{1 + CV^2}]}{\sqrt{\ln(1 + CV^2)}} \right] \quad (1)$$

onde  $\phi$  é a distribuição normal reduzida.

## 2.2 COMPORTAMENTO DO DANO DESCRITO PELA DISTRIBUIÇÃO DE WEIBULL

Para a determinação dos parâmetros da distribuição de Weibull será considerada a seguinte hipótese complementar:

*O parâmetro de localização da distribuição do dano crítico,  $x_{oc}$ , é proporcional ao valor do parâmetro de localização da distribuição do dano estimado após a aplicação de  $n_0$  ciclos de carregamento. Nestas condições, se  $x_{oc} = K \cdot x_o(n_0)$ , então o parâmetro de forma e o parâmetro de escala serão expressos, respectivamente, como:  $\alpha_c = \alpha(n_0)$  e  $\theta_c = K \cdot \theta(n_0)$ , onde  $K$  é uma constante de proporcionalidade.*

Após a determinação dos parâmetros de Weibull para um número de ciclos igual a  $n_0$ , os parâmetros de Weibull estimados para o valor esperado do dano igual a 1 serão calculados através das seguintes expressões:

$$\alpha_c = \alpha(n_0) \quad (2.a) \quad x_{oc} = \frac{1}{E[D(n_0)]} \cdot x_o(n_0) \quad (2.b) \quad \theta_c = \frac{1}{E[D(n_0)]} \cdot \theta_o(n_0) \quad (2.c)$$

Considerando os parâmetros estimados por (2), a função de confiabilidade do projeto a fadiga será expressa através da seguinte equação:

$$R(n) = \exp \left[ - \left( \frac{E[D(n)] - x_{oc}}{\theta_c - x_{oc}} \right)^\alpha \right] \quad (3)$$

onde  $E[D(n)]$  será obtido através da expressão  $E[D(n)] = \frac{n \cdot E[D(n_0)]}{n_0}$  (4)

## 3. MODELOS DINÂMICOS

A conceituação de um modelo dinâmico para a avaliação da confiabilidade quanto ao processo de fadiga baseia-se na formulação clássica de interferência entre variáveis do tipo *capacidade versus demanda*, Lipson (1973), Min (1995).

A justificativa para a aplicação de um modelo dinâmico ao problema de previsão da confiabilidade à fadiga encontra-se na verificação de que tanto o dano crítico quanto o dano acumulado possuem comportamentos aleatórios. Assim, por este modelo, a possibilidade de dano acumulado ser maior do que o dano crítico é quantificada de uma forma mais realista.

Para a construção do modelo dinâmico torna-se necessário a definição de uma variável

associada à *demanda* exigida da estrutura e de uma variável associada à *capacidade* de dano que

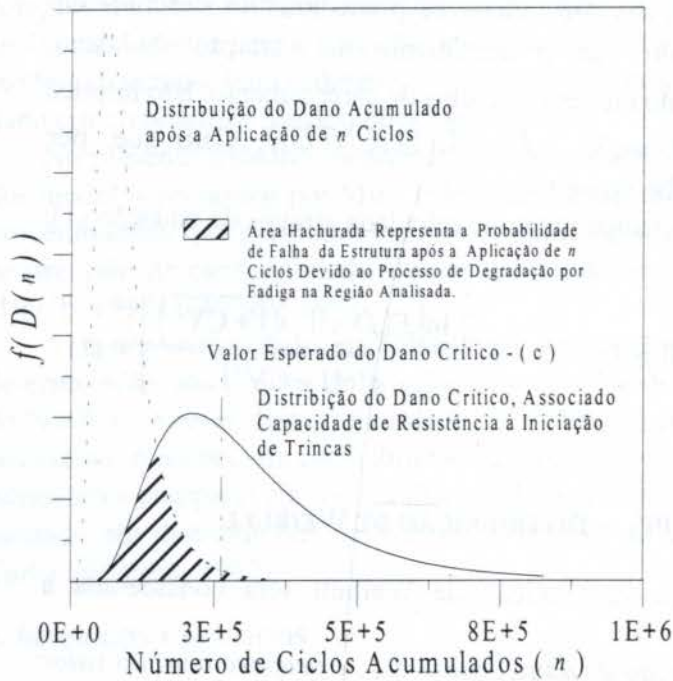


Figura 2 - Número de Ciclos Acumulados até o Início de uma Trinca versus a Distribuição do Dano Crítico

lognormal e de Weibull. As hipóteses necessárias ao desenvolvimento destes modelos serão idênticas as observadas no item 2 do presente trabalho.

a estrutura pode suportar. No caso específico, a variável associada à *capacidade* será definida como o dano crítico,  $D_c$ , e a *demanda* será associada ao nível de dano que possa ter sido acumulado em regiões específicas da estrutura após a aplicação de  $n$  ciclos de carregamento,  $D_S(n)$ . Desta forma pode-se estimar a probabilidade de falha através da quantificação da área contida na região de interferência entre as duas curvas de probabilidade apresentadas na figura 2. No modelo dinâmico, além de ser necessário a determinação da distribuição de probabilidade do dano crítico, deve-se também determinar a distribuição de probabilidade do dano acumulado para cada instante de tempo,  $D_S(n)$ . No desenvolvimento deste modelo serão consideradas as distribuições

### 3.1 DISTRIBUIÇÕES DE PROBABILIDADES POR LOGNORMAIS

Para o desenvolvimento deste modelo deve-se inicialmente caracterizar as distribuições do dano crítico e do dano acumulado em qualquer instante de tempo. Conforme mostrado na seção anterior, o valor médio da distribuição do dano após a aplicação de  $n$  ciclos de tensão é determinado pela equação (4). Assim, considerando que o coeficiente de variação do dano,  $CV$ , é invariante no tempo, a distribuição do dano acumulado após  $n$  ciclos terá a seguinte forma, (Ferreira, 1997):

$$D_S(n) \sim \ln \left( \frac{n \cdot E[D(n_0)]}{n_0}, CV \cdot \frac{n \cdot E[D(n_0)]}{n_0} \right) \quad (5)$$

Uma vez caracterizado o comportamento de  $D_S(n)$  resta determinar a distribuição do dano crítico,  $D_c$ , que terá a forma idêntica ao discutido na seção 1.1, ou seja:  $D_c \sim \ln(1, CV(D))$ . em conseqüência, o nível de confiabilidade da estrutura ao longo do tempo poderá ser calculado através da seguinte equação, (Min, 1995, Ferreira, 1997):

$$R(n) = P(D_c > D(n)) = 1 - P(D_S(n) \geq D_c) = 1 - \Phi \left( \frac{\ln \left( \frac{n \cdot E[D(n_0)]}{n_0} \right)}{\sqrt{\ln[(1 + CV^2)^2]}} \right) \quad (6)$$



### 3.2 DISTRIBUIÇÕES DE PROBABILIDADES DE WEIBULL

Para a determinação dos parâmetros das distribuições de Weibull será considerada a seguinte hipótese complementar :

O parâmetro de localização da distribuição do dano crítico,  $x_{oc}$ , é proporcional ao valor do parâmetro de localização da distribuição do dano estimado após a aplicação de  $n$  ciclos de carregamento. Nestas condições, se  $x_{oc} = K \cdot x_o(n_0)$ , então o parâmetro de forma e o parâmetro de escala serão expressos, respectivamente, como :  $\alpha_c = \alpha(n_0)$  e  $\theta_c = K \cdot \theta(n_0)$ .

Assim, após a determinação dos parâmetros de Weibull para  $n_0$  ciclos, pode-se estimar os parâmetros de Weibull que descrevam, respectivamente, a distribuição do dano acumulado,  $D_s(n)$ , e a distribuição do dano crítico,  $D_c$ , através das seguintes expressões :

Distribuição do Dano Acumulado :  $D_s(n) \sim W(x_{os}, \theta_s, \alpha_s)$

$$\alpha_s = \alpha(n_0) \quad (7.a)$$

$$x_{os} = \frac{n}{n_0} \cdot x_o(n_0) \quad (7.b)$$

$$\theta_s = \frac{n}{n_0} \cdot \theta_o(n_0) \quad (7.c)$$

Distribuição do Dano Crítico :  $D_c \sim W(x_{oc}, \theta_c, \alpha_c)$

$$\alpha_c = \alpha(n_0) \quad (8.a)$$

$$x_{oc} = \frac{1}{D(n_0)} \cdot x_o(n_0) \quad (8.b)$$

$$\theta_c = \frac{1}{D(n_0)} \cdot \theta_o(n_0) \quad (8.c)$$

Definidos os parâmetros das distribuições, pode-se calcular a probabilidade de falha através da interferência entre as distribuições  $D_s(n) \sim W(x_{os}, \theta_s, \alpha_s)$  e  $D_c \sim W(x_{oc}, \theta_c, \alpha_c)$ . Devido à inexistência de uma solução fechada que permita quantificar tal probabilidade de falha, recorrer-se-á à formulação clássica para o cálculo de probabilidades, (Lipson, 1973) :

$$P(D_c \leq D_s(n))_n = \int_0^\infty \int_0^{D_s(n)} f(D_c) \cdot g(D_s(n)) dD_c d(D_s(n)) \quad (9)$$

onde  $f(D_c)$  e  $g(D_s(n))$  representam, respectivamente, as função de densidade de probabilidade das variáveis aleatórias  $D_c$  e  $D_s(n)$ .

As maiores dificuldades encontradas na integração numérica da equação (10) estão associadas à escolha dos limites de integração, visto que, em um modelo dinâmico estes limites variam continuamente em função das posições relativas entre as distribuições do dano crítico e do dano acumulado.

As escolhas dos limites inferiores são óbvias :

- para  $x_{os} < x_{oc}$   $F(x \leq x_{oc}) = 0$ , indicando ser desnecessário tomar limites inferiores a  $x_{oc}$ , ou seja, considerando  $x_{os}(n) < x_{oc} \Rightarrow a = x_{oc}$ .
- a partir de um determinado instante o valor de  $x_{os}(n)$  torna-se maior do que  $x_{oc}$  e, nestas condições,  $g(x \leq x_{os}) = 0$ . Portanto, a escolha de um *limite inferior* menor do que  $x_{os}(n)$  não é justificável. Desta forma, para a condição  $x_{os}(n) \geq x_{oc} \Rightarrow a = x_{os}(n)$ .

As escolhas dos limites superiores são mais complicadas, não se encontrando na literatura expressões que forneçam valores pré-definidos que permitam uma rápida e eficiente integração numérica para o produto de distribuições de Weibull. A solução encontrada para a seleção destes limites baseou-se no do teorema de probabilidade integral. Considerando este teorema, o limite superior poderá ser aproximado pela seguinte expressão :

$$b = (\theta_s - x_{os}) \cdot [700]^{\frac{1}{\alpha}} + x_{os} \quad (10)$$

e a confiabilidade estrutural para um determinado número de ciclos,  $n$ , poderá ser estimada

através da equação (11).

$$R(n) = P(D_c > D(n)) = \begin{cases} 1 - \int_{x_{oc}}^{(\theta_s - x_{os}) \cdot [700] \frac{1}{\alpha} + x_{os}} F(x) \cdot g(x) dx & \text{se } x_{os} < x_{oc} \\ 1 - \int_{x_{os}}^{(\theta_s - x_{os}) \cdot [700] \frac{1}{\alpha} + x_{os}} F(x) \cdot g(x) dx & \text{se } x_{os} \geq x_{oc} \end{cases} \quad (11)$$

#### 4. DISCUSSÃO

Afim de avaliar o comportamento das funções de confiabilidade da vida à fadiga serão levantadas curvas de confiabilidade considerando as distribuições lognormal e de Weibull.

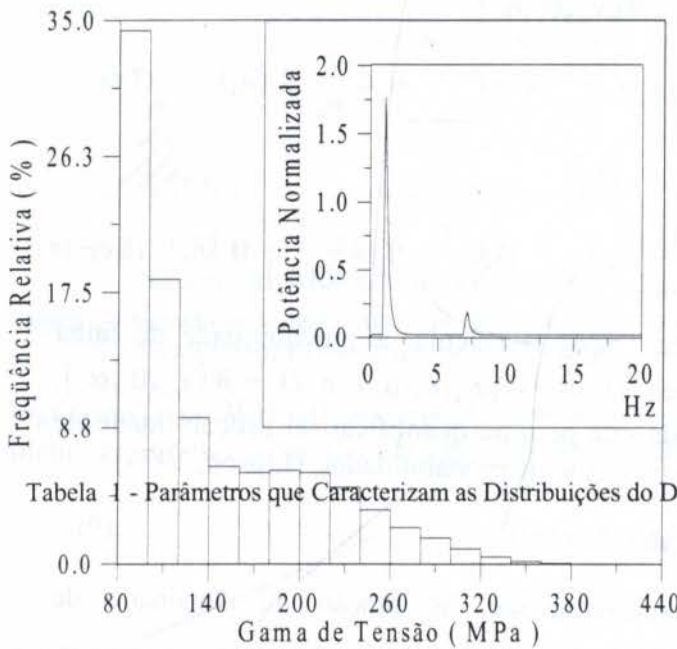


Tabela 1 - Parâmetros que Caracterizam as Distribuições do Dano

Figura 3 - História Típica de Carregamento Utilizada para a Análise da Confiabilidade à Fadiga

Os parâmetros serão determinados através da média e do desvio padrão estimados através da técnica de simulação de Monte Carlo e do método proposto por Ferreira (1995b e c, 1997).

Estas curvas de confiabilidade serão geradas considerando uma estrutura construída em MANTEN, com propriedades mecânicas com coeficientes de variação iguais a 5 %,

sujeita à história de carregamento típico apresentada na figura 3. Na tabela 1 são apresentados os parâmetros que caracterizam o comportamento das distribuições de probabilidade do dano para as

condições propostas acima.

	Simulação de Monte Carlo	Método Analítico
Características do Dano	$E[D(n_0)] : 4,84E-03 ; CV (%) : 54,0$	$E[D(n_0)] : 4,72E-03 ; CV (%) : 50,7$
Distribuição Lognormal	$\hat{\mu}(n_0) : -5,459 ; \hat{\mu}_c : -0,128$ $\hat{\sigma}(n_0) : 0,507 ; \hat{\sigma}_c : 0,507$	$\hat{\mu}(n_0) : -5,470 ; \hat{\mu}_c : -0,114$ $\hat{\sigma}(n_0) : 0,478 ; \hat{\sigma}_c : 0,478$
Distribuição de Weibull	$x_o(n_0) : 4,0E-04 ; x_o(N^*) : 8,26E-02$ $\theta(n_0) : 5,36E-03 ; \theta_c : 1,107$ $\alpha(n_0) : 2,066 ; \alpha_c : 2,066$	$x_o(n_0) : 4,0E-04 ; x_o(n_0) : 8,26E-02$ $\theta(n_0) : 5,39E-03 ; \theta_c : 1,114$ $\alpha(n_0) : 1,75 ; \alpha_c : 1,75$

#### 4.1 CONFIABILIDADE SEGUNDO O MODELO ESTÁTICO



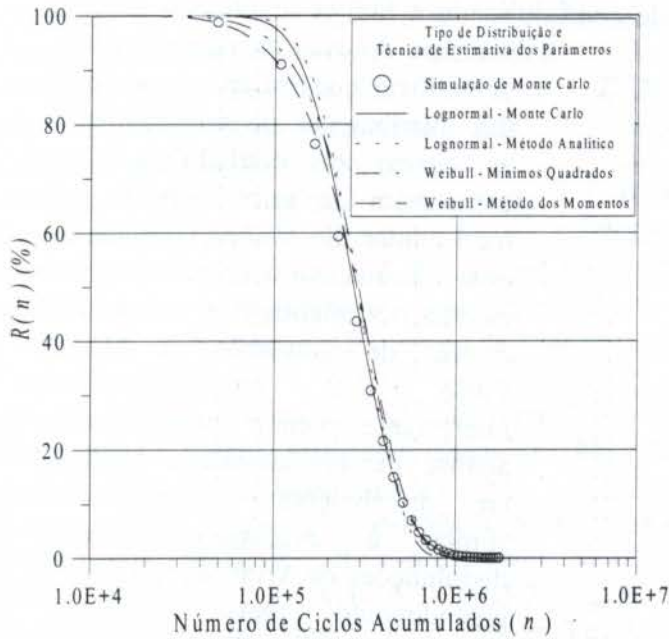


Figura 4 - Funções de Confiabilidade Estimadas Considerando o Modelo Estático

simulação Monte Carlo. Isto pode sugerir que a suposição de que o dano possua distribuição de Weibull seja mais indicada para este tipo específico de análise de confiabilidade.

Na figura 4 são apresentadas as curvas de confiabilidade à fadiga segundo o modelo estático. Através da figura 4 pode-se verificar que, excetuando-se os trechos das curvas inferiores a  $2,0E+05$  ciclos, as curvas de confiabilidade se comportam de forma similar, indicando uma significativa coerência entre as estimativas analíticas e as obtidas através de simulação de Monte Carlo. Outra característica interessante, que se observa na figura 4, está relacionada à existência, também nos trechos inferiores a  $2,0E+05$  ciclos, de uma diferença significativamente elevada entre as curvas de confiabilidade geradas a partir da suposição do dano ser lognormal e as previsões de confiabilidade realizadas através de

#### 4.2 CONFIABILIDADE SEGUNDO O MODELO DINÂMICO

Na figura 5 são apresentadas as curvas de confiabilidade à fadiga segundo o modelo dinâmico. Através da figura 5 pode-se verificar que, independentemente das distribuições de probabilidade, as curvas de confiabilidade se comportam de forma similar por todo o intervalo avaliado, indicando uma significativa coerência entre as estimativas analíticas e as obtidas através de simulação de Monte Carlo. Esta constatação é interessante porque indica que a análise de confiabilidade baseada em distribuições lognormais é similar à executada supondo distribuições de Weibull, que é um procedimento mais complexo. Ainda considerando o modelo dinâmico, não se verificou um distanciamento muito grande entre as curvas de confiabilidade e as previsões de confiabilidade

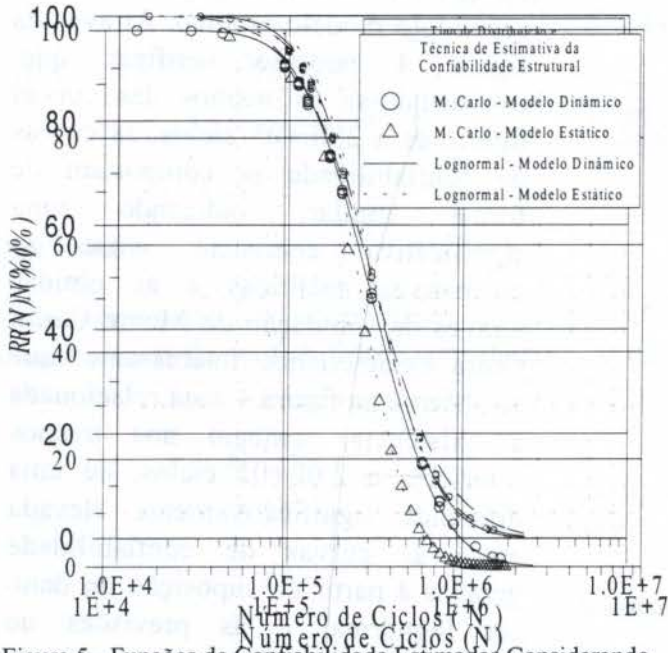


Figura 5 - Funções de Confiabilidade Estimadas Considerando Modelo Dinâmico  
Figura 6 - Comparação entre os Modelos de Análise de Confiabilidade

realizadas através de simulação de Monte Carlo. Isto demonstra que o modelo dinâmico é mais robusto quanto à validade das hipóteses utilizadas na dedução dos modelos de confiabilidade.

#### 4.3 COMPARAÇÃO ENTRE OS MODELOS ESTÁTICO E DINÂMICO

Na figura 6 é apresentado um gráfico em que as curvas de confiabilidade para o modelo estático e dinâmico obtidas por solução analítica são comparadas aos, respectivos, níveis de confiabilidade obtidos diretamente por simulação de Monte Carlo. Desta figura pode-se observar que os níveis de confiabilidade obtidos através da técnica de simulação de Monte Carlo possuem um comportamento bastante singular, visto que, até a primeira metade do intervalo analisado,  $[1,0E+04, 2,0E+05]$ , todos os resultados obtidos acompanham a curva analítica do modelo dinâmico. Na segunda metade do intervalo analisado cada estimativa obtida por simulação de Monte Carlo coincide com a respectiva curva analítica. Assim, considerando os resultados obtidos, pode-se concluir que o modelo dinâmico permite, além de uma maior robustez com relação à validade das hipóteses, uma estimativa menos tendenciosa da confiabilidade à fadiga.

#### 5. CONCLUSÕES

Foram apresentados dois modelos analíticos para a previsão da confiabilidade de projetos à fadiga. Estes modelos foram desenvolvidos supondo que o dano crítico e o dano acumulado possam ser descritos por distribuições de Weibull ou por distribuições lognormais estimadas através dos procedimentos descritos em Ferreira (1997). A comparação das curvas de confiabilidade obtidas analiticamente com as curvas obtidas por simulação de Monte Carlo mostrou que o modelo dinâmico baseado na distribuição lognormal é adequado para a previsão da confiabilidade de projetos à fadiga.

#### 6. REFERÊNCIAS



- (Ferreira, 1997) - Ferreira, J. L. A. , "Um Modelo para a Previsão da Incerteza do Dano por Fadiga", Tese de Doutorado, PUC-Rio, Rio de Janeiro, 1997.
- (Ferreira, 1995a) - Ferreira, J. L. A. e Freire, J. L. F. , "Simulação de Carregamentos Complexos para Cálculo do Dano Por Fadiga", Anais do Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - COBEM - CIDIM, Belo Horizonte, 1995.
- (Ferreira, 1995b) - Ferreira, J. L. A. e Freire, J. L. F., "Um Modelo Para a Análise da Dispersão do Dano de Fadiga", PREV - 95, Brasil, Agosto, 1995, pp. 20 - 24.
- (Ferreira, 1995c) - Ferreira, J. L. A. e Freire, J. L. F., "Influência do Comportamento Mecânico do Material sobre a Dispersão do Dano por Fadiga", Anais da Conferência Internacional sobre Evaluacion de Integridad y Extension de Vida de Equipos Industriales, 166 - 167, Bucaramanga, Colombia, 1995.
- (Freire, 1995d) - Freire, J. L. F. e Ferreira, J. L. A., "An Analytical Model to Determine the Dispersion of Fatigue Damage Evaluations", Proc. Structural Mechanics in Reactor Technology, August, 1995, Rio de Janeiro, pp. 11 - 20.
- (Lipson, 1973) - Lipson, C. and Sheth, N. J., "Statistical Design and Analysis of Engineering Experiments", McGraw-Hill Book Company, New York, 1973
- (Min, 1995) - Min, L., Xiaofei, X. and Xiong, Y. Q., "Cumulative Fatigue Damage Dynamic Interference Statistical Model", Int. J. Fatigue, Vol. 17, No. 8, 1995, pp. 559 - 566.

# PROPAGAÇÃO DE TRINCAS DE FADIGA EM JUNTAS SOLDADAS POR SAW NO AÇO C-Mn 516-70N/FATIGUE CRACK PROPAGATION IN WELD JOINTS OF C-Mn 516-70N STEEL

ISABEL CRISTINA RAMOS ANTUNES, NAZARENO DAS NEVES & HERMAN  
JACOBUS CORNELIS VOORWALD

*Departamento de Materiais e Tecnologia, Faculdade de Engenharia - UNESP - Guaratinguetá CEP: 12.500-000 Guaratinguetá - E-mail: voorwald@feg.unesp.br*

## Abstract

In this paper the fatigue crack propagation in weld metal, deposited with submerged arc welding on carbon-manganese steel is investigated. Five combinations flux-wire were studied, with fatigue samples subjected to cyclic loading. Experimental and theoretical results were compared using Paris equation, and was also possible to identify the best combination regarding fatigue crack propagation.

## Keywords

Fadiga, Aço, C-Mn 516-70N, Propagação de trincas, Equação de Paris/ Fatigue, C-Mn 516-70N steel, crack propagation, Paris equation.

## 1. INTRODUÇÃO

A orientação no desenvolvimento dos processos de soldagem utilizados em indústrias que operam na fabricação de equipamentos pesados tais como, vasos de pressão, trocadores de calor, fornos, caldeiras e outros, tem sido no sentido de melhorar a produtividade e a qualidade das juntas soldadas. Entre os processos de soldagem a arco elétrico, o arco submerso - SAW é interessante em função da alta taxa de deposição quando comparada aos processos normais e semi-automáticos e pequena participação do operador. O aparecimento de trincas de solidificação, principalmente nos passes de raiz, limita a aplicação do processo, justificando ainda estudos relativos aos mecanismos atuantes na nucleação destas trincas. Simpson (1977), Bailey (1970, 1972, 1976), Garland et al (1976), Garland (1976), Savage (1978), Machado et al (1980), Ohno (1988), Neves et al (1992), Borland (1978), Masumoto (1992), Neves (1993).

A nucleação das trincas de solidificação está associada com a natureza e extensão das fases líquidas e sólida presentes na faixa de temperatura sólidos/líquidos e as tensões térmicas desenvolvidas durante as etapas do processo de solidificação. Localizam-se nas regiões interdendríticas do centro do cordão e, na maioria dos casos, no sentido longitudinal podendo, dependendo da incidência, também ocorrer nas interfaces laterais dos grãos colunares. A tendência para "micro segregação" de soluto nas interfaces sólido/líquido, resultado do grande volume de metal fundido diluído no metal base, também é característica do processo de soldagem a arco submerso. O estudo da propagação de trincas de fadiga nucleadas nas trincas de solidificação em carregamentos cíclicos mostrou a influência das combinações fluxo-arame no crescimento das mesmas e a possibilidade de obtenção de modelos que representam o

comportamento Voorwald et al (1993). O objetivo deste trabalho é estudar a propagação de trincas de fadiga no metal de solda, na ausência de trincas de solidificação, e modelar o seu crescimento utilizando a equação de Paris.

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

O metal base utilizado foi o aço carbono-manganês de especificação ASTM A 516-70N, com 50mm de espessura. As tabelas 1 e 2 indicam, respectivamente, a composição química e propriedades mecânicas do material.



Tabela 1 - Composição química do aço carbono-manganês A 516-70N.

Elemento (% peso)	C	Mn	P	S	Si	Nb
ASTM	0,30 Máx.	0,79 1,30	0,035 Máx.	0,040 Máx.	0,13 0,45	-
USINA	0,25	1,06	0,030	0,015	0,27	0,029
MATERIAL	0,23	1,09	0,022	0,005	0,24	0,070

Tabela 2 - Propriedades mecânicas do aço A 516-70N.

	ASTM	USINA	MATERIAL
Resistência Ruptura Transversal (MPa)	484 620	550	551
Resistência Ruptura Longitudinal (MPa)	-	-	551
Limite Escoamento Transversal (MPa)	≥260	357	351
Limite de Escoamento Longitudinal (MPa)	-	-	324
Alongamento Transversal (%)	≥21	26	33
Alongamento Longitudinal (%)	-	-	33

A seleção de 2 (dois) arames e 3 (três) fluxos básicos, compatíveis com o metal base, ocorreu considerando-se a composição química e propriedades mecânicas do aço A 516-70N. O processo utilizado foi a Arco Submerso (arco elétrico), onde a coalescência do fluxo e arame e do metal base é obtida através do aquecimento com um ou mais arcos entre o arame e a peça. Para satisfazer as condições de soldagem, que foi obter a variação na relação largura/profundidade dos cordões de solda e ao mesmo tempo ser representativos para as condições de trabalho dos fabricantes, foi necessário determinar parâmetros diferentes para a solda do passe de raiz e enchimento e subdivisão da junta em duas faixas de aporte de calor. Nos passes de raiz a faixa de intensidade de corrente elétrica foi de 700 A no lado 1 e 500 A no lado 2, sendo que os demais parâmetros foram mantidos constantes. A variação de 200 A corresponde à aproximadamente 2 mm na profundidade do cordão nas seguintes condições:

Passes da raiz: Lado 1 -  $I = 700$  A,  $V = 30$  V,  $\Delta V = 60$  cm/min.

Lado 2 -  $I = 500$  A,  $V = 30$  V,  $\Delta V = 60$  cm/min.

Passes de enchimento: Lado 1 -  $I = 580$  A,  $V = 30$  V,  $\Delta V = 51$  cm/min.

2

Lado 2 -  $I = 480$  A,  $V = 30$  V,  $\Delta V = 51$  cm/min. Obteve-se cinco CDPs normalizados segundo ASTM 647, que foram entalhados com trincas centrais e solicitados em carregamentos cíclicos.

Os ensaios de fadiga foram realizados sob carregamento de amplitude constante, razão de carga 0,5 e frequência de 150Hz na temperatura ambiente. As tensões mínimas e máximas foram mantidas nas faixas de 74 MPa e 148 MPa. Utilizou-se um equipamento AMSLER, modelo 10 HFP 422, com capacidade de 10 ton., que opera pelo princípio de ressonância; ou seja, a frequência de ensaio coincide com a frequência natural dos elementos oscilantes.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Foram obtidos 5 (cinco) corpos de prova normalizados segundo ASMT, com entalhes centrais e submetidos a carregamentos cíclicos com o objetivo de se obter as curvas comprimento da trinca versus número de ciclos ( $a \times N$ ). Realizou-se várias simulações para cada caso, eliminando pontos experimentais das curvas  $a \times N$ , procurando determinar as constantes  $C$  e  $n$  de equação de Paris, nas diversas combinações fluxo/arame. Os resultados estão representados nas tabelas a seguir.

Tabela 3 - CDP 01 - combinação OE - SD3 + 860

Simulação	Início	Final	C	n	Erro (%)
1	0	0	$4,70 \times 10^{-10}$	1,03	0,0
2	21	4	$8,61 \times 10^{-11}$	1,47	-1,0
3	21	5	$7,85 \times 10^{-11}$	1,50	-2,0
4	22	4	$9,41 \times 10^{-11}$	1,45	1,6

Tabela 4 - CDP 02 - Combinação EM - 12 K + 860.

Simulação	Início	Final	C	n	Erro (%)
1	0	0	$5,45 \times 10^{-11}$	1,65	-9,2
2	24	9	$1,18 \times 10^{-13}$	3,26	-6,8
3	24	10	$4,77 \times 10^{-14}$	3,52	-7,8

Tabela 5 - CDP 03 - Combinação OE - SD3 + OP41TT

Simulação	Início	Final	C	n	Erro (%)
1	0	0	$1,88 \times 10^{-10}$	1,47	14,9
2	7	4	$2,73 \times 10^{-11}$	2,0	3,4

Tabela 6 - CDP 04 - Combinação EM - 12 K + OP41TT

Simulação	Início	Final	C	n	Erro (%)
1	0	0	$3,27 \times 10^{-11}$	1,81	3,0
2	14	4	$3,29 \times 10^{-11}$	1,76	-7,7
3	14	6	$7,00 \times 10^{-11}$	1,54	-6,5
4	15	6	$7,62 \times 10^{-11}$	1,52	-1,1

Tabela 7 - CDP 05 - Combinação EM - 12 K + B X 200

Simulação	Início	Final	C	n	Erro (%)
1	0	0	$4,99 \times 10^{-11}$	1,71	3,0
2	9	12	$5,18 \times 10^{-11}$	1,73	-5,5
3	10	0	$6,75 \times 10^{-11}$	1,64	-4,8
4	10	3	$7,92 \times 10^{-11}$	1,59	-5,3
5	10	13	$5,33 \times 10^{-11}$	1,72	-3,5



Nas tabelas de 3 a 7, a segunda e terceira coluna fazem referência ao número de pontos experimentais retirados no início e no final da curva a  $x$  N, para determinar os valores de C e n da equação de Paris. Também estão indicados os erros (%) entre as curvas teóricas e as experimentais para as várias simulações e combinações fluxo-arame. Pode ser observada a influência do conjunto de dados analisados nos valores de C e n e que a equação de Paris pode representar o crescimento das trincas por fadiga nas várias condições de soldagem.

Na figura 1 estão indicadas as curvas a  $x$  N para as 5 (cinco) combinações fluxo arame estudadas. Verifica-se que, relativo à propagação das trincas por fadiga, os CDPs 4 e 5 apresentam um melhor comportamento, enquanto que o CDP 1 propicia maior facilidade para o crescimento da trinca. Numa faixa intermediária entre ambas se localizam as amostras 2 e 3.

Figura 1 - Pontos a  $x$  N para CDPs normalizados.

#### 4. CONCLUSÕES

1. A equação de Paris pode ser utilizada na modelagem do crescimento das trincas por fadiga nas várias combinações de fluxo-arame estudadas.

A análise conveniente dos dados, realizada nas diversas simulações apresentadas no trabalho, levou a obtenção das constantes C e n que permitiram uma representação teórica próxima dos

pontos experimentais. É importante observar a influência exercida pela escolha dos pontos experimentais na obtenção das constantes.

2. A melhor combinação fluxo arame para uma propagação mais lenta da trinca por fadiga é obtida nos corpos de prova 4 e 5 e a condição mais crítica para o 1.

## 5. BIBLIOGRAFIA

Bailey, N. Welding Carbon Manganese Steels Metal Construction and British Welding Journal, vol.2, pp. 442-446, 1970.

BAILEY, N. Establishment of Safe Welding Procedures for Steels, AWS Welding Journal, vol.51, pp. 169-177, 1972.

BAILEY, N. Effect of Wire Composition and Flux Type on Solidification Cracking When Submerged - Arc Welding C-Mn Steels, Research Members Report, 26/1976/M, The Welding Institute, pp. 1-20, 1976.

BORLAND, J.C. Fundamentals of Solidification Cracking in Welds - Part 1 and 2, Welding and Metal Fabrication, vol. 47, pp. 19-29, 99-107, 1978.

GARLAND, J.C., BAILEY, N. The Solidification Cracking Susceptibility of a Range of Commercial Steels During Submerged Arc Welding, Research Members Report, 27/1976/M, The Welding Institute, pp. 4-20, 1976.

GARLAND, J.C., BAILEY, N. Solidification Crack During the Submerged Arc Welding of Carbon-Manganese Steels - A Detailed Assessment of the Effect of Parent Plate Compositions, Research Members Report, 28/1976/M, The Welding Institute, pp. 1-38, 1976.

GARLAND, J.G. Solidification Cracking During the Submerged - Arc Welding of Carbon-Manganese Steels - The Relative Importance of Parent Plate Strength and Composition, Research Members Report, 25/1976/M, The Welding Institute, pp. 1-18, 1976.

MACHADO, I.G. e KISS, F.J. Mecanismo e Natureza de Trincas de Solidificação nas Soldas, VI Encontro Nacional sobre Tecnologia de Soldagem, Cosol - ABM, pp 1-30, 1980.

MASUMOTO, I. Solidification, Blowhole Formation and Cracking of Steel Weld Metal, II W Latin American Regional Welding Congress, vol. 2, Associação Brasileira de Soldagem, pp. 765-781, 1992.

NEVES, N., BERBARE,, E.E., VOORWALD, H.J.C. Análise de Incidência de Trincas de Solidificação em Juntas Soldadas por SAW Aço C-Mn A516-70N, II W. Latin American Regional Welding Congress, vol. 2 - Associação Brasileira de Soldagem, pp. 523-543, 1992.

NEVES, N. Estudo da Nucleação de Trincas de Solidificação e Propagação por Fadiga em Aço Carbono Manganês Soldado com Arco Submerso, Dissertação de Mestrado, FEG/UNESP, pp. 63-73, 1993.

OHNO, A. Solidificação dos Metais, Tradutores: Paulo da Silva Pontes e Nivaldo Lemos Cupini, Livraria Ciência e Tecnologia, pp. 18-185, 1988.



SAVAGE, W.F. Solidification, Segregation and Weld Defects, Proceedings of the Fifty Bolton Landing Conference on Weldments; Physical Metallurgy and Failure Phenomena, General Electric Company, 1978.

SIMPSON, M. Solidification Cracking During the Submerged Arc Welding of Carbon Manganese Steels. A Review, Welding Research International, volume 7, The Welding Institute, pp. 177-192, 1977.

VOORWALD, H.J.C., NEVES, N. and BERBARE, E.E. Solidification Cracks Nucleation and Fatigue Growth Studies on C-Mn A516-70N Steel. FATIGUE 93, Montreal, Canadá pp. 1687-1691, 1993.

Tema 91

Projeto e Teoria de  
Sistemas Mecânicos

Faint, illegible text at the top of the page, possibly a header or introductory paragraph.

Second block of faint, illegible text, continuing the document's content.

Third block of faint, illegible text, appearing as a separate section or paragraph.

Fourth block of faint, illegible text, showing the continuation of the document.

Fifth block of faint, illegible text, possibly containing a list or detailed notes.

Sixth block of faint, illegible text, continuing the main body of the document.

Final block of faint, illegible text at the bottom of the page, possibly a conclusion or footer.





PAPER CODE: COB962

## CONCEPÇÃO, PROJETO E OTIMIZAÇÃO DE UMA MÁQUINA PARA BENEFICAMENTO DE AMENDOIM / CONCEPTION, PROJECT AND A MACHINE TOOL BETTERMENT TO SHELL PEANUTS

ALBERTO SARDI DE ARAUJO, DIBLON RENE RIBEIRO FERREIRA DA SILVA &  
VICENTE VICTOR DE OLIVEIRA

Universidade de Engenharia Mecânica, Centro de Desenvolvimento de Produtos - LEPB - Lapa Nova Grande CEP  
01046-900 - São Carlos - Minas Gerais - E-mail: jornal@lepb.usf.br

# Tema 91

## *Projeto e Teoria de Sistemas Mecânicos*

Uma das preocupações da comunidade científica hoje, é produzir alimento em quantidade suficiente para acompanhar o aumento da população. Uma das alternativas apresentadas seria intensificar a produção em ecossistemas mais eficientes de produzir alimento por formas mecanizadas. O Nordeste insere-se nesse contexto, abriga 1/3 da população brasileira, 1/3 das famílias pobres vivem basicamente de agricultura de subsistência e sua renda familiar depende, em 76%, dessa atividade. Isso se verifica o maior percentual de desnutrição da população, causada pela carência de alimentos ricos em proteínas, vitaminas e lipídios. Para esta região, o cultivo de plantas oleaginosas e leguminosas assume papel importante, com destaque para a cultura do amendoim que apresenta alto valor energético e fornece vapor de suar as carências da alimentação humana, bem como, produção de óleo, alimento, de animal e matéria-prima para a indústria. Comparada com outras culturas, confere maior rentabilidade econômica, adapta-se bem as condições de solos leves e clima da região, entretanto, vários fatores tem contribuído para a sua lenta expansão, destacando-se, o baixo nível tecnológico utilizado pelo agricultor e a falta de tecnologias adequadas a sua capacidade de adoção. Para aumentar a área de produção e o nível de produtividade na região, torna-se necessário o desenvolvimento de tecnologias apropriadas e capazes de aumentar a capacidade de trabalho do agricultor e reduzir os custos de produção (Avanti et al., 1992; Barros et al., 1994a). Entre as principais dificuldades técnicas ao cultivo do amendoim ressaltam-se não

1168





PAPER CODE: COB962

**CONCEPÇÃO, PROJETO E OTIMIZAÇÃO DE UMA MÁQUINA PARA BENEFICIAMENTO DE AMENDOIM / CONCEPTION, PROJECT AND A MACHINE TOOL BETTERMENT TO SHELL PEANUTS**

MAX CÉSAR DE ARAÚJO, ODILON RENY RIBEIRO FERREIRA DA SILVA &amp; NATANAEL VICTOR DE OLIVEIRA

*Departamento de Engenharia Mecânica, Centro de Ciências e Tecnologia - UFPB - Campina Grande CEP 58.109-970 Campina Grande, Brasil - E-mail: jornaljc@cct.UFPB.br***Abstract**

This project has the goal of showing an alternative method of *peanuts shelling* to small and medium producers. This is one of the procedures that takes very much manual work in northeastern Brazil nowadays. For this reason it was developed a electrical mechanical device based on a manual device in order to shell peanuts. Satisfiable results were brought out considering shelling capacity, grain breakage and grain and shell separation when compared to manual device.

**Keywords**

Conception, Mechanical device betterment, Machine toll, Grain improvement, Peanut. / Concepção, Otimização, Máquina, Beneficiamento, Amendoim.

**1. INTRODUÇÃO**

Uma das preocupações da comunidade científica hoje, é produzir alimento em quantidade suficiente para acompanhar o aumento da população. Uma das alternativas apresentadas seria intensificar a produção em ecossistemas mais difíceis de produzir alimento por fatores edafoclimáticos. O Nordeste, inserido neste contexto, abriga 1/3 da população brasileira, 3,83% das famílias pobres vivem basicamente da agricultura de subsistência e sua renda familiar depende, em 76%, dessa atividade. Daí se verifica o maior percentual de desnutrição da população, causada pela carência de alimentos ricos em proteínas, vitaminas e lipídios. Para esta região, o cultivo de plantas oleaginosas e leguminosas assume papel importante, com destaque para a cultura do amendoim que apresenta alto valor energético e protéico capaz de suprir as carências da alimentação humana, bem como, produção de óleo, alimentação animal e matéria-prima para a indústria. Comparada com outras culturas, confere maior rentabilidade econômica, adapta-se bem às condições de solos leves e clima da região, entretanto, vários fatores têm contribuído para a sua lenta expansão, destacando-se, o baixo nível tecnológico utilizado pelo agricultor e a falta de tecnologias adequadas à sua capacidade de adoção. Para aumentar a área de produção e o nível de produtividade na região, torna-se necessário o desenvolvimento de tecnologias apropriadas e capazes de aumentar a capacidade de trabalho do agricultor e reduzir os custos de produção (Araújo et al., 1992; Barros et al., 1994a). Entre as principais dificuldades técnicas no cultivo do amendoim ressaltam-se não



somente a escassez de semente melhorada, a não disponibilidade de equipamentos e máquinas agrícolas adaptadas às necessidades dos pequenos e médios produtores nas operações de colheita e pós-colheita, visando a redução do esforço físico despendido e tornando disponível tempo de trabalho para outras atividades na propriedade (Araújo et al., 1992; Barros et al., 1994b). O processo de descascamento das vagens é uma das operações mais caras, morosas e fatigantes, uma vez que nas pequenas propriedades rurais o descascamento ainda é realizado de forma manual, através da pressão dos dedos sobre as vagens, para sua quebra, sendo que um homem é capaz de descascar, em média, apenas 1kg de vagem/hora. Para simplificar esta operação nas regiões produtoras de amendoim dos continentes Asiáticos e Africanos, foram desenvolvidos equipamentos de acionamento manual e mecânico com base no mesmo princípio das trilhadeiras de cereais. (Hopfen, 1970; CENTRAL INSTITUTE OF AGRICULTURAL ENGINEERING, 1981; Carruthers, 1985 e Singh, 1993). Estas máquinas consistem de um cilindro ou um semi-cilindro dotado de pequenos dentes que, ao ser movimentado, atrita a vagem que se encontra contraposta a uma peneira chamada "côncavo", proporcionando sua quebra e, como consequência, a obtenção dos grãos. A máquina de acionamento mecânico possui um sistema de ventilação que promove a limpeza da casca/semente. No Brasil a Embrapa Algodão desenvolveu um protótipo de descascamento manual de amendoim que apresenta a desvantagem de não separar a casca das sementes. Com o objetivo de oferecer uma alternativa para o descascamento do amendoim de maneira mais eficiente, apresenta-se a proposta de um projeto de uma máquina por acionamento mecânico para realizar esta tarefa, fazendo-se um estudo comparativo do seu desempenho com a máquina de acionamento manual. Neste contexto, a área de projetos mecânicos e/ou mecânica dos sólidos tem um papel fundamental na concepção, análise e confecção destes tipos de projetos.

## 2. PARTES CONSTITUINTES DA MÁQUINA MANUAL

As principais partes constituintes da máquina por acionamento manual que podemos observar na figura 1 são: **Chassi** - Construído com cantoneiras de ferro tipo L, de 1 1/4" x 1/4", e chapa de ferro de 1/8. A chapa é utilizada para compor as partes laterais da máquina e as cantoneiras a sua sustentação. Na parte superior do chassi, em todo o seu contorno, foi colocado um anteparo de chapa de 1/8", formando um tipo de moega para recebimento das vagens a serem descascadas e, na parte inferior dos pés, foi colocada uma barra chata de 1" x 1/8", que une os pés da parte frontal e traseira da máquina, para maior estabilidade; **Semi-cilindro descascador** - Construído nas partes laterais com chapa de ferro de 1/8", que se unem através de barras chatas de 1/2" x 1/8". Em algumas barras foram colocadas fileiras eqüidistantes de grampos galvanizados de cerca, que atuam como elemento principal para a quebra da vagem do amendoim. No centro do diâmetro imaginário do semi-cilindro, confeccionou-se uma armação de barras de ferro de 3/4" x 1/8", onde foram colocados o eixo e a alavanca para acionamento da máquina, ambos de ferro redondo, sendo o eixo com diâmetro de 5/8" e a alavanca com 1". O eixo foi fixado ao chassi por meio de mancais com bucha e parafuso e, junto a estes, foi colocada uma mola cilíndrica de compressão, que permite a regulagem da altura do semi-cilindro em relação ao côncavo, de acordo com a quantidade de vagens em processo de descascamento; **Tela côncava** - Constituída com barra chata de ferro de 1/2" x 1/8" e vergalhão de 3/16" de diâmetro colocados em sentido transversal, um em relação ao outro, formando uma tela curva de malha de 14,8 x 11mm, por onde fluem a casca e os grãos. A tela tem a forma cilíndrica para acompanhar o movimento semi-rotacional do semi-cilindro e é fixada ao chassi da máquina por meio de solda elétrica ou



com parafusos, para permitir a troca por outra tela com malha adequada ao tamanho das vagens do amendoim.

### 3. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DA MÁQUINA MANUAL

A descascadora de amendoim é operada, preferencialmente, por duas pessoas, ou seja, uma acionando a alavanca e a outra colocando o material a ser descascado na moega ou, então, através de um único operador, que terá que executar as duas tarefas. A operação de descascamento começa com o abastecimento da moega com as vagens de amendoim em quantidades uniformes e contínuas, momento em que se efetua o movimento alternado da alavanca manual. Este movimento imprime uma fricção da vagem sobre o côncavo, provocando a quebra da mesma, obtendo, assim, os grãos e fragmentos de cascas que fluem através das malhas da tela côncava, caindo sobre uma lona de pano ou de plástico. Por se tratar de um equipamento simples, o mesmo não dispõe de um dispositivo de separação da casca dos grãos, necessitando, assim, que esta operação seja feita de forma manual, com o auxílio de uma peneira e do vento para a abanação.

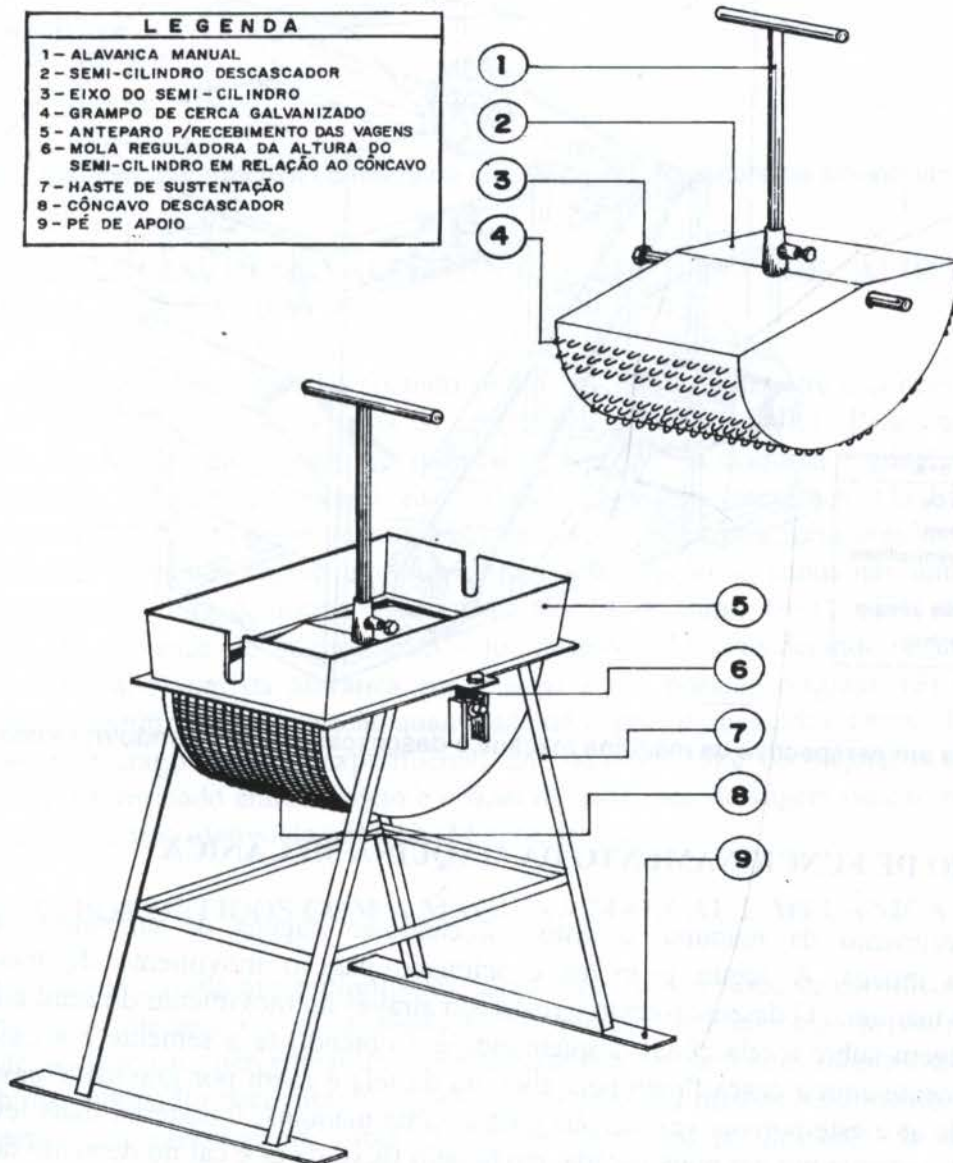


Figura 1: Vista em perspectiva da máquina manual descascadora de amendoim

## 4. MÁQUINA OTIMIZADA - POR ACIONAMENTO MECÂNICO

### 4.1 PARTES CONSTITUINTES DA MÁQUINA MOTORIZADA

As partes constituintes da máquina motorizada, figuras 2 e 3 são: **Chassi**, feito de cantoneira e chapas, com a finalidade de sustentar os demais componentes; **Motor elétrico 3 cv**, que aciona a máquina; **Sistema de descascamento**, composto por uma **moega alimentadora**, um **cilindro alimentador** e **semi-cilindro descascador** dotado de grampos galvanizados e **tela côncava**; **Sistema de limpeza** composto por um **ventilador** com comporta para regulagem de ar e tubulações do fluxo de ar, **Conduto para transporte da casca**, a qual uma vez descascado o amendoim, é lançada, através deste, para fora da máquina; **Transportador da semente**, através de um **eixo sem fim**, **Sistema de transmissão** composto por **polias de diferentes tamanhos**, **correias trapezoidais** e **braço de acionamento do semi cilindro descascador**.

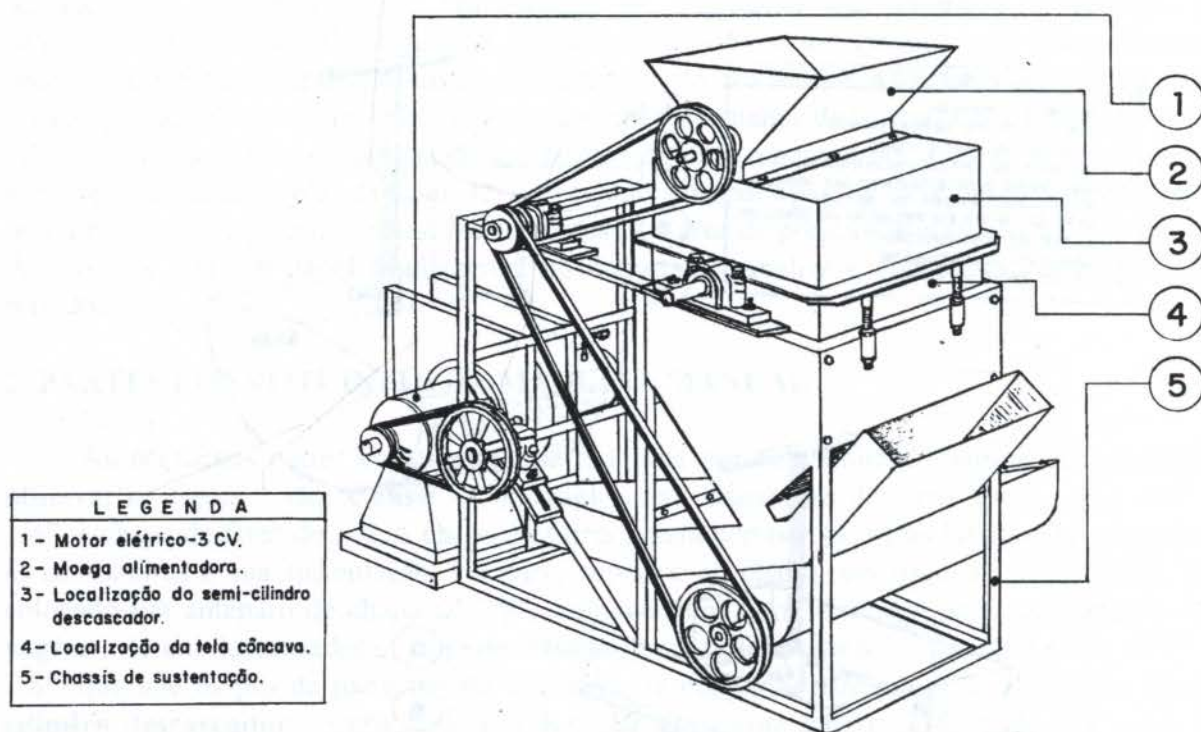


Figura 2: Vista em perspectiva da máquina mecânica descascadora de amendoim - Vista "A"

### 4.2 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DA MÁQUINA MECÂNICA

O abastecimento da máquina é feito colocando-se vagens de amendoim a ser beneficiado na moega. A seguir o motor é acionado para o movimento de todos os dispositivos da máquina. O descascamento é realizado através do movimento do semi cilindro que atrita a vagem sobre a tela côncava quebrando-a e obtendo-se a semente e a casca. A semente juntamente com a casca fluem pela abertura da tela e caem por gravidade passando pelo conduto de ar e este por sua vez, carrega para fora da máquina, o material mais leve, ou seja, a casca. A semente por ser mais pesada, passa pelo fluxo de ar e cai no depósito do sem fim transportador que a conduz para uma bica de descarga.



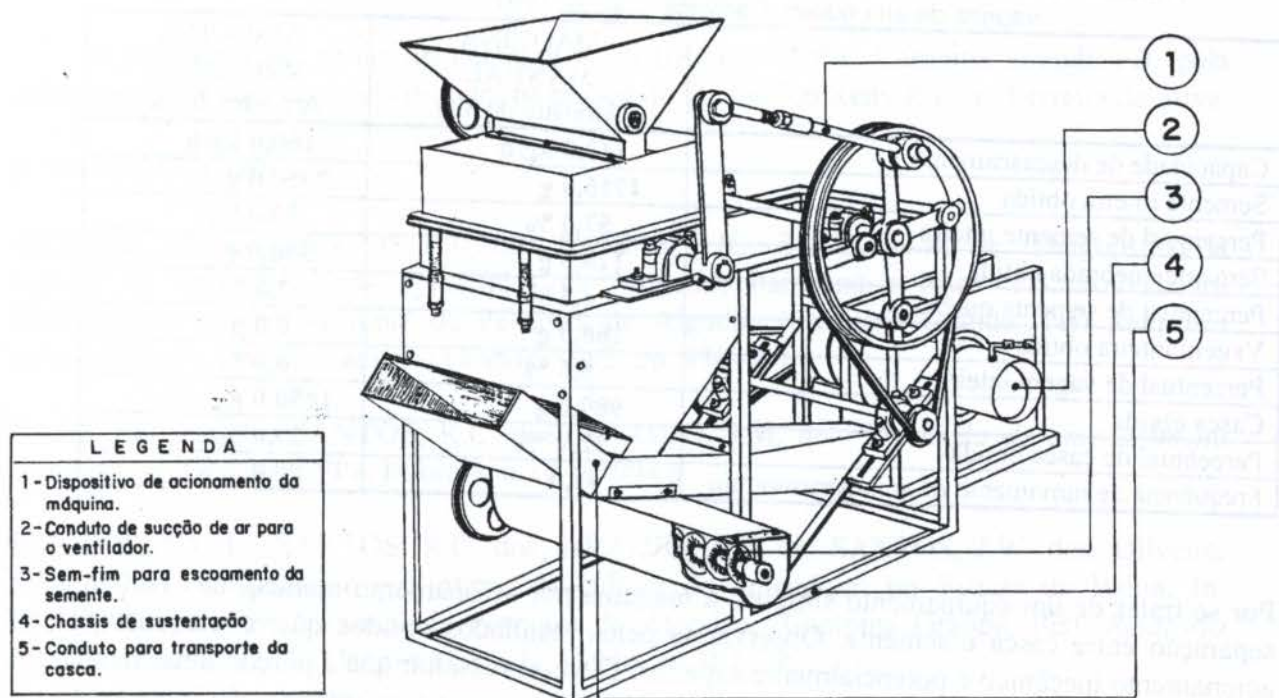


Figura 3. - Vista em perspectiva da máquina mecânica descascadora de amendoim - Vista "B"

## 5. METODOLOGIA DE AVALIAÇÃO DA MÁQUINA DE ACIONAMENTO MANUAL E MECÂNICO

As máquinas foram avaliadas fixando-se uma distância ideal entre o côncavo e o semi-cilindro no descascamento de vagens de amendoim da cultivar BR1. Para cada máquina utilizou-se 5 amostras de vagens, pesando 3 e 5Kg para a máquina manual e mecânica respectivamente. As principais variáveis analisadas foram as seguintes: (1) Eficiência de descascamento - calculada pelos quantitativos de peso e em porcentagem obtidos de semente inteira, semente quebrada, vagem inteira e cascas. A avaliação de danos nas sementes e das vagens inteiras foi feita de forma visual (Mialhe, 1974; Hunt, 1991); (2) Frequência do movimento da alavanca de acionamento - foi determinado considerando-se um ciclo do movimento de vai-e-vem da alavanca em relação à sua posição original; (3) Capacidade operacional - determinada pela relação quantidade de vagens descascadas/ tempo de produção, considerando-se como unidade experimental um saco de 20kg de vagens e o tempo de produção foi determinado entre o início e o final de cada saco de vagem descascada, ou seja, considerou-se o tempo efetivo de trabalho (Mialhe, 1974).

## 6. RESULTADOS OBTIDOS COM A MÁQUINA MANUAL E MECÂNICA

Os resultados, ainda que preliminares, são satisfatórios quando se considera a máquina de acionamento mecânico com a manual, em relação a eficiência de descascamento, capacidade de operação, percentual de sementes danificadas, sementes inteiras, casca e casca inteira obtida, entretanto necessita de alguns ajustes para um melhor rendimento. Para efeito de comparação, apresenta-se na Tabela 1, alguns resultados preliminares da máquina por acionamento manual e mecânico.



TABELA 1: Resultados operacionais das máquinas manual e mecânica no descascamento de vagens de amendoim. Campina Grande, 1997

	MAQUINA MANUAL Amostra de 3kg	MAQUINA MECÂNICA Amostra de 5kg
Capacidade de descascamento	<b>113,0 kg/h</b>	<b>160,0 kg/h</b>
Semente inteira obtida	<b>1715,0 g</b>	<b>2950,0 g</b>
Percentual de semente inteira	<b>57,0 %</b>	<b>59,0 %</b>
Semente quebrada obtida	<b>128,0 g</b>	<b>350,0 g</b>
Percentual de semente quebrada	<b>4,3 %</b>	<b>7,0 %</b>
Vagem inteira obtida	<b>166,0 g</b>	<b>0,0 g</b>
Percentual de vagem inteira	<b>5,5 %</b>	<b>0,0 %</b>
Casca obtida	<b>989,0 g</b>	<b>1450,0 g</b>
Percentual de casca obtida	<b>32,9 %</b>	<b>29,0 %</b>
Frequência de movimento de acionamento/min	<b>41,0</b>	<b>80,0</b>

Por se tratar de um equipamento simples, a máquina por acionamento manual, não realiza a separação entre casca e semente. Observar-se pelos resultados obtidos que, a máquina por acionamento mecânico é potencialmente superior. Deve-se ressaltar que a porção de sementes quebradas podem ser aproveitadas para fins industriais e as vagens inteiras são aquelas de pequeno tamanho (com 1 a 2 sementes/vagem) que passam através das malhas da tela côncava e que apresentam pouco valor comercial.. Em geral o descascamento manual é praticado apenas por pequenos produtores rurais, quando necessitam de semente para o plantio, devido à melhor qualidade da semente resultante neste processo. Normalmente, a comercialização da produção é feita na forma de amendoim em casca, pela dificuldade que se tem para descascar o produto manualmente; no entanto, se o fizessem em forma de grão ou semente, obteriam uma receita bem maior. Segundo dados obtidos por (Santos, 1996), na época de safra normal, que no Nordeste ocorre nos meses de maio a agosto, o preço do amendoim em casca situa-se em R\$0,70/kg, enquanto que comercializado em semente, este valor passa a ser entre R\$1,50 a R\$2,00 o que equivale a um incremento médio da ordem de 150%. Diante do exposto, observa-se que a adoção da máquina descascadora permitirá maior facilidade nessa operação, além de propiciar maior agregação de valor ao produto, aumentando a renda líquida do produtor.

## 7. CONCLUSÕES

O protótipo desenvolvido e avaliado apresentou resultados satisfatórios com uma capacidade de descascamento de 160 kg/hora promovendo a separação da casca e semente obtendo-se assim, um produto limpo sem danos a semente e vagens inteiras. Por outro lado, a máquina de acionamento manual não é capaz de realizar a separação entre a casca e a semente necessitando trabalhos adicionais para deixar o produto aceitável para a comercialização. O percentual de umidade nas vagens deverá estar entre 12 a 14 % para que a mesma possa funcionar satisfatoriamente. Por se tratar de resultados ainda preliminares, espera-se que, com alguns ajustes na máquina por acionamento mecânico, sua eficiência e rendimento sejam consideravelmente melhorados.



## 8. AGRADECIMENTOS

A CAPES pelo apoio financeiro e a EMBRAPA/CNPA, Campina Grande PB, pela colaboração na elaboração do projeto, na pessoa do Dr. Odilon Reny Ribeiro Ferreira da Silva.

## 9. REFERÊNCIAS

ARAÚJO, J.M. de, SANTOS, R.C. dos; FARIAS, F.JC.; SOUZA, J.M. de. Diagnóstico da cultura do amendoim nos municípios de Mogeiro, Itabaiana e Pilar- PB. Ano I. In: EMBRAPA. Centro Nacional de Pesquisa de Algodão (Campina Grande; PB) *Relatório técnico anual - 190/91*, Campina Grande, 1992. pp. 430-434.

BARROS, J.A .L.; SANTOS, R.C. dos; ARAÚJO, J.M. de. *Produção de amendoim no nordeste cresce 45%*. CNPA Informa, n.17, p 1994 a

BARROS, J.A .L.; SANTOS, R.C. dos; ARAÚJO, J.M. de; SANTOS, J.W. dos, Oliveira, S.R. de M. Diagnóstico preliminar da cultura do amendoim no Estado da Bahia. In: EMBRAPA/ Centro Nacional de Pesquisa de Algodão, (Campina Grande, PB): *Relatório técnico anual*. 1992-93. Campina Grande, 1994b. pp.387-390

CARRUTHERS, I., *Tools for agriculture: a buyers to appropriate equipment*. London: Intermediate Technology, 1985. 264p.

CENTRAL INSTITUTE OF AGRICULTURAL ENGINEERING. *Development and evaluation of processing equipment*. Nabi Bagh, India, 1981.63p.

CONTRIBUIÇÃO para a melhoria da situação alimentar e nutricional do Brasil: dietas básicas regionais de custo mínimo. In *Simpósio Brasileiro de Alimentação e Nutrição*.1984, Niteroi, RJ. pp.71 - 84.

HOPFEN, H.J. Aperos de labranza para las regiones aridas y tropicales. Roma, FAO, 1970. p. 83-109 (FAO. Cuadernos de Fomento Agropecuario 91).

SANTOS, R.C. dos. *Viabilização tecnológica para o cultivo do amendoim no Nordeste*. Campina Grande. EMBRAPA - CNPA, 1996, 48pp.

HUNT, D. *Maquinaria Agrícola: rendimiento económico, costos operaciones, potencia y selección de equipo*. México: Editorial Limusa, 1991, 451pp.

MIALHE, L.G. *Manual de mecanização agrícola*. São Paulo: Ceres, 1974. 301pp.

SANTOS, R.C. dos. *Viabilização tecnológica para o cultivo do amendoim no Nordeste*. Campina Grande. EMBRAPA - CNPA, 1996, 48pp.

SINGH, G. *Development of unique groundnut decorticator. Agricultural Mechanization in Asia, Africa and Latin America*, vol.24, n.1, pp.55-64, 1993.

PAPER CODE: COB952

**ESTUDO DA CONFIABILIDADE NO PROCESSO DE PROJETO**  
*RELIABILITY STUDY IN DESIGN PROCESS*

JULIO CÉZAR DE ALMEIDA &amp; ACIRES DIAS

*Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná - CEFET-PR / Depto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC e-mail - acires@emc.ufsc.br***Abstract**

An engineering design consists of comprehensible design requirements and it should outline possible solutions, assess them and select the best alternative. Today's designer must be skilled and have a vast knowledge and a command of all external and internal influences around him and must always aim at achieving an efficient and competitive product at a low cost. The use, however, of one of the several well-known methodologies such as: Asimov; Pahl&Beitz; VDI 2221; among others, facilitates the designer's job. On the other hand, is it worth having an efficient and competitive product that is not available at one specific moment of its lifespan? The temporal quality or life of a certain system is directly related to its availability, which is a direct function of the reliability and maintainability; aspects normally raised in specific areas such as in the nuclear, aeronautics and electronics areas. An assessment of the different design approaches raised show, however, that neither of these models focuses clearly on the specific use of the reliability in the several design stages, which proves the need of a deeper study of such aspect in the design process.

**Keywords**

Confiabilidade, Disponibilidade, Processo de Projeto / Reliability, Availability, Design Process.

**1. INTRODUÇÃO**

Um projeto de engenharia não é meramente um estilo, um desenho ou um trabalho artístico, mas consiste de requisitos de projeto compreensíveis, sintetizando possíveis soluções, avaliando essas soluções e selecionando a melhor alternativa. Trata-se na verdade de um processo de consolidação que agrega recursos e informações para um produto que venha a satisfazer as necessidades dos clientes. Cabe, então, ao projetista moderno, além de muita habilidade, um amplo conhecimento e domínio de todas as influências externas e internas que o cercam, como por exemplo as influências sociais, as leis, os custos, os materiais disponíveis, os aspectos humanos, a criatividade, a experiência e a persistência, entre outros.

Evidentemente, o uso de uma das diversas metodologias de projeto já consagradas, entre as quais: Asimov (1968), Coryell (1967), VDI 2221 (Fiodi, 1993), Fabrick *et al* (1990) e Pahl *et al* (1988) entre outras, permite ao projetista amenizar a sua tarefa, bem como, obter um produto com baixo custo, eficiência e competitividade.

2175

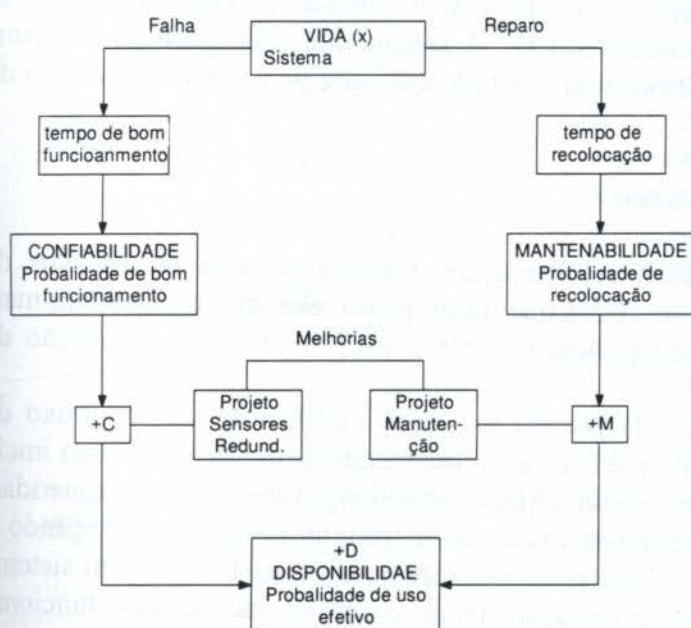


Por outro lado, do que adianta um produto com bom preço, eficiente e também competitivo, mas que não esteja disponível num determinado instante da sua vida de utilização? A qualidade temporal ou vida de um dado sistema, está diretamente relacionada com a sua disponibilidade, a qual é na verdade, função direta da confiabilidade e manutenibilidade dos itens considerados reparáveis. Porém, somente em algumas áreas e projetos específicos de maior importância é que o aspecto da confiabilidade é envolvido, como por exemplo, nas áreas nuclear, eletrônica e aeronáutica.

Neste trabalho apresentam-se considerações de confiabilidade no processo de projeto, levantando as principais dificuldades encontradas pelo próprio projetista, visto que a aplicação desses conceitos em qualquer uma das etapas do projeto, exige do projetista o conhecimento dos diversos aspectos que estão contemplados na própria definição de confiabilidade, ou seja, a capacidade de um item desempenhar uma função requerida sob condições especificadas, durante um dado intervalo de tempo, conforme NBR-5462 (1994).

## 2. A DISPONIBILIDADE DE UM PRODUTO

O termo disponibilidade de um dado produto ou sistema, está na verdade, diretamente associado com a “qualidade temporal” ou vida desse sistema, se considerado reparável, segundo Pallerosi, citado por Dias (1996). A figura 1 ilustra uma sistemática de melhoria da qualidade temporal de itens reparáveis, cuja atuação na fase de projeto leva à melhoria da confiabilidade (+C) e da manutenibilidade (+M), que por sua vez, resulta no aumento da disponibilidade (+D), que corresponde a expectativa maior do consumidor.



Segundo a NBR-5462 (1994), disponibilidade é a capacidade de um item estar em condições de executar uma certa função em um dado instante ou durante um intervalo de tempo determinado, levando-se em conta os aspectos combinados de sua confiabilidade, manutenibilidade e suporte de manutenção, supondo que os recursos externos requeridos estejam assegurados.

A falta dessa “qualidade temporal”, tem como conseqüência imediata a perda de tempo com a parada dos itens, o aumento dos custos de manutenção, a degradação de outros itens vizinhos devido a operação deficiente e até, o comprometimento da segurança em

decorrência de falhas prematuras.

Figura 1 - Correlação entre Confiabilidade (C), Manutenibilidade (M) e Disponibilidade (D) (Dias, 1996)



Embora a disponibilidade seja o objetivo final do investimento de qualquer sistema, nesse trabalho será dada prioridade ao estudo da confiabilidade no processo de projeto, não sendo assim abordado os aspectos da manutenibilidade.

### 3. O USO DAS SISTEMÁTICAS DE PROJETO

Segundo Back *et al.* (1997), o processo de projeto é um mapa que mostra como, a partir das necessidades de um objeto específico, chegar ao produto final. A partir das necessidades, diferentes caminhos irão levar a diferentes produtos que satisfazem tais necessidades, sendo que o conhecimento do projetista a respeito do processo de projeto e o seu domínio do problema, é que irão determinar o melhor caminho.

O desenvolvimento sistemático do projeto do produto possibilita também uma racionalização de recursos disponíveis no setor de desenvolvimento, quanto no de construção. Ao ordenar os passos e as etapas, permite-se fixar um cronograma realístico e a delegação de tarefas se torna mais fácil quando essas estão inseridas num procedimento metodológico. Além disso, a célebre relação 80/20 citada por Back *et al.* (1997), significando que 80% do custo do produto fica já definido na fase do projeto conceitual, correspondendo a 20% do desenvolvimento total desse produto, mostra que a base da competitividade nas empresas líderes e nas nações mais avançadas, é a engenharia de projeto.

Dessa forma, ao longo dos anos, várias estruturas do processo de projeto tem sido propostas e melhoradas, servindo de ferramenta básica aos projetistas para que esses possam vencer os desafios surgidos com as necessidades da sociedade. Sistemáticas de projeto como Asimov (1968), Coryell (1967), VDI 2221 (Fiodi, 1993), Fabrick *et al.* (1990) e Pahl *et al.* (1988) foram levantadas, com o intuito de obter informações mais detalhadas sobre as diversas etapas que as compõem, bem como, as suas principais características. A seguir, uma das sistemáticas acima citadas, será discutida com o objetivo de demonstrar o estudo efetuado para o preenchimento do quadro "síntese".

#### 3.1 Sistemática de projeto segundo Pahl&Beitz

A presente sistemática é considerada uma abordagem clássica na área de projetos de produtos industriais, sendo oriunda da escola alemã que muito provavelmente, é a que tem mais estudos e resultados sobre metodologias de projeto e sobre a problemática da concepção de produtos.

Pahl *et al.* (1988) em sua sistemática de projeto propõem a utilização de um fluxo de trabalho durante o processo de planejamento e de projeto, considerando que esse processo inicia com o planejamento e a definição da tarefa, passando pela identificação das funções requeridas, a elaboração dos princípios de soluções e a construção de estruturas modulares, chegando a documentação final do produto completo. Nesse percurso, o projeto é tratado como um sistema técnico que transforma energia, material e informação, tendo o seu comportamento funcional totalmente determinado por princípios físicos bem definidos.

Dessa forma, Pahl *et al.* (1988) sugere que o processo de planejamento e de projeto seja dividido nas seguintes fases principais :

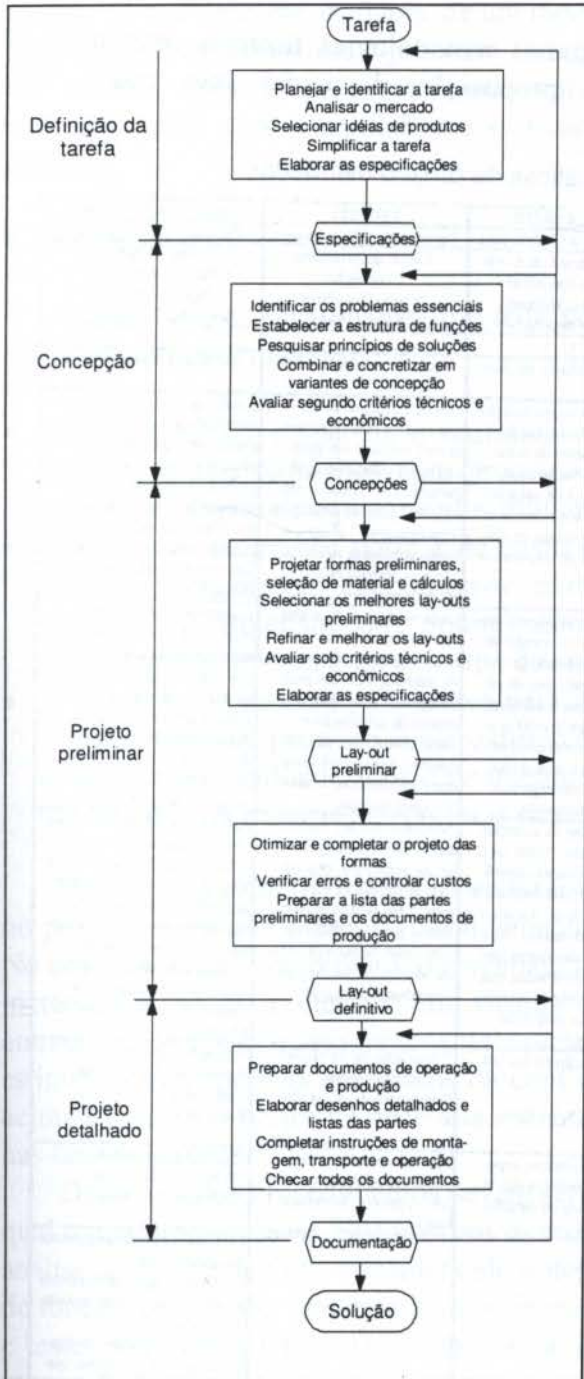
- planejamento e definição da tarefa - especificação da informação;
- projeto conceitual - especificação do princípio;



- projeto preliminar - especificação do lay-out;
- projeto detalhado - especificação da produção.

A figura 2 ilustra a referida sistemática, que de forma geral pode ser aplicada diretamente a todos os casos de projeto principalmente mecânicos. Por outro lado, situações ou problemas particulares podem facilmente ser adaptados em virtude da flexibilidade da própria sistemática.

### 3.2 Análise das principais sistemáticas de projeto estudadas



Analisando-se as diferentes abordagens quanto às metodologias de projeto, então mencionadas, pode-se dizer que não se tem, ainda, um modelo geral que possa ser usado em todo e qualquer tipo da tarefa de projeto. Em outras palavras, não existe uma teoria de projeto que possa ser adequada a solução de todo o tipo de problema, sendo que, o que existe são procedimentos sistemáticos ou metodologias que, com maior ou menor grau de detalhamento, orientam as ações dos projetistas.

Os vários modelos descritos apresentam o processo de projeto como um conjunto de atividades com objetivos específicos que, quando totalmente realizadas, geram uma solução para o problema proposto.

Além disso, também pode ser constatado que nenhum dos modelos descritos apresentam ou sugerem de uma maneira detalhada e específica, a utilização dos conceitos da confiabilidade em nenhuma das suas etapas ou fases do projeto, confirmando com isso a importância da proposta do presente trabalho. Tal confirmação pode ser facilmente visualizada através da tabela 1, síntese das principais metodologias levantadas no presente trabalho.

Pode-se também observar que todo o enfoque de desenvolvimento de sistemas ou produtos, está sendo dado com a finalidade de garantir o desempenho da função do mesmo, independentemente da sua disponibilidade. Situação análoga ocorre, posteriormente, na fase de testes e avaliações onde, normalmente, não existe na metodologia as considerações relativas às falhas que possam vir a ocorrer nas diferentes fases da vida do produto.

Figura 2 - Etapas do processo de projeto segundo Pahl&Beitz



Assim, ao se considerar nas diferentes fases do projeto a disponibilidade, os aspectos relacionados à manutenibilidade e à confiabilidade devem ser levantados. Em termos gerais, para o caso da confiabilidade, especial atenção deve ser dada aos históricos de falhas obtidos de ensaios ou registros de falhas obtidos durante o uso do item. Essas variáveis são transformadas em parâmetros de forma ( $\beta$ ) e taxas de falha ( $\lambda$ ). Tais parâmetros fornecem informações importantes para o analista de projeto, pois a partir desses, pode-se fazer várias inferências sobre o projeto e sobre o processo produtivo

Deve-se ressaltar entretanto, que apesar de algumas metodologias fazerem referência à consideração da confiabilidade, não existe uma proposição de como isso possa ser implementado.

Tabela 1 - Síntese das principais sistemáticas de projeto estudadas

	ASIMOV	CORYELL	PAHL&BEITZ	VDI 2221	FABRICKY&BLANCHARD
NECESSIDADES	Preliminar à Metodologia	Preliminar à Metodologia	Pertencente à Metodologia	Pertencente à Metodologia	Preliminar à Metodologia
ETAPAS PRINCIPAIS	Projeto Produção Consumo	Projeto ao Produto	Planej e identif. da tarefa Projeto conceitual Projeto preliminar Projeto detalhado	Estudo do problema Concepção Projeto Preliminar Projeto Detalhado	Projeto Conceitual Projeto Preliminar Projeto Detalhado Produção/Construção
NÚMERO DE PASSOS	7	12	12	7	9
SISTEMATICA VOLTA-DA PARA ...	Ciclo de vida do produto	Ciclo de vida do produto	Ciclo de produção do produto	Ciclo de vida do produto	Ciclo de vida do produto
PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS DO PROJETO CONCEITUAL	Fase da exequibilidade. As necessidades são avaliadas e traduzidas numa síntese de possíveis soluções, as quais são ainda, enfocadas sob os aspectos físicos, econômicos e financeiros.	Revisão dos requisitos, criatividade (brainstorm), avaliação das alternativas preliminares sob aspectos econômicos e tecnológicos e eliminação dos custos e funções desnecessárias. Aspectos de desempenho e confiabilidade podem ser levantados.	Procura pela especificação do princípio de solução, estabelecimento da estrutura de funções, pesquisa por princípios de soluções disponíveis e a respectiva combinação desses princípios através de uma matriz morfológica.	Uso de estruturas de funções para a descrição funcional, enfoque nos princípios de solução e agrupamento em "módulos realizáveis" para os princípios selecionados. Tal agrupamento considera a fabricação e as compatibilidades entre os módulos.	Estudo da viabilidade do sistema enfocando as necessidades, os requisitos operacionais e a concepção do sistema de manutenção, pela consideração de fatores máximos e/ou mínimos. Finalizando, uma revisão do projeto permite uma maior maturidade final.
PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS DO PROJETO PRELIMINAR	Procura a melhor solução da fase anterior, considerando o uso de modelos matemáticos, análises de sensibilidade, compatibilidade e estabilidade, otimização e testes.	Um lay-out de projeto, ou seja, um documento claro e objetivo com todas as informações necessárias para o projetista. A revisão do projeto também se encaixa nessa etapa e corresponde a aprovação do mesmo pelo projetista.	Um lay-out completo e definido. Permite atingir um nível mais elevado de informações pelo uso de critérios técnicos e econômicos. Com um lay-out preliminar em escala, aspectos de segurança, ergonomia, produção e montagem já podem ser inseridos.	Cada módulo da fase anterior começa a tomar forma nesse momento. Para cada módulo, aspectos preliminares de materiais, processos de fabricação e compatibilidades são efetuados. Avaliações técnicas e econômicas também são consideradas.	Compreendido em 4 fases principais : a análise funcional do sistema, a distribuição dos requisitos, a realização de estudos de caso e a otimização e síntese do sistema. A avaliação dessas fases pode ser avaliada pelo desenvolvimento e testes preliminares de modelos físicos.
PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS DO PROJETO DETALHADO	Execução de um lay-out preliminar. O uso de subsistemas permite uma análise de tolerâncias, materiais, propriedades físicas e tratamentos. Aspectos de montagem também são avaliados e a construção de um protótipo experimental é realizada.	Desenhos detalhados são feitos juntamente com informações de dimensões, acabamentos, tolerâncias, materiais e demais fatores correlacionados com a manufatura. Como conclusão, uma análise detalhada é realizada, visando aspectos de cargas, tenões, estabilidade e meio.	Levantamento de aspectos de disposição, forma, medidas, propriedades superficiais e materiais, bem como seus respectivos documentos são produzidos. Diferentemente das outras metodologias estudadas, modelos e protótipos do produto não são propostos diretamente.	Acoplamento dos módulos anteriores, visando aspectos de segurança, ergonomia, fabricação e montagem. Uma representação formal para os desenhos, com listas de peças e recomendações de fabricação e montagem é exigida.	Aspectos logísticos detalhados, documentação, softwares computacionais, modelos teste de serviço e/ou protótipos, testes e avaliações do modelo e reprojeto, se necessário, compõem essa fase. A integração de uma equipe multidisciplinar nesse momento é fundamental para o projeto.
OUTROS PASSOS VINCULADOS À METODOLOGIA	Planejamento p/ produção Planejamento p/ distribuição Planejamento p/ consumo Planejamento p/ retirada	Desenvolvimento do equipamento de teste Revisão e avaliação do equipamento de teste Suporte à manufatura	Documentação do lay-out definitivo.	Preparação de instruções de execução e uso Documentação do produto	Produção e/ou construção Suporte do ciclo de vida e utilização Retirada do sistema
FASES ONDE ASPECTOS DE R(x) ou M(x) SÃO LEVANTADOS	(1)Projeto detalhado (2) Planejamento para consumo	(1) Refinamento do projeto (2) Projeto detalhado (3) Revisão e avaliação do equipamento de teste	Não há um enfoque específico em nenhuma das fases ou passos da metodologia.	Não há um enfoque específico em nenhuma das fases ou passos da metodologia.	(1) Projeto conceitual (2) Projeto preliminar (3) Projeto detalhado
COMO TAIS ASPECTOS SÃO COLOCADOS ?	(1) Através da construção experimental do protótipo. (2) Avaliação da manutenção, segurança, confiabilidade e estética.	(1) Avaliando a confiabilidade e o desempenho. (2) Analisar (passo 9) a confiabilidade e a manutenibilidade do produto. (3) Identificação dos pontos fracos e possíveis falhas que possam ocorrer.			(1) Concepção de um sistema de manutenção. (2) Identificação de possíveis problemas de projeto através dos modelos físicos. (3) Identificação dos pontos fracos e possíveis falhas que possam ocorrer.



## 4. A CONFIABILIDADE NO PROCESSO DE PROJETO

Analisando-se as sistemáticas ou metodologias de projeto levantadas até o momento pode-se afirmar que, apesar de pequenas variações entre as mesmas, existe um padrão mais ou menos definido entre os passos que contemplam a vida do produto, ou mais precisamente, do seu projeto ao seu descarte, os quais, de um modo geral podem ser agrupadas em 3 grandes classes: a formulação dos requisitos; o processo convencional de projeto; e o desenvolvimento do produto. De acordo com a proposta deste trabalho será abordado a seguir as considerações correlacionadas com a confiabilidade, ficando em segundo plano os aspectos funcionais e de estética.

### 4.1 Os requisitos

Nessa fase, o questionamento é feito no sentido de como obter tais requisitos. Na prática, três situações podem ocorrer :

- O projetista, o pessoal da manufatura e o usuário pertencem a uma mesma organização, traduzindo tais requisitos num processo bastante controlado. Um exemplo dessa situação ocorre no projeto de equipamentos militares.
- O projeto é de grande porte e de custo extremamente elevado, de forma que, os principais requisitos de projeto encontram-se traduzidos diretamente por contratos, direcionando o trabalho do projetista, que normalmente é um especialista na área em questão. Usinas hidroelétricas demonstram esse tipo de situação.
- A pesquisa de mercado é a chave para obtenção dos requisitos. Nesse caso, normalmente, existe apenas um pequeno contato direto entre o projetista e o usuário, sendo que os requisitos acabam sendo influenciados diretamente pela vontade do próprio projetista ou do pessoal de manufatura. A maioria dos projetos situam-se nesse caso.

Como deve então o projetista proceder nessa fase para considerar a confiabilidade desejada no projeto, visto que o próprio levantamento dos requisitos já é um processo bastante abstrato? No caso tradicional de projeto, o projetista trabalha considerando a carga nominal, adicionando incrementos sobre a mesma, em virtude dos chamados efeitos externos. Deve-se lembrar, entretanto, que o aspecto realmente crucial para o projetista é a falta de dados para uma estimativa mais precisa em termos da confiabilidade. Assim, para qualquer uma das situações acima expostas, o projetista necessita sistematizar os requisitos de maneira a poder considerá-los nas fases seguintes.

Determinados procedimentos devem ser encaminhados, visando sempre as fases futuras pelo qual o produto irá passar. Sistematizar os requisitos de projeto voltados para os procedimentos de análise da árvore de falha considerando a dependência entre os sistemas de atuação e dos grupos de função, para poder sintetizá-los em arranjos série, paralelo ou compostos. Detalhar os ensaios e testes requeridos para análise da confiabilidade, para os principais itens que constituem os grupos de função e sistemas de atuação. Considerar todas as variáveis que devem ser controladas na manufatura para garantir os requisitos da confiabilidade. Detalhar os requisitos requeridos



pela manutenibilidade e apoio logístico, necessários para garantir a qualidade temporal (disponibilidade). Elaborar os manuais de uso, de forma que os mesmos sejam referência para o usuário e que tragam realmente todas as especificações necessárias para que a confiabilidade do produto se mantenha junto ao consumidor.

## 4.2 O projeto

O processo de projeto é normalmente dividido em projeto conceitual, preliminar e detalhado, conforme a própria sistemática proposta por Pahl *et al* (1988). Por outro lado, para que o projetista assuma uma responsabilidade em termos da confiabilidade do seu produto, alguns pontos tem que ser considerados pelo mesmo.

No projeto conceitual, a partir dos requisitos, o projetista juntamente com a equipe deve considerar, nos princípios de solução, as variáveis confiabilísticas para os itens, grupos de função ou subsistemas de atuação a serem utilizados. Ao considerar tanto resistência quanto a solicitação, como variáveis probabilísticas, o projetista passa a trabalhar com a função tempo de vida do produto em todos os requisitos de projeto. Dessa forma, já no projeto conceitual vai ser considerado as orientações quanto a formulação dos banco de dados de falha, formas de processamento, *software* necessário para análise dos resultados e que funções probabilísticas são mais representativas dos eventos de falha e da recolocação em serviço.

A utilização das técnicas de criatividade para desenvolver os princípios de solução ao serem sintetizados numa matriz morfológica, vão contemplar, quando da escolha da melhor solução, as variáveis tempo de vida, tipo de ensaio, mecanismos de falhas, modos de falhas, seus efeitos e sua criticidade. Evidentemente, haverá também repercussão quanto a avaliação econômica e financeira.

No projeto preliminar é estabelecido a seleção do material, dimensionamento, lay-out vinculados aos resultados que se deseja obter nos ensaios. Nessa fase se define os métodos de ensaio e de análise dos resultados. Dependendo dos requisitos estabelecidos e da predominância das falhas opta-se por recomendações de normas, onde é estabelecido todo tipo de ensaio, tamanho da amostra e as condições de contratos. Os ensaios podem ser normais com suspensões em função do tempo ou do número de falhas na amostra, ou sem suspensões. Pode-se fazer ensaios acelerados utilizando: o teste de degradação ambiental simples; de degradação ambiental combinado; de queima inicial (Burn-in); e o teste de sobre carga. Na análise pode-se utilizar o método da categoria mediana (Median Rank); o teste da morte súbita; o método do sucesso, entre outros.

No projeto detalhado, além dos aspectos acima levantados, deve o projetista tomar cuidado com os detalhes relativos ao projeto para a fabricação, montagem, testes e uso. Para acompanhar o projeto detalhado o projetista deve dispor do modelo físico do projeto, conhecer cada item com todas as restrições normatizadas, montar o modelo confiabilístico e o modelo matemático, que através de um programa computacional, possa em tempo de projeto, fazer todas as alterações e simulações, afim de satisfazer os requisitos de projeto para a confiabilidade [Dias 1996].

Por outro lado, em qualquer uma das fases do processo de projeto outros pontos devem ser considerados pelo projetista, como por exemplo o uso de "checklists", que além de permitir aos projetistas um levantamento global de diversos aspectos de projeto, podem ainda, quando mantidos atualizados por uma constante retroalimentação de informações, ser um ponto de retenção de experiência e formar uma base para um futuro banco de dados. O modelo de



“checklist” proposto por Green, citado por Carter (1986) baseado na sistemática da análise de falha, mostra alguns parâmetros importantes a serem considerados pelo projetista e sua equipe, como por exemplo, os materiais, os processos e as revisões, entre outros.

## 5. CONCLUSÃO

Comparativamente a um projeto convencional onde, normalmente, são considerados somente os aspectos funcionais e de segurança, um projeto para confiabilidade vai em uma análise preliminar incorporar a função tempo no projeto. Isso vai mudar a postura do projetista diante do projeto. No projeto para um determinado tempo de garantia, será acrescentado a confiabilidade estimada, requerida pelo usuário ou pela análise de mercado, o que significa garantir a função requerida, nas condições especificadas, para um determinado intervalo de tempo.

Conclui-se que a consideração desse conceito no processo de projeto facilita a transposição do projetista para a condição de usuário (cliente), em cada uma das fases do processo do produto. A consideração da confiabilidade levará por sua vez, a melhoria da manutenibilidade e em conseqüência da disponibilidade do produto, ou seja, da qualidade temporal.

## 6. REFERÊNCIAS

- Asimov, M., *Introdução ao projeto de engenharia*. Editora Mestre Jou, 1968.
- ABNT 5462 - *Confiabilidade e Manutenibilidade*. 1994.
- Back, N. & Forcelini, F., *Notas de Aula - Disciplina de Projeto Conceitual*. Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, 1997.
- Blanchard, B.S. & Fabrycky, W.J., *Systems Engineering and analysis*. Prentice-Hall, 1990.
- Carter, A.D.S., *Mechanical Reliability*. Macmillan, Shrivensham, 1986.
- Coryell, A.E., *The design process : 12 steps that turn ideas into hardware*. Machine Design, November 9, 1967.
- Dias, Ac., *Metodologia para análise da confiabilidade em freios pneumáticos automotivos*. Tese de Doutorado, UNICAMP, Campinas, 1996.
- Fiodi, M.N., *Desenvolvimento de sistema computacional para auxiliar a concepção de produtos industriais*. Tese de Doutorado, UFSC, Florianópolis, 1993.
- Kececioglu, D., *Reliability Engineering Handbook - vol.2*. Prentice Hall. 1991.
- Klit, P., Jensen, F., Ellevang, P., *The use and mis-use of reliability data in the design process*. *International Conference on Engineering Design - ICED-93*, Hague, 1993.
- O'Connor, P. D.T., *Practical Reliability Engineering*. John Wiley & Sons. 3ªEdition. 1991.
- Pahl, G. & Beitz, W., *Engineering Design : a systematic approach*. Springer Verlag, Berlim, 1988.
- Priest, J.W., *Enginnering design for producibility and reliability*. Edward Schilling. 1988.



PAPER CODE: COB672

## THE DESIGN OF A STABILIZED GONDOLA FOR A GAMMA RAY TELESCOPE - PROJECT MASCO

Petrônio Noronha de Souza, Raphael de Almeida Fonseca, Thyrso Villela Neto, Mário Kataoka Filho

*Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais - INPE*

*Caixa Postal 515, 12227-010, São José dos Campos, SP, Brasil - E-mail: petros@dem.inpe.br*

### Abstract

This paper describes the mechanical structure and the attitude control system of the gondola that carries the MASCO experiment. This is a gamma ray telescope that flies suspended by a balloon at an altitude of 40 km. The gondola is a truss structure that shall survive the landing loads and fulfil several requirements concerned with the mechanical interfaces and constraints of the transportation, launching and recovery. An attitude control system has the objective of pointing and stabilizing the telescope moving the gondola in azimuth and the telescope in elevation. There are several targets to be observed during the flight and the telescope must hold the attitude for more than one hour towards each one. Several types of sensors and actuators are employed. The system is computer controlled and the control software comprises several modes of operation according to the phase of the mission and the angular distance from the target.

### Keywords

Balloon-borne experiment, Gamma ray telescope, Structural design, Attitude control system  
Balão estratosférico, Telescópio, Raios Gama, Projeto estrutural, Sistema de controle da atitude

## 1. INTRODUCTION

The MASCO (which stands for MÁscara CODificada - Portuguese for Coded Mask) project (Villela *et al.*, 1995) is a balloon-borne gamma ray telescope in development at the National Institute for Space Research (INPE - Brazil). This experiment is a low energy gamma ray telescope that employs a Modified Uniformly Redundant Array - MURA coded mask (Gottesman *et al.*, 1989). The telescope will fly in a gondola suspended by a balloon at an altitude of approximately 40 km and should remain there a minimum of 15 and a maximum of 48 hours followed by the descending phase suspended by a parachute to be recovered. The project is divided in two main parts: detector system and stabilized platform. The entire system is represented in Fig. 1 in a block diagram.

The detector system consists in a 41 cm-diameter, 5 cm-thick NaI(Tl) crystal coupled to 19 photomultipliers. The imaging device is a 19x19 element square MURA-based extended mask

2183



mounted in a single mask-antimask configuration.

The mask can rotate 90 deg once or remain with constant velocity during the observation, in an one-piece mask-antimask configuration. This is the first experiment to use such a mask pattern (MURA) and configuration for astrophysical purposes. The anticoincidence is provided by plastic scintillators on the sides and by a NaI(Tl) crystal at the bottom. The scientific data are stored on board and sent to ground through an electronic system developed at INPE with a minimum rate of 96 kbps. The angular resolution of the detector system is approximately 14' over a 13 deg field-of-view, which requires that the expected pointing accuracy of the attitude control system should be better than that in order to allow the accomplishment of the scientific goals.

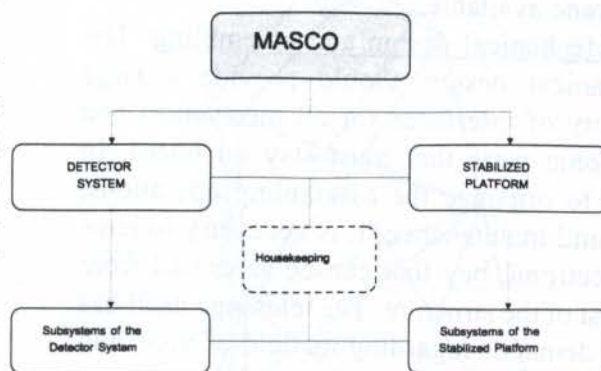


Fig. 1: Block diagram of the MASCO project.

The stabilized platform consists in an aluminum alloy truss structure (gondola) manufactured with squared tubes that contains the detector system (the telescope itself), the attitude control system for stabilization of the platform and pointing of the telescope (in azimuth and elevation) and all other subsystems required for the flight. These include the navigation monitoring system (GPS based), the power supply system (batteries), the ballast control, the interface with the parachute and balloon, the telemetry and telecommand system, the mass storage device for the data of the experiment, etc..

## 2. THE STABILIZED PLATFORM

The stabilized platform consists in an aluminum alloy truss structure (gondola) manufactured with squared tubes that contains the detector system (the telescope itself), the attitude control system for stabilization of the platform and pointing of the telescope (in azimuth and elevation) and all other subsystems required for the flight. These include the navigation monitoring system (GPS based), the power supply system (batteries), the ballast control, the interface with the parachute and balloon, the telemetry and telecommand system, the mass storage device for the data of the experiment, etc..

### 2.1 Gondola structure

The gondola structure is divided in three modules that can be separated from each other keeping their shape and strength. The first one, in the bottom, is the electronics module. It holds all the electronic equipments as much as the batteries and the ballast. The second module is the telescope module. It holds the elevation shaft that rotates the telescope. The third module comes in the top and holds the decoupling mechanism that provides the interface between the gondola and the parachute/balloon assembly. Each module is a welded structure but the joining between two modules is accomplished by bolts. This design satisfies the transportation, mechanical design and assembly and recovery requirements. The design of the gondola structure is subject to several constraints that are described below.

**Mass:** The size of the balloon (and consequently its price, the quantity of gas required and the difficulty to launch) is a function of the mass to be suspended. This means that some sort of optimization should be considered during the structural design in order to minimize its mass.

**Transportation and launching:** The structure should be transported by truck and suspended by a crane for the launching. Each step imposes a length limitation due to the size of the truck



and crane available.

**Mechanical design and assembling:** The mechanical design should provide a large quantity of interfaces for all mechanical and electronic parts that must stay on board. In order to organize the assembling operations, tests and maintenance, it is necessary to have an electronic bay that can be separated from the rest of the structure. The telescope itself has other demands regarding its field-of-view and the openings required during assembling/disassembling, tests, operation and recovery.

**Recovery:** There is no control over the place where the structure lands. This always happens in remote areas with restricted or without access for trucks and cranes. In this situation the gondola shall be disassembled and removed manually in parts to an open space that allows the use of hoisting and transportation aides.

**Loads:** During its launching and operation, the structure will be under four different load cases:

(1) when it is entirely assembled and seated on its base (1g static upwards from the bottom);

(2) when it is suspended by its top by the balloon or in the laboratory (1g static upwards from the top);

(3) when the parachute opens (10g transient upwards from the top);

(4) when it touches the ground, the impact

is reduced by some damping devices (crushable blocks of aluminum honeycomb) assembled in the bottom and in all sides of the gondola (not shown in Fig. 2). The actual direction of the acceleration generated by this impact is unknown but, for the sake of dimensioning, it is considered as being vertical. The value of the acceleration is obtained from the final speed of the gondola (calculated considering its total mass and the size of the parachute) and the mechanical properties of the aluminum honeycomb blocks. The dimensioning of the damping blocks indicates an acceleration of 8 g.

The first design of the structure which fulfilled all requirements described above had all tubes with the same cross section. The analysis and optimization of this structure was done using the commercial finite element code MSC/NASTRAN, Meijerink (1995). Fig. 3 shows the FEM model and Fig. 4 presents the deformation of the gondola for the load case 4. During the optimization process seven different cross sections were considered and fifteen design variables were defined (seven widths and wall thicknesses of the tube squared cross sections and the platform thickness).



Fig. 2: The gondola of the MASCO telescope (some reinforcing beans are missing in this picture)



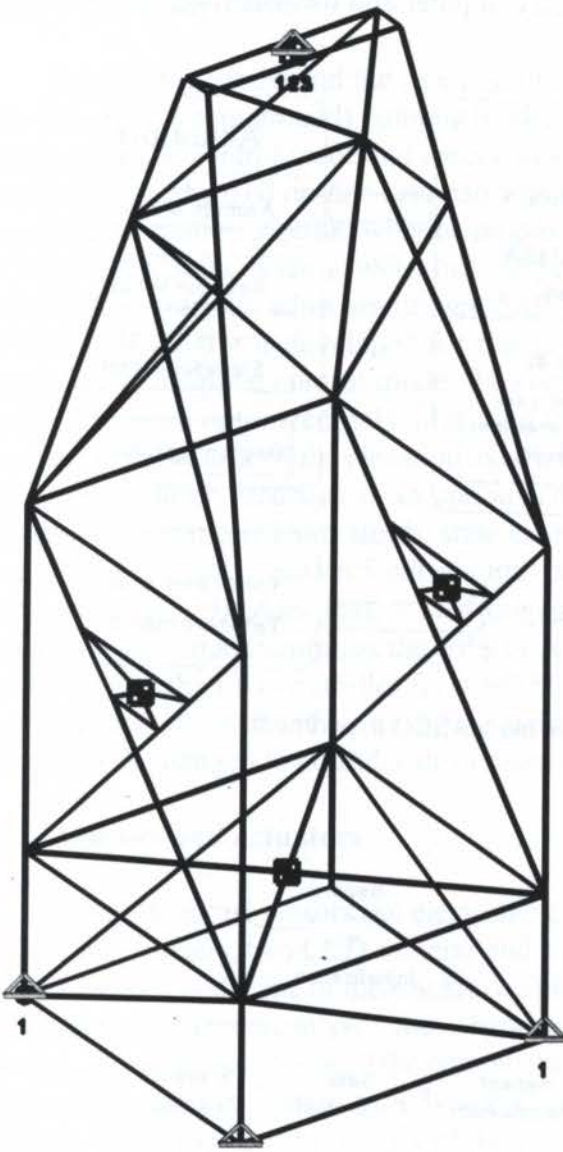


Fig. 3: Preliminary FEM model of the gondola structure.

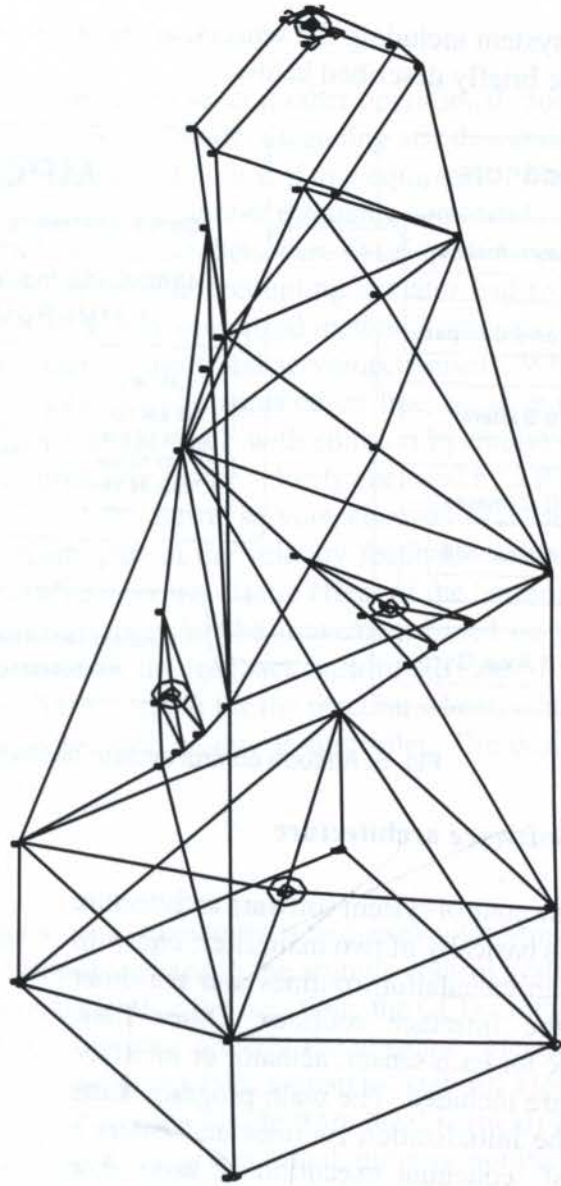


Fig. 4: Deformed shape of the gondola structure for the load case 4 (the deformations are shown larger than they actually are).

The weight of the structure was decreased by changing the values of the design variables without violating any of the considered constraints (yield stress, general buckling, local buckling and crippling). This process was able to reduce the mass in approximately 30% from the initial draft (Meijerink, 1995). The final design is approximately 6.5 meters tall and shall weight, when totally assembled, about 1,500 kg. The material adopted for the structure is an aeronautical grade aluminum 6061 T6. The final size satisfies the requirements for launching and transportation operations.

## 2.2 Attitude control system

The purpose of the attitude control system in this experiment is (1) to stabilize the telescope when pointing to a target and (2) track the target while acquiring the data (Pires, 1996). Both requirements are fundamental due to the long time required by the acquisition system to collect the data from each target (at least one hour). The diagram shown in Fig. 5 shows the main parts

of this system including the sensors, actuators, on board computer and the software. All these parts are briefly described below.

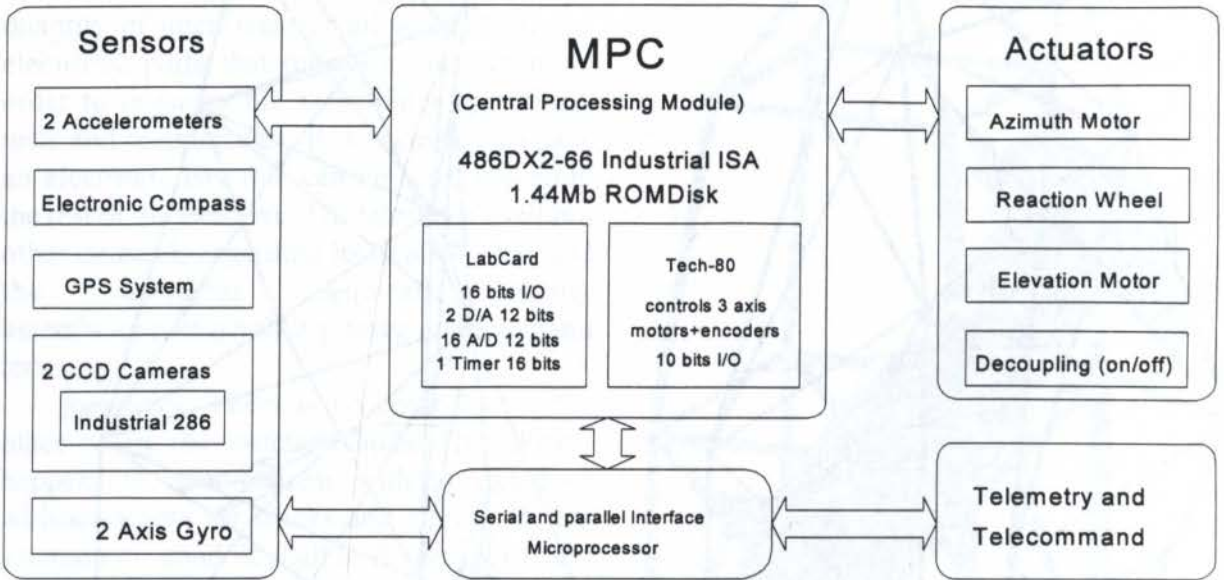


Fig. 5: Attitude control system hardware of the MASCO experiment.

### 2.2.1 Software architecture

The control system software architecture consists basically of two main files, one with the main calculation routines and the other with the interface routines. Other files, specific for each sensor, actuator or interface cards are included. The main program starts with the initialization routines and enters a loop of sequential execution of tasks. For each operation mode there is a different sequence of routines. A new sequence can even be sent by command from the ground. The task sequence begins with acquisition of sensor data, calibration and signal validation done by the interface routines. After that, the actual and expected gondola and telescope states are calculated considering each sensor in the main routines. A hierarchy of measurement validity is used for each operation mode in defining the actual orientation. Plant and control parameters can be identified or changed on-line in real time. The commands are calculated and the interface routines take place again in calibrating and sending them to the actuators through converters and drivers. Finally, the communication with ground is done with partial data transmission at each cycle. Fig. 6 shows the block diagram of the software architecture.

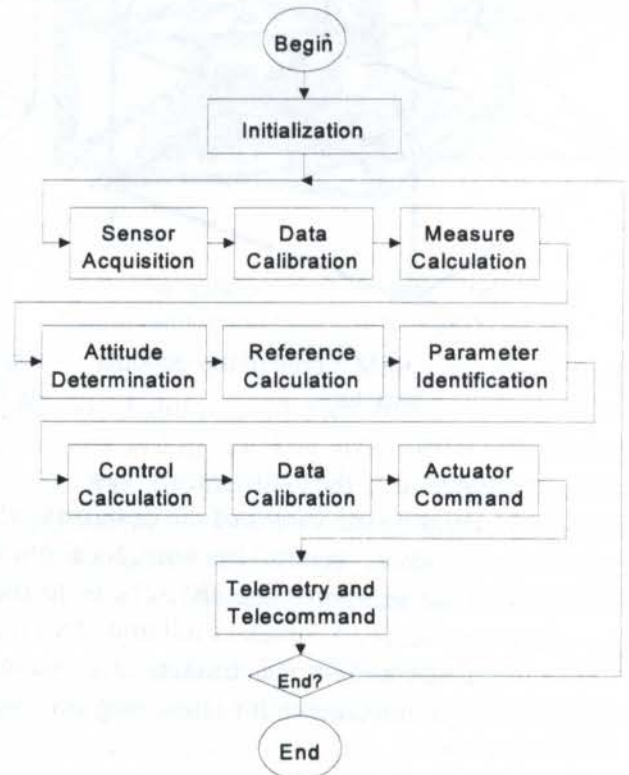


Fig. 6: Attitude control system software architecture of the MASCO telescope.



### 2.2.2 Operating modes

Besides the robust and the fine pointing modes there are several other operational modes like "manual" (from ground) pointing mode, pre-flight (tests) mode, ascending and descending mode, adaptive control mode and special modes for the case of failure of any equipment. These modes can be changed on-line automatically or by sending its number through a command. The equations of motion together with the proposed PID and P controllers were developed in Souza (1990) and Chingcuanco (1989), but the pendulation and the decoupling actuator had to be added. The controller gains are designed off-line with a more optimized method Fonseca *et al.* (1995, 1996) that was developed for elastic space manipulators and servomechanisms. When operating in adaptive control mode, the controller gains can be adjusted on-line, because the method uses an optimized pole allocation in a classical approach with solution by analytical equations. In the case of the elevation axis, a PI controller for motor velocity enclosed by a P for telescope position feedback is an option. This is ideal for elastic servomechanism because it suppress the static friction steady state error (integral part in the velocity feedback) without overshooting in the position feedback that is measured after the elastic effect of the harmonic drive reduction. Besides that, a feedforward compensation for the movement based on the equations of motion minimizes the error to be corrected by the feedback part. In the case of the azimuth axis, the PID controller for azimuth error has an output for the reaction wheel, whose velocity is controlled indirectly by the azimuth motor with a slow P controller. The design method was changed to consider this crossed aspect.

### 2.2.3 Sensors and actuators

Several kinds of sensors (an electronic compass, an axis encoder, a two-axes solar sensor, two accelerometers, two CCD cameras and a gyroscope) are used in the attitude control system for redundancy and some of them achieve a precision better than 0.1 deg. Only the CCD cameras can function independently of the others, since they observe directly the absolute reference system. The other sensors need the computation of the signal of a GPS system to establish a local horizontal reference system from which azimuth and elevation (angle from local vertical) are defined. The cross-elevation angle of the gondola is not directly controlled, but it is monitored and has some coupling with azimuth. The attitudes calculated from the several sensors are ordered according to a hierarchy, so that the most accurate sensors have priority.

An electronic compass has the worst precision (0.5 deg) and is used for a first robust azimuth approximation together with a telescope transversal axis encoder for the elevation correction. In this robust control the pendulation in elevation is not necessarily damped. It is expected that the angular amplitude remains below 2 deg because of the great length of the suspension cables from the balloon to the gondola. The robust correction trajectories would be components of a trapezoidal velocity profile, but less jerkily trajectories are investigated even for this robust mode. In case of fine pointing modes, the encoder remains used for transforming the gondola coordinates into telescope coordinates and the compass confirms the calculated azimuth.

When the telescope enters a range of less than a certain value of deviation (approximately 5 deg), a fine pointing mode is automatically started. In this mode, a solar sensor developed at INPE, with precision of 0.15 deg in two axes, working together with two accelerometers with sensitivity of 244  $\mu\text{g}$ , and a gyroscope, take the priority in measuring the actual angular position of the gondola and the telescope. A difficult task is the cancellation of the amount of the actual linear acceleration due to the linear and pendular motions of the gondola, since the desired measurements are those of the gravity components (with knowledge of the Earth and Sun



positions, the gondola attitude is determined). The objective is to use the gyroscope in this context to measure the gondola angular velocities allowing compensation of the centripetal accelerations and the GPS for compensation of the gondola linear accelerations from the measurements of the accelerometers. Only two of them are available at the moment (three would be ideal), but since the expected pendulation is small the vertical axis accelerometer may be omitted. However, the possibility of locating them in the vertical plane fixed to the elevation axis of the telescope has been considered. There is still the possibility of using the gyroscope fixed in the telescope with an off-set to the axis of view for measuring increments of elevation and azimuth angles relative to a known initial attitude during the fine pointing. The gyroscope should have its drift corrected periodically using the initial attitude determined by other sensors. In these cases, the elevation would be directly that of the telescope and not of the gondola.

Two CCD cameras are used for the night phase of the flight. They are fixed in the telescope, but not necessarily aligned with it, since during a significant period of the mission the field-of-view will be intercepted by the balloon (which is transparent to gamma rays). At the planned flight altitude (40 km) the telescope should be pointed at least 30 degrees above the horizon, but the ideal is above 60 degrees in order to minimize atmospheric effects. It is possible that some first magnitude stars are visible by the cameras even during the day, but two or three celestial bodies are necessary for obtaining the angular orientation. A computer program that recognizes groups of stars in a fraction of a second was developed at INPE. The point pattern matching algorithm is based on geometrical criterion. The distances between stars from the camera image, as well as the relative angles and brightness are calculated and compared with a reference catalogue. The subgroup of stars used as references is within an area four times greater than the field-of-view of the camera and contains stars down to magnitude six.

There are five main actuators in the system although one of them is only for driving a decoupling mechanism between the balloon and the gondola with constant velocity (to avoid static friction or twisting) and another is only responsible for driving the mask with constant velocity or bringing it to a 90 degree crossed antimask position. The other three are: a reaction wheel developed at INPE (with 1 kgm<sup>2</sup> of inertia) for azimuth control driven by a DC-motor with peak torque of 6.8 Nm and saturation at 300 rpm, another azimuth motor of the same type and size located in the gondola-balloon decoupling mechanism for desaturation of the reaction wheel and a telescope elevation actuator with 30 Nm of torque and a harmonic drive reduction system with 1:100 rate. The telescope mass is about 900 kg and possible elastic effects due to the harmonic drive have to be considered. The command digital signals of an industrial PC are converted and sent through a dedicated board to the power drivers connected to the motors. The same board receives the encoder signals of the reaction wheel and of the elevation axis, but the other sensors and the telemetry are received by another board through an interface card designed at INPE to manage several serial and parallel signals.

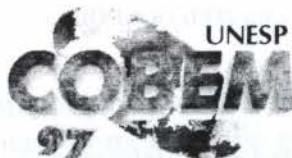
### 3. CLOSING

This paper gives an overview of the MASCO project highlighting the main aspects of the mechanical structure of its gondola and the attitude control system. An initial design of the structure was defined so that it fulfilled all the geometrical and operational requirements. This initial design was optimized in order to reduce its weight. The attitude control system is a two axis PC based architecture of high complexity due to the type of mission, number of sensors and actuators and pointing requirements.



## 4. REFERENCES

- Villela, T., Braga, J., D'Amico, F. & Jayanthi, U.B. *A MURA-based coded mask telescope*, *Advances in Space Research*, 15(5), 95 - 98, 1995.
- Gottesman, S.R. & Femimore, E.E. *New family of binary arrays for coded aperture imaging*, *Applied Optics*, 28(20), 4344-4352, 1989.
- Meijerink, G.G.T. *Optimization MASCO Structure*, Internal Report DMC/ INPE, 1995.
- Pires, C. *Anteprojeto Sistema Apontamento e Referência de Atitude - SARA*, Internal Report DMC/ INPE, 1996.
- Souza, A.P. *Projeto mecânico de um telescópio de raios gama a bordo de balão estratosférico*, Master Degree Dissertation, ITA, São José dos Campos, 1990.
- Chingcuanco, A.O. *Modeling and control of a balloon-borne stabilized platform*, PhD Dissertation, University of California, Berkeley, 1989.
- Fonseca, R.A. *Analytical determination of controller parameters for elastic servomechanism -PID (load position case)*, 1995 IFAC Conference on Intelligent Autonomous Control in Aerospace (Pre-print volume), Beijing, China, 1995.
- Fonseca, R.A., De Moraes, R.V., & Schäfer, B. *Adaptive control and simulation of an elastic space manipulator replica*, 13th IFAC Triennial World Congress, International Federation of Automatic Control, San Francisco, USA, 1996.



PAPER CODE: COB640

**ENGENHARIA CONCORRENTE: PERSPECTIVAS PARA O SETOR  
ESPACIAL/ CONCURRENT ENGINEERING: PERSPECTIVES FOR THE  
BRAZILIAN SPACE SECTOR**

FLÁVIO DE AZEVEDO CORRÊA JR.<sup>1</sup>, LUIS GONZAGA TRABASSO<sup>2</sup> & ISAK KRUGLIANSKAS<sup>3</sup>  
<sup>1</sup>Instituto de Aeronáutica e Espaço Centro Técnico Aeroespacial São José dos Campos - SP e-mail: flavio@ase2.iae.cta.br  
<sup>2</sup>Instituto Tecnológico de Aeronáutica Centro Técnico Aeroespacial São José dos Campos - SP e-mail: gonzaga@mec.ita.cta.br  
<sup>3</sup>FEA /PACTo Universidade de São Paulo São Paulo - SP e-mail: ikruglia@usp.br

**Abstract**

The development cycle of a satellite launch vehicle is a task that requires considerable maturity and commitment of the design team. The increasing complexity of the tasks involved and the frequent design changes do create the need for attempts to reduce the development cycle period as well as to implement their rational management. Although one may consider the aerospace industry as a highly developed one, it keeps its structure in a sequential manner, where the events quite often do not relate to each other, thus preventing the aerospace industry to benefit from effort and rework minimization. This paper presents a retrospective analysis of the management and design tools recently used in the Brazilian aerospace projects and suggests the utilization of some concurrent engineering tools which could enhance the performance and productivity of future projects.

**Keywords**

Concurrent engineering, Project management, Design teams, Design tools, Engenharia Simultânea.

**1. INTRODUÇÃO**

O desenvolvimento de um veículo lançador de satélites ou de um foguete de sondagem é um empreendimento que requer considerável maturidade e compromisso de um grupo. A grande e crescente complexidade dos trabalhos envolvidos, as freqüentes mudanças nos projetos criaram a necessidade de tentar reduzir o ciclo de desenvolvimento dos projetos pelo gerenciamento racional dos mesmos.

Entretanto, mesmo considerando a indústria espacial nacional como uma indústria empreendedora, ela se mantém basicamente estruturada dentro de uma visão de engenharia seqüencial, onde os eventos pouco ou raramente se relacionam de forma a minimizar retrabalhos e organizar esforços.

Em parte, isto talvez venha a ocorrer devido a natureza inovadora do trabalho realizado, onde se encontram presentes os riscos e as incertezas associadas ao produto, ao processo, e à missão.

2191



## 2. ABORDAGEM GERAL SOBRE A GESTÃO DE ATIVIDADES ESPACIAIS

Em 1994, criou-se no Brasil a Agência Espacial Brasileira (AEB), com a finalidade de promover o desenvolvimento das atividades espaciais de interesse nacional. A AEB responde de modo direto à Presidência da República, sendo dotada de autonomia administrativa e

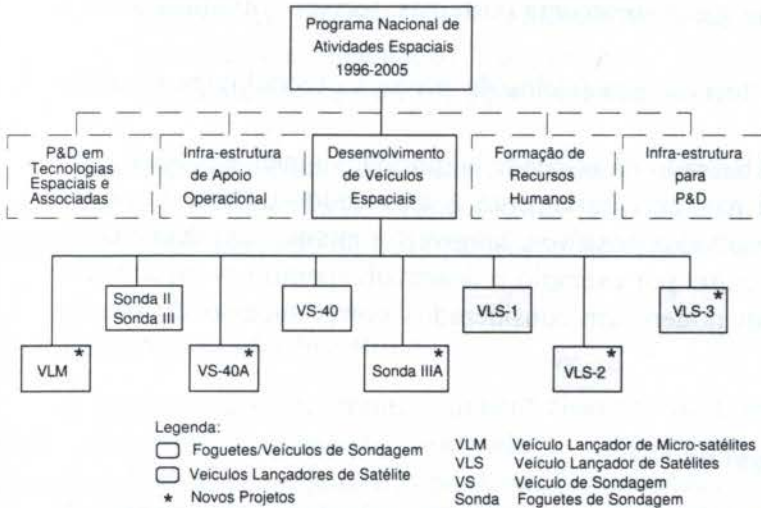


Figura 1- Áreas de desenvolvimento tecnológico abrangidas pelo PNAE e desmembramento dos projetos na Área de Desenvolvimento de Veículos Espaciais

financeira. Dentre as suas funções, compete à AEB a elaboração do Programa Nacional de Atividades Espaciais (PNAE) (Brasil, 1996). No âmbito do Programa Nacional de Atividades Espaciais (PNAE) encontram-se identificadas as ações do Governo Federal em relação à priorização e à aplicação de recursos para as atividades espaciais. O PNAE contempla áreas como Pesquisa e Desenvolvimento (P&D) em tecnologias espaciais e associadas, infra-estrutura de apoio operacional, desenvolvimento de veículos espaciais, formação de recursos humanos, e infra-estrutura para P&D. (Figura 1)

Sobre esta estrutura encontra-se o Instituto de Aeronáutica e Espaço (IAE), que vinculado funcionalmente ao Ministério da Aeronáutica (MAer), tem seus programas gerenciados, em nível de tarefas, pela Agência Espacial Brasileira. O IAE, na área de Espaço, tem como um de seus maiores objetivos capacitar o país no projeto, desenvolvimento e construção de veículos lançadores de satélites e de foguetes, estimulando a fixação da indústria da produção de tais sistemas, e contribuindo para o aprimoramento do parque industrial. Os projetos de veículos lançadores e de foguetes, fluem de forma matricial, possuindo em seu organograma as seguintes Divisões funcionais: Sistemas Espaciais (ASE), Ciências Atmosféricas (ACA), Mecânica (AME), Química (AQI), Eletrônica (AEL), Sistemas Aeronáuticos (ASA), Ensaios (AIE), Sistemas Bélicos (ASB), Materiais (AMR) e Vice-direção de Espaço (AVE). (Figura 2)

Uma vez que os projetos dos veículos lançadores e dos veículos/foguetes de sondagem são desenvolvidos em paralelo, é natural se esperar conflitos decorrentes do compartilhamento de recursos provenientes de cada Divisão.

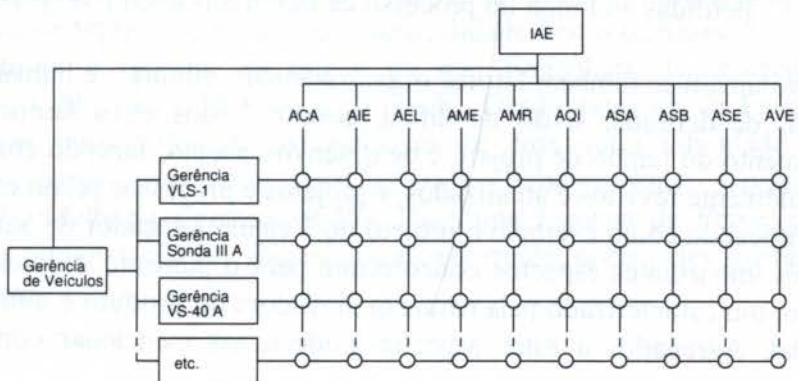


Figura 2- Estrutura organizacional dos projetos de veículos no IAE



### 3. A GESTÃO E A ENGENHARIA TRADICIONAL EM PROJETOS ESPACIAIS

Do ponto de vista de uma engenharia de sistemas tradicional, seqüencial, os projetos de veículos lançadores e de foguetes possuem os mais difíceis elementos para se gerenciar (Wiskerchen, 1992):

- Desenvolvimentos com ciclos de vida longos (maiores do que 5 anos);
- Sistema operacional distribuído geograficamente (sistemas: técnico, organizacional e de pessoal);
- Rápida mudança de ambiente tecnológico (ciclos de evolução tecnológica menores que um ano);
- Critério de sucesso de missão baseado na utilidade adquirida, simples e própria, isto é, o sucesso de uma missão não necessariamente é alcançado somente com um lançamento bem sucedido. Resultados positivos, tangíveis e intangíveis, decorrentes das atividades desenvolvidas, como por exemplo o desenvolvimento e a capacitação de novas tecnologias, também podem ser considerados como sucesso de missão ("utilidade adquirida").

#### 3.1 A Gestão e a Engenharia tradicional no IAE

O IAE, possui em parte, as mesmas dificuldades gerais similares às dos outros centros de excelência no mundo. Porém, em conjunto com estas dificuldades, encontram-se características próprias do país, como as freqüentes dificuldades relativas à escassez de recursos financeiros, e ao dinamismo inerente às políticas de alguns países que outrora já chegaram a afetar diretamente o desenvolvimento dos projetos através da restrição à exportação de itens e serviços considerados sensíveis, como forma de controlar o acesso à tecnologia de mísseis.

Também foram encontradas no IAE, em determinadas circunstâncias, dificuldades de gestão e de engenharia, características próprias e similares de um ambiente de engenharia tradicional seqüencial, como:

- os processos de desenvolvimento do produto são orientados segundo datas fixas, restringindo-se o número de alternativas devido ao escasso tempo disponível;
- o projeto é fundamentado em uma seqüência rígida de decisões que valorizam o desempenho e um baixo custo, não valorizando a facilidade de manufatura;
- a manufaturabilidade e a infra-estrutura de apoio são consideradas tardiamente no ciclo de desenvolvimento do produto;
- as informações tendem a ocorrer de forma fragmentada, e não raramente são perdidas ao longo do processo de desenvolvimento do produto.

Avolumam-se também fatores organizacionais, culturais e humanos que se cristalizam em barreiras de delicada, senão de difícil, gestão. Todos estes fatores somados conduzem ao alongamento do tempo de projeto e de desenvolvimento, fazendo com que cronogramas sejam constantemente revistos e atualizados, e projetos e processos sejam constantemente revisados.

Enfocando como exemplo o projeto do Veículo Lançador de Satélites, VLS-1, observa-se que dois importantes aspectos concorreram para o aumento do ciclo de desenvolvimento do produto, um caracterizado pela natureza inovadora do produto e outro referente ao seu caráter gerencial. Agregados a estes aspectos poderíamos mencionar como exemplo os seguintes fatores:



- Aspecto de desenvolvimento: indefinições, retrabalhos, alterações de requisitos, mudanças na configuração do veículo (e em seus sistemas/subsistemas), falhas na transferência/capacitação tecnológica, no projeto/processo/manufatura, na falta/ausência de especificações técnicas, no despreparo/capacitação do parque nacional para o suporte técnico necessário;
- Aspecto gerencial: revisões tardias no projeto, flutuações/conflitos entre gestões, falhas na gestão de informações, no controle de configuração, na transferência/capacitação tecnológica, no projeto/processo/manufatura, na falta/ausência de especificações técnicas.

Grande parte destas ocorrências, certamente seriam evitadas através da adoção de um ambiente de engenharia concorrente (EC), e com a utilização efetiva de ferramentas/habilitadores da EC, *brainstorming*, sistema de gestão de informação, etc.

#### 4. A ENGENHARIA CONCORRENTE

A Engenharia Concorrente, também chamada de Engenharia Simultânea (ES), constitui uma estratégia empresarial orientada a possibilitar a aceleração do processo de desenvolvimento de projetos dos produtos. (Kruglianskas, 1995).

Alguns estudos empíricos e qualitativos (Hausner, 1990; Knodle, 1991) indicam que a obtenção de soluções integradas num ambiente concorrente, torna-se o meio mais eficiente para o desenvolvimento rápido de novos produtos, com baixo custo e alta qualidade.

Muitas são as vantagens associadas ao emprego da EC. Melhorias típicas incluem: melhor atendimento aos requisitos de produto, menor tempo de desenvolvimento do produto, antecipação do *break-even-point* do produto, redução do custo de desenvolvimento por ocorrência de modificações tardias, barateamento e simplificação da manufatura, garantia da qualidade, redução do custo dos serviços, e redução da taxa de falhas. (Kochan, 1991)

Um tempo considerável (2-4 anos) é normalmente necessário antes que os benefícios da implantação da EC sejam notados. No entanto, alguns benefícios podem já ser observados no início de sua implantação. Estes benefícios são descritos como: melhoria na comunicação, melhor visualização do projeto, maior participação do time de trabalho, e aumento do número de alternativas de configurações analisadas (pois os times multifuncionais, com pessoas de diferentes formações possibilitam a criação de maior número de idéias). (Bradley, 1989)

Com frequência ouve-se falar em novas ferramentas e técnicas que prometem ser revolucionárias, solucionando os problemas de produtividade. Agregam-se a estas técnicas e ferramentas uma infinidade de consultores, seminários e novos programas computacionais dedicados. É compreensível que se fique desconfiado da potencialidade destas técnicas.

Gera-se uma certa confusão a respeito do que é ou não Engenharia Concorrente. Engenharia Concorrente não é CAE, não é Método de Taguchi, Desdobramento da Função Qualidade (QFD), ou qualquer outro DFX. Como estes, existe uma outra infinidade de ferramentas ou habilitadores como Qualidade Total (TQM), Benchmarking, Controle Estatístico de Processo (CEP), Melhoria Contínua (CPI), Diagrama Espinha de Peixe, etc. Estas ferramentas/habilitadores podem facilitar a Engenharia Concorrente, porém eles sozinhos não são Engenharia Concorrente.



De acordo com o relatório técnico CALS (Computer-Aided Acquisition and Logistics Support), EC é "um novo caminho fundamental de visualizar como novos produtos - assim como suas tecnologias e manufaturas correlatas, testes, e processos de apoio - são concebidos, especificados e desenvolvidos". É um significativo avanço da engenharia tradicional, seqüencial, uma vez que envolve mudanças em todos os níveis de atividades, de freqüência e de tipo de informações trocadas entre as diversas funções de engenharia.

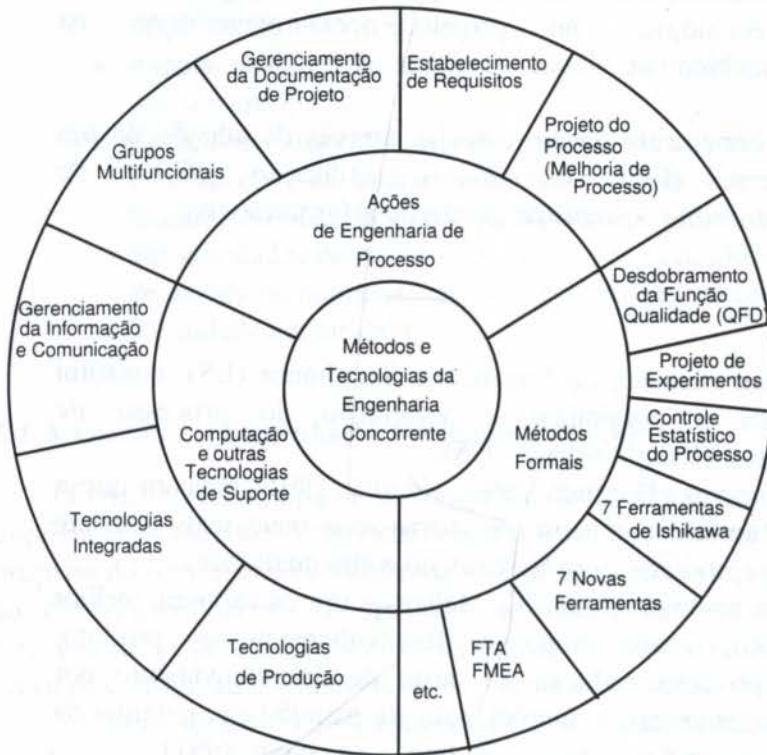


Figura 3- Modelo concêntrico da EC

O modelo concêntrico de EC é mostrado na Figura 3 (Rawcliffe *et al.*, 1989). Em seu modelo, Rawcliffe define e classifica as partes constituintes da Engenharia Concorrente, e a subdivide em três subsecções: Computação e outras Tecnologias de Suporte, Ações de Engenharia de Processo, e Métodos Formais. É um modelo excelente do ponto de vista ilustrativo, pois inclui a maior parte dos conceitos de EC e os classifica de uma maneira clara.

O maior desafio na implementação da EC é sobrepor-se às barreiras culturais do dia-a-dia, e implementar mais do que um desejo, uma atitude de mudança. (Ricci *et al.*, 1991)

## 5. DELINEAMENTO DO TÓPICO DE ANÁLISE E MODELO CONCEITUAL

O objetivo deste trabalho é o de se verificar através de uma análise retrospectiva, quais ferramentas ou habilitadores já foram utilizados em projetos anteriores, apontando os principais problemas oriundos da postura serial e recomendando a implementação de ferramentas/habilitadores que possam contribuir para a melhoria da gestão de novos projetos.

Para tal, um modelo conceitual foi desenvolvido, e uma metodologia de pesquisa para seu estudo foi implementada. A metodologia de pesquisa envolve o emprego de um questionário e de uma pesquisa direcionada aos gerentes de produto.

Com o intuito de verificar a potencialidade do uso de processos concorrenciais (efetivos e potenciais) na gestão de projetos espaciais, foi desenvolvido um modelo simples que será utilizado em linhas gerais por este trabalho.

Como variáveis independentes, o modelo adota as dimensões humana, organizacional, instrumental, além do grau de inovação. (Figura 4)



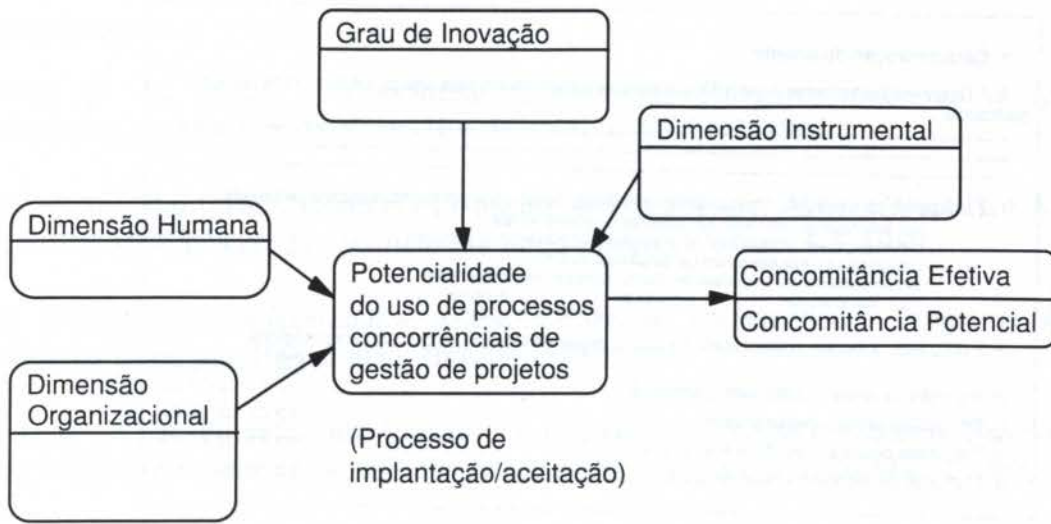


Figura 4- Modelo conceitual

O modelo conceitual permite analisar a questão de como determinados fatores condicionantes influenciam na adoção de um processo concorrente de gestão de projetos. Procura verificar a existência de ferramentas/habilitadores típicos de um ambiente concorrente em uso efetivo, verificando sua eficiência e eficácia, e propõe a utilização de outras ferramentas/habilitadores que tenham potencialidade de utilização, num processo de implantação para um ambiente cada vez mais concorrente. Verifica também se ocorre algum grau de simultaneidade em pontos e fases do processo atual.

## 6. METODOLOGIA DE PÊSQUISA

Seguindo técnicas usuais de pesquisa, este estudo é orientado por entrevistas e por respostas de questionários direcionadas aos gerentes dos projetos do IAE. Os projetos que integram a amostra desta pesquisa deverão necessariamente estar terminados ou em fase avançada de execução, sendo que devem ainda possuir atividades de projeto e de manufatura.

As entrevistas são de curta duração (uma hora), enfocando questões relativas à projetos passados de forma a se levantar e registrar experiências relevantes vivenciadas por alguns gerentes de projetos. O questionário é composto por um número pequeno de questões que devem ser respondidas em um período de cerca de 30 a 45 minutos. Foi adotado um sistema misto quanto aos tipos de respostas, onde as questões serão respondidas por extenso, ou através da marcação de quadros dentro de uma escala quantitativa de valores.

Atualmente encontra-se em fase de elaboração o instrumento de pesquisa (questionário) que, em conjunto com entrevistas diretas com os gerentes de projeto de produtos, servirá para o levantamento da base de dados necessária para este trabalho. Este questionário (Figura 5) é uma adaptação de questionários similares já desenvolvidos pela USP (PACTo, 1995), por pesquisadores (Kruglianskas, 1995) e pela Universidade de Loughborough, UK (Wright *et al.*, 1995).

**1. Caracterização do projeto**

1. 1 Descreva brevemente o produto que está/foi desenvolvido pela equipe na qual você participa/participou.

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

1. 2 Utilizando os exemplos abaixo como referência, como você pontuaria a escala de projeto?

Um automóvel ou um PABX são sistemas de grande escala  
 Um motor ou um processador de chamadas são subsistemas principais  
 Um sistema de exatidão ou um cartão são subsistemas  
 Um amortecedor ou uma placa de circuito impresso são componentes

componente			subsistema		sistema
1	2	3	4	5	

1. 3 Utilizando a escala abaixo, favor pontuar o projeto em cada um dos seguintes tópicos.

	Muito Baixo		Medio		Muito Alto
a) Importância desse projeto para a empresa.	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
b) Dificuldade técnica desse projeto.	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
c) Prioridade desse projeto para a empresa.	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
d) Montante de tecnologia nova no projeto.	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>

Figura 5- Modelo do questionário

Pesquisas semelhantes nas indústrias já possibilitam levantar um perfil das instituições Brasileiras (Kruglianskas, 1995), e Britânicas (Wright *et al.*, 1995) no tocante às ferramentas/habilitadores da EC mais importantes, conhecidos, utilizados e implementados pela indústria.

O questionário pesquisará atributos como a caracterização do projeto, a dificuldade do projeto, a dificuldade das tarefas, os resultados e saídas do projeto, os mecanismos de integração, a tecnologia de comunicação, ferramentas/habilitadores, a cultura, as barreiras e as práticas de EC. Embora sendo grande a quantidade de atributos verificados, nem todos estes atributos serão utilizados por este trabalho, ficando uma análise mais abrangente prevista para um estudo futuro.

## 7. CONSIDERAÇÕES FINAIS

A Engenharia Concorrente constitui-se no meio mais integrado de desenvolvimento de projetos de produtos de alta qualidade, fornecendo produtos de alta competitividade no mercado mundial a baixos preços, com uma redução no ciclo de desenvolvimento do produto. Companhias e instituições ligadas diretamente à área aeroespacial como a Aerojet, Nasa, TRW, McDonnell Douglas, Martin Marietta, General Dynamics, Rolls-Royce, etc, possuem núcleos de EC, o que habilita e incentiva o enfoque deste trabalho dentro do IAE.

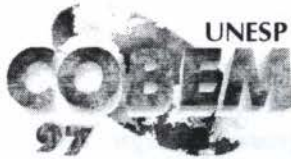
Ao se planejar um processo de melhoria, deve-se inicialmente compreender as deficiências de desenvolvimento do processo existente, formando uma base de conhecimentos que atuará na formação de juízo para a criação de recomendações que possam vir a ser exercitadas no desenvolvimento de futuros produtos.

Veículos lançadores mais complexos (VLS-2, VLS-3) contarão com a participação da indústria nacional e internacional atuando diretamente no projeto e desenvolvimento de seus componentes de maneira intensa, restando ao IAE, a futura gestão desta estrutura. Este tipo de gestão tende a ser dificultada em um ambiente de engenharia tradicional clássica do tipo seqüencial. Projetos como o Space Shuttle Americano e o telescópio espacial Hubble são exemplos das dificuldades de gestão verificadas pelo emprego de tal postura. (Wisherchen, 1992)



## REFERÊNCIAS

- Bedworth, D. D. *et al.* Concurrent Engineering, *Computer-integrated design and manufacturing*, pp.134-176, McGraw-Hill, ISBN 0-07-00424-7, 1991.
- Bradley, P. J. Short-Term Benefits of Concurrent Engineering, *AIAA/ADPA/NSIA National Total Quality Management Symposium, 1st*, 5p., Denver, CO, Nov. 1-3, 1989.
- BRASIL. PRESIDÊNCIA DA REPÚBLICA. AGÊNCIA ESPACIAL BRASILEIRA. Programa Nacional de Atividades Espaciais: 1996-2005. - Brasília: AEB, 1996.
- Hausner, E. The Potential for Concurrent Engineering in Space Systems Development: Industry Perspective, *Space Logistics Symposium, 3rd*, 4 p., CO, Apr. 30-May 2, 1990
- Knodle, M. S. Transitioning to a Concurrent Engineering Environment, *AIAA, AHS, and ASEE, Aircraft Design Systems and Operations Meeting*, 10 p. Baltimore, MD, Sept. 23-25, 1991
- Kochan, A. Simultaneous engineering puts the team to work, *Multinational Business*, n.1, pp. 41-48, 1991.
- Kruglianskas, I. Concurrent Engineering: What we have learned from the experience of Brazilian enterprises, *Proceedings of the "Technological Innovation & Global Challenges" - European Conference on Management of Technology*, pp. 519-526, Aston University, United Kingdom, 5-7 July, 1995.
- PACTO, Instrumento para Coleta de Dados, *Pesquisa Comparativa sobre Engenharia Simultânea*, Faculdade de Economia, Administração e Contabilidade, Universidade de São Paulo, 1995.
- Rawcliffe, R. H. & Randall, R. L. Concurrent Engineering Applied to an SDIO Technology Program, *AIAA/ADPA/NSIA National Total Quality Management Symposium, 1st*, 8 p., Denver, CO, Nov. 1-3, 1989.
- Ricci, P. T. & Hale, J. L. Cost-conscious concurrent engineering, *AIAA, AHS, and ASEE, Aircraft Design Systems and Operations Meeting*, 10 p., Baltimore, MD, Sept. 23-25, 1991.
- Wiskerchen, M. J. System Engineering in a Dynamic Environment: Concurrent Engineering and Managing Risk, *AIAA, Aerospace Design Conference*, 8 p., Irvine, CA, Feb. 3-6, 1992.
- Wright, I. C. *et al.* A Survey of Methods Utilisation During the Product Design Process in UK Industry, *Training Resource*, ISBN:1-87116-05-8, Engineering Design Institute, Loughborough University of Technology, 1995.



PAPER CODE: COB482

**INFLUÊNCIA DA GEOMETRIA DOS SELOS DE FLUXO PLANOS NAS  
PERDAS POR ATRITO E NO SALTO DE PRESSÃO AXIAL /  
INFLUENCE OF PLAIN SEAL'S GEOMETRY IN FRICTION LOSS AND AXIAL  
DROP PRESSURE**

Fabricio Cesar Oda, Katia Lucchesi Cavalca

*Depto de Projeto Mecânico - FEM - UNICAMP - Campinas*

*Caixa Postal 6051 CEP 13083-970 Campinas-SP, Brasil E-mail : katia@dpm.fem.unicamp.br*

**Abstract**

The main objective of this work is the development of a Software (Visual Basic 3.0) to analyse the influence of the seal geometry in its friction loss : volumetric flow and pressure drop across the seal. The Software is based on the evaluation of the friction factor, which is calculated using an expression corresponding to the Moody Diagram. The Software results are the seal length, pressure drop, volumetric flow and the data to build diagrams that makes clear the influence of seal geometry in friction loss. These diagrams show the variation of pressure drop and volumetric flow with the seal length and with the seal clearance. So, it is possible to obtain data that can guide the choose of a better geometry corresponding with the situation the user wishes. For example, a geometry that minimize the friction loss.

**Palavras Chaves**

Selos de fluxo, salto de pressão, vazão volumétrica, fator de atrito / Plain seals, drop pressure, volumetric flow, friction factor

**1 - INTRODUÇÃO**

Este trabalho tem como objetivo principal a criação de um programa computacional em ambiente Windows (Visual Basic 3.0) que permita a análise da influência da geometria dos Selos de Fluxo Planos nas perdas por atrito : perda em vazão volumétrica de fuga e salto de pressão axial ao longo dos mesmos. Para poder analisar esta influência, o programa computacional fornece dados para a construção de diagramas que evidenciam esta influência. Estes diagramas mostram a variação do salto de pressão e da vazão de fuga em relação à razão comprimento por diâmetro ( $L/D$ ) e em relação à razão folga radial por diâmetro ( $c/D$ ).

**2 - MÉTODO MATEMÁTICO**

Faz-se uma breve descrição das expressões adotadas e da metodologia de cálculo iterativo, para convergência do valor estimado para o fator de atrito.

2199



Estas expressões relacionam grandezas como o fator de atrito ( $f$ ), salto de pressão ( $\Delta p$ ), velocidade axial média ( $V$ ), comprimento do selo ( $L$ ), etc. Estas expressões foram utilizadas para calcular o salto de pressão e vazão volumétrica para dadas relações  $L/D$  e  $c/D$  (Figura 1).

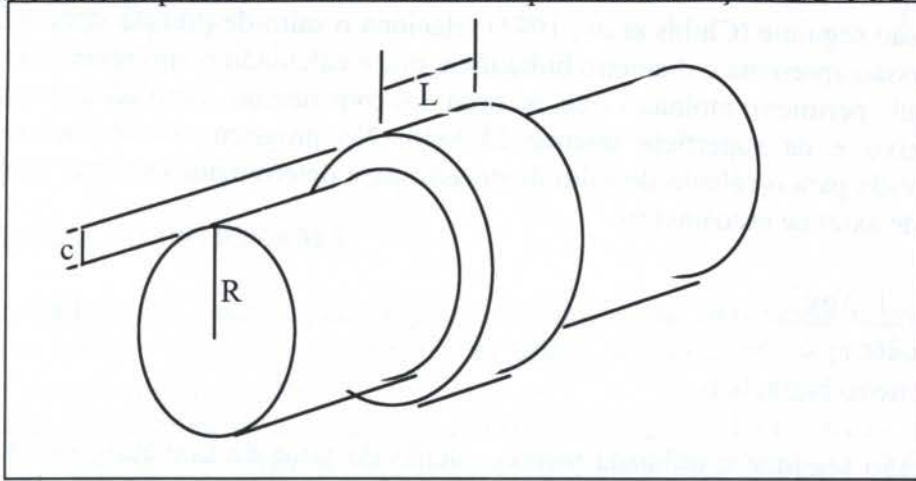


Figura 1 - Esquema do Selo de Fluxo

A expressão abaixo (Childs *et al.*, 1993) é utilizada para estimar o fator de atrito pelo diagrama de Moody. Esta expressão aproxima o Diagrama de Moody com valores dentro de 5% de desvio, para o número de Reynolds  $4000 \leq Re \leq 10^7$ , e rugosidade relativa  $e/2c \leq 0,01$ . Para  $e/D > 0,01$ , a expressão subestima o valor do fator de atrito.

Assim, esta expressão é utilizada para, a partir de um fator de atrito e rugosidade relativa dados, calcular o número de Reynolds correspondente e, conseqüentemente a velocidade axial ao longo do selo.

$$f_m = a_1 \left[ 1 + \left( b_2 \frac{e}{d} + \frac{b_3}{Re} \right)^{\frac{1}{3}} \right] \quad (1)$$

onde:  $a_1 = 1.375 \times 10^{-3}$ ,  $b_2 = 2 \times 10^4$ ,  $b_3 = 10^6$ ,  $Re = \frac{VD\rho}{n}$  = Número

de Reynolds,  $f_m$  = fator de atrito,  $\rho$  = densidade do fluido de trabalho,  $n$  = viscosidade cinemática do fluido

A segunda expressão fundamental (Bran *et al.*, 1984) utilizada no programa computacional, relaciona a vazão volumétrica com o salto de pressão.

$$Q = \zeta \cdot \pi \cdot D \cdot c \cdot \left( 2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

onde  $\zeta = \frac{1}{(0,02 \cdot L/c + 1,5)^{\frac{1}{2}}}$ ,  $D$  = Diâmetro do selo,  $c$  = jogo radial,

$\Delta p$  = Salto de Pressão,  $Q$  = Vazão Volumétrica,  $L$  = comprimento do selo

Outra expressão importante (Childs *et al.*, 1993) relaciona a vazão volumétrica de fuga e a velocidade axial média do escoamento, e é apresentada a seguir. Esta expressão, juntamente com a anterior, são de grande importância para o processo iterativo de cálculo do fator de atrito, pois o critério de parada se baseia na convergência dos valores de velocidade média calculados por ambas as expressões.

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot R_{\text{eixo}} \cdot c \cdot V \quad (3)$$

A expressão seguinte (Childs *et al.*, 1993) relaciona o salto de pressão com o fator de atrito. Esta expressão apresenta o diâmetro hidráulico, que é calculado como sendo duas vezes a área dividida pelo perímetro molhado, que, no caso, foi considerado como sendo a soma dos perímetros do eixo e da superfície interna do Selo. No programa computacional, esta expressão é utilizada para o cálculo do salto de pressão para determinados valores de fator de atrito e velocidade axial de escoamento.

$$\frac{\Delta p}{L} = 4f \left( \frac{1}{2cr} \right) \frac{\rho v^2}{2} \quad (4)$$

onde  $2cr =$  diâmetro hidráulico

A expressão seguinte é utilizada para o cálculo do fator de Lomakin, causado pelo salto de pressão. Este salto de pressão axial provoca no selo uma rigidez radial, independente da rotação do eixo. Uma deflexão radial do eixo no interior do selo, produz um menor jogo radial na direção do deslocamento. A velocidade axial de fluxo é menor nesta região do que na área de maior jogo radial. De acordo com o princípio de Bernoulli, produz-se pressões mais elevadas na região de baixa velocidade.

A diferença de pressões entre as regiões de baixa e alta velocidade, produzem uma força de restituição do tipo  $F = K \cdot y$  e oposta ao deslocamento (onde  $y =$  deslocamento do eixo em relação ao centro do selo). Esta rigidez radial  $K$ , é conhecida como fator de Lomakin (Figura 2).

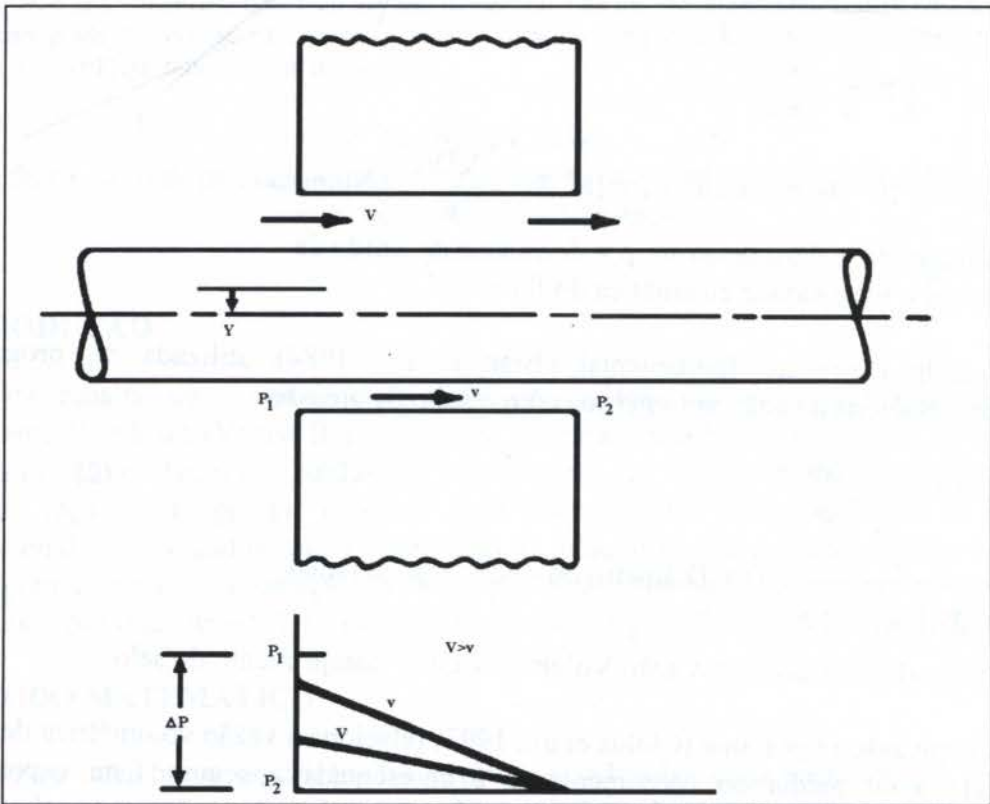


Figura 2 - O efeito de Lomakin em um selo de fluxo plano



A expressão para o fator de Lomakin é a seguinte (Vance *et al.*, 1988):

$$K = 4.7 \left( \frac{\Delta p}{f} \right) \left( \frac{\sigma}{1.5 + 2\sigma} \right)^2 \quad (5)$$

onde  $\sigma = \frac{f.l}{c}$

### 3 - DESCRIÇÃO DO PROGRAMA

Apresenta-se uma descrição do programa computacional mostrando os procedimentos adotados para melhor apresentar ao usuário os dados de saída que o programa fornece, incluindo os diagramas construídos.

Os dados de entrada são os seguintes : raio do eixo (r), flecha do eixo - Estática e/ou Dinâmica (fl), relação entre o diâmetro do eixo e a folga radial (cd), Relação L/D (ld)

A janela de entrada de dados é apresentada na figura abaixo (Figura 3):

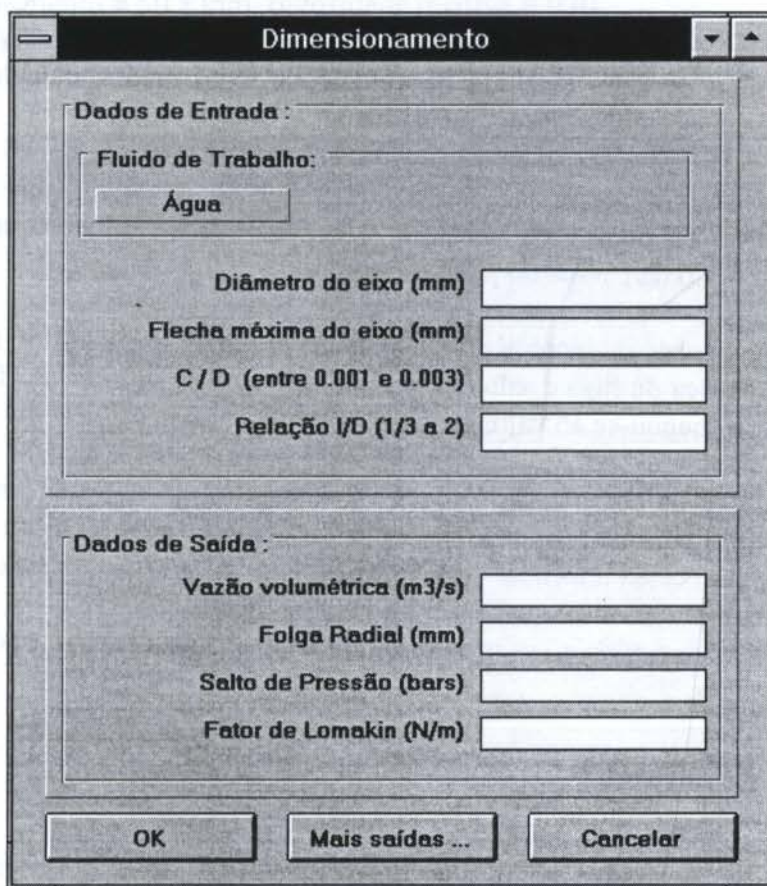


Figura 3 - Janela para a entrada de dados

Além dos dados de entrada, o programa se utiliza de outras grandezas que foram assumidas (Fox *et al.*, 1995). São elas : rugosidade absoluta (e), viscosidade (n), densidade (ρ), Fator de atrito inicial.

Com os dados de entrada e os valores assumidos, o programa fornece ao usuário os seguintes dados de saída : folga radial (c), salto de pressão ao longo do Selo (Δp), Vazão

volumétrica (Q), Comprimento do Selo (l), Saídas gráficas ( $\Delta p \times l/D$  e  $Q \times l/D$ ,  $\Delta p \times c/D$  e  $Q \times c/D$ )

### 3.1 O Processo iterativo para o Cálculo do Fator de Atrito

O processo consiste em calcular a vazão volumétrica de fuga em função da velocidade média axial por dois caminhos diferentes. Faz-se, então, a convergência destes dois valores, e, para isto, é necessário variar o valor do fator de atrito, pois a velocidade é função direta deste valor.

1º passo :

Inicialmente, o programa seleciona um valor adequado para o fator de atrito inicial correspondente a faixa de valores a que pertence a rugosidade relativa dada pelo usuário.

2º passo :

De posse do valor de fator de atrito inicial e do valor da rugosidade relativa, calcula-se o valor correspondente do número de Reynolds, através da expressão (1). A partir deste valor, é possível calcular a velocidade média axial para este valor de fator de atrito.

3º passo :

A partir dos valores de fator de atrito e velocidade axial média, é possível calcular o salto de pressão ao longo do selo. Partindo da velocidade axial média, calcula-se a vazão volumétrica de fuga por duas expressões distintas (2 e 3).

4º passo :

Este passo consiste na análise de erro (parâmetro de comparação), que representa a diferença entre os valores calculados da vazão de fuga encontrados no passo anterior. Este erro será utilizado no critério de parada do processo iterativo.

5º passo :

Neste ponto do processo, incrementa-se o fator de atrito para poder recalculer os valores de vazão volumétrica de fuga e salto de pressão. O valor de incremento foi escolhido, depois de vários testes, e chegou-se ao valor de  $10^{-5}$ .

6º passo :

Este passo consiste na comparação do valor de erro calculado no 4º passo, com um valor de erro mínimo escolhido no 5º passo. Caso o erro calculado seja igual ou menor que o valor escolhido, o processo cessa e fornece os valores de salto de pressão e vazão volumétrica de fuga. Caso contrário, o processo retorna ao 2º passo e os cálculos se reiniciam.

Assim, após a convergência, o programa fornece ao usuário os dados de saída referentes à última iteração.

### 3.2 Construção das Saídas gráficas

Apresenta-se o procedimento adotado para a construção dos diagramas.

Para a construção destes diagramas, é necessário realizar a rotina de cálculo dos dados de saída uma vez por ponto do diagrama. Para se obter um diagrama bem preciso, chegou-se à conclusão, depois de vários testes, que 100 pontos são suficientes. Desta maneira, deve-se executar a rotina de cálculo dos dados de saída 100 vezes.

No total, são 4 diagramas construídos, sendo que dois deles possuem na abcissa a relação  $l/D$  (comprimento do selo por diâmetro do selo) e os outros dois apresentam na abcissa a relação  $c/D$  (jogo radial por diâmetro do selo).

Para os diagramas  $l/D$ , o valor do diâmetro do eixo dado pelo usuário foi considerado constante. Desta maneira, o diâmetro do selo também permanece inalterado, sendo que com a



variação da relação  $l/D$ , o comprimento do selo é a variável. Nestes diagramas, variou-se a relação  $l/D$  entre os valores mais comuns, de  $l/D = 1/3$  a  $l/D = 2$ .

Para os diagramas  $c/D$ , o valor do diâmetro do eixo dado pelo usuário foi considerado constante e, conseqüentemente o diâmetro do selo também permanece inalterado. Com a variação da relação  $c/D$ , o jogo radial é incrementado. A faixa utilizada para a relação  $c/D$  é de  $c/D = 5 \cdot 10^{-4} \cdot D_{\text{eixo}}$  a  $c/D = 15 \cdot 10^{-4} \cdot D_{\text{eixo}}$ .

Após a geração dos pontos para os diagramas, ocorre a impressão destes diagramas na tela. Esta impressão é apresentada em duas janelas distintas. A primeira apresenta os diagramas  $l/D$  e a segunda apresenta os diagramas  $c/D$ .

#### 4 - RESULTADOS OBTIDOS

Apresenta-se aqui, resultados obtidos a partir do programa computacional. Utilizou-se dados de entrada retirados de Childs *et al.*, 1993, para uma primeira validação do processo implementado.

São os dados de entrada : diâmetro do eixo: 151.638 mm, flecha : 0 mm, jogo radial = 0.381 mm, comprimento = 50.8 mm, rugosidade relativa = 0.01

As figuras abaixo, mostram os resultados obtidos para estes dados de entrada.

The screenshot shows a window titled "Dimensionamento" with two main sections: "Dados de Entrada" and "Dados de Saída".

**Dados de Entrada:**

- Fluido de Trabalho: Água
- Diâmetro do eixo (mm): 151.638
- Flecha máxima do eixo (mm): 0
- C / D (entre 0.001 e 0.003): .381
- Relação l/D (1/3 a 2): 0.33333

**Dados de Saída:**

- Vazão volumétrica (m3/s): .0077
- Folga Radial (mm): .381
- Salto de Pressão (bars): 37.40942290817
- Fator de Lomakin (N/m): 14839424.9

At the bottom of the window are three buttons: "OK", "Mais saídas ...", and "Cancelar".

Figura 4- Dados de saída

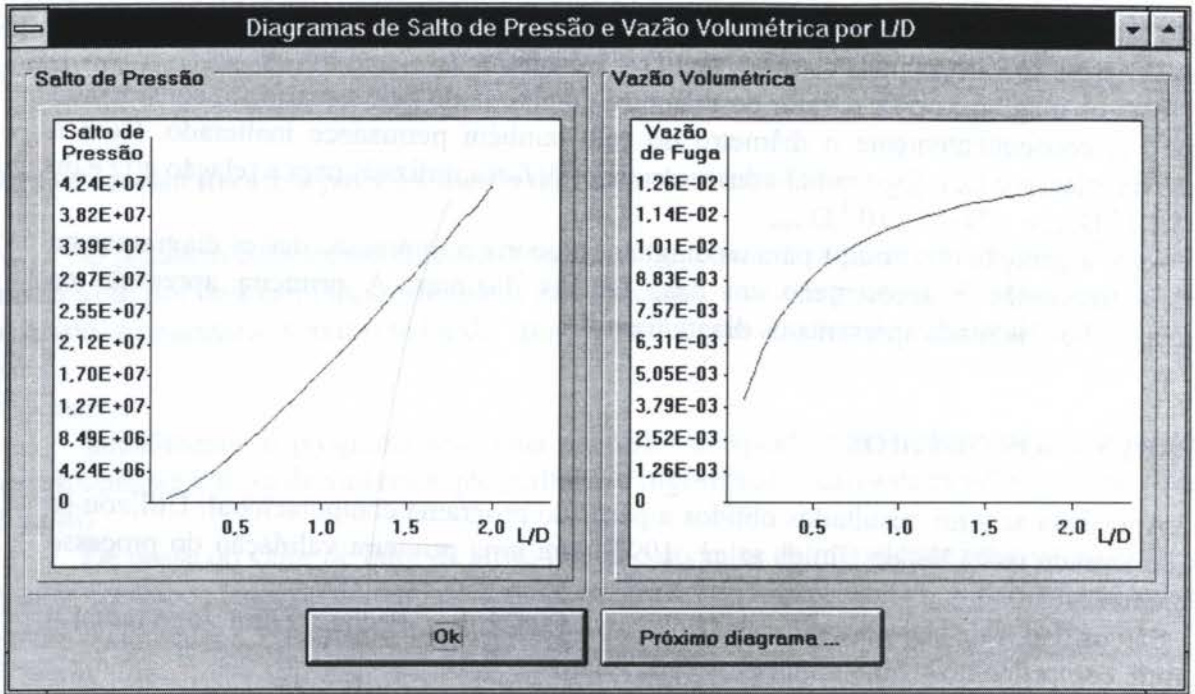


Figura 5 - Diagramas L/D

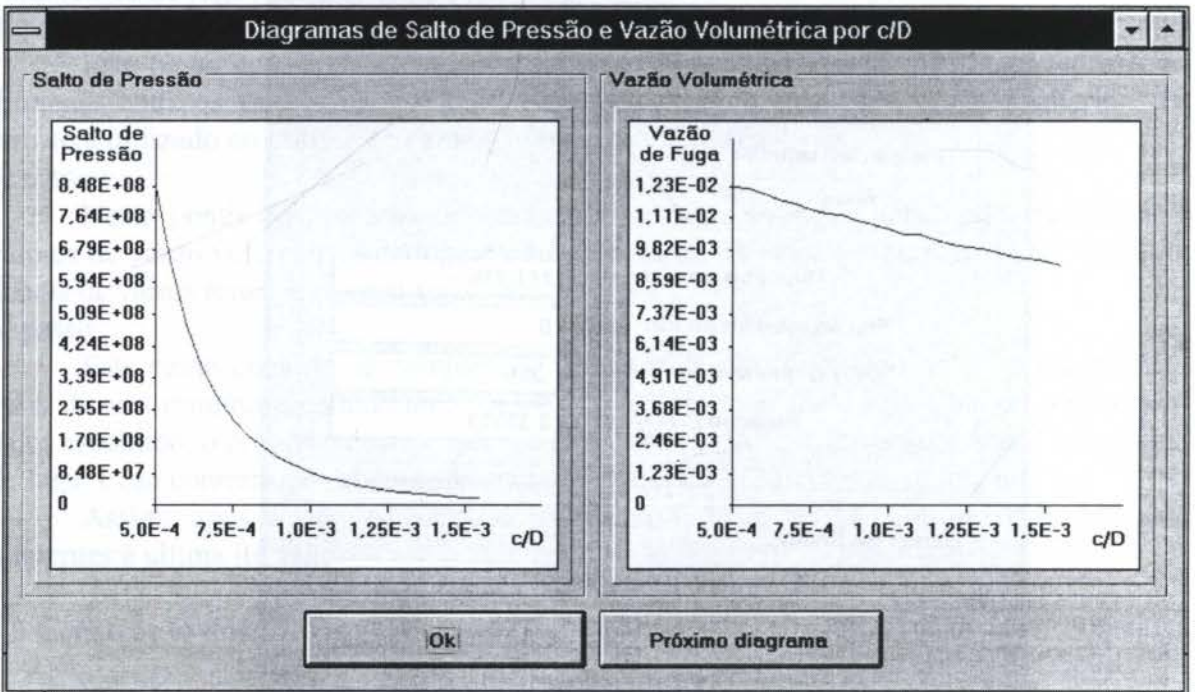


Figura 6 - Diagramas c/D



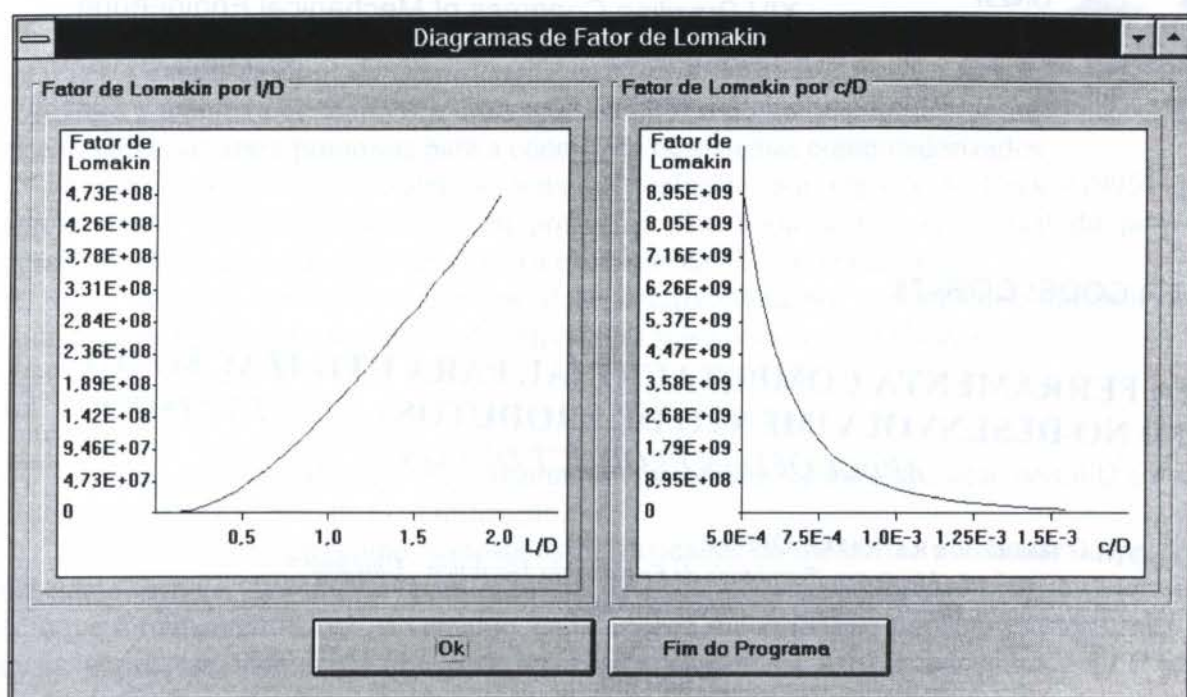


Figura 7 - Diagramas para o fator de Lomakin

## 5 - CONCLUSÃO

Com o desenvolvimento do programa computacional para o dimensionamento de selos planos de fluxo, é possível concluir que tal programa permite a análise da influência da geometria dos selos nas perdas por atrito.

Conclui-se também que os resultados obtidos possuem uma precisão dentro da esperada e, devido à comparação destes resultados com dados retirados da bibliografia (Childs *et al.*, 1993), pode-se considerar tal precisão adequada.

Assim, é possível realizar uma seleção da melhor geometria do selo plano para a situação que o usuário do programa desejar, podendo inclusive, dimensioná-lo para uma menor perda por atrito

## 6 - BIBLIOGRAFIA

- Childs Dara, "Turbomachinery Rotordynamics", Ed. John Wiley & Sons, 1993  
 R. W. Fox, A. T. McDonald, "Introdução à Mecânica dos Fluidos", Ed. Guanabara Koogan, 4<sup>a</sup> edição, 1995  
 Richard Bran, Zulcy de Souza, "Máquinas de Fluxo. Turbinas, bombas e ventiladores", Ed. Ao livro Técnico SA, 2<sup>a</sup> edição, 1984  
 Vance John M., "Rotordynamics of Turbomachinery", Ed. John Wiley & Sons, 1988  
 Allaire, P.E., Lee, C.P., Farris, R.C., *Turbulent flow in seals : Load Capacity and Dynamic coefficients*, Report nº UVA/643092/MAE81/129

PAPER CODE: COB471

## UMA FERRAMENTA COMPUTACIONAL PARA UTILIZAÇÃO DO QFD NO DESENVOLVIMENTO DE PRODUTOS / A SOFTWARE TO APPLY QFD IN PRODUCT DESIGN

CRISTIANO MACHADO & FRANCO G. DEDINI

*Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia Mecânica - Unicamp  
CEP 13083-970 Campinas, Brasil - E-mail: juca@fem.unicamp.br*

### Abstract

QFD as a whole can be described as a systematic process which translate the consumers needs into the language necessary to develop goods. This paper presents a computational program developed to execute the task necessary to complete one of the first matrix of QFD, it is called "The House of Quality Matrix". It was implemented under a visual objected oriented language (Visual Basic), and it has a modular structure, that means this system can be used by other softwares. The program is a prototype and the necessary tests to validate it has not been executed yet. This computer program has a educational characteristic, so, it can be used as a tool in courses related to mechanical design, quality, and correlated fields, nevertheless it is useful in industries and commercial environment when it is necessary to training people in QFD.

### Keywords

Quality, Consumer Needs, House of Quality, Quality Software / Qualidade, Requisitos do Consumidor, Casa da Qualidade, Ferramentas Computacionais para Qualidade

## 1. INTRODUÇÃO

As alterações sofridas no panorama atual devido a globalização de mercados, aos crescentes avanços da tecnologia e as exigências de consumidores, cada vez mais conscientes passam a exigir produtos com grande ênfase em qualidade. Desta forma, custo, tempo de desenvolvimento e qualidade são consideradas as três maiores determinantes do sucesso de um novo produto.

Observando o aspecto qualidade, pode-se afirmar que até bem pouco tempo muitos dos esforços eram direcionados a atividades de controle da qualidade na fase de produção. De fato, o termo qualidade era ligado ao "controle da qualidade". No entanto, os aspectos de planejamento e melhoria da qualidade oferecem o maior potencial para bens de alto valor intrínseco.

Métodos sistemáticos para proporcionar o aumento da qualidade, antes da fase de produção, têm sido empregados com considerado sucesso. *Quality Function Deployment* (QFD) é hoje o método que apresenta melhores resultados.

Este é um processo estruturado que pretende determinar os desejos e necessidades dos consumidores e traduzi-los em requisitos técnicos de engenharia. O QFD pode ser empregado em toda a extensão do desenvolvimento de um novo produto ou melhoria de um projeto já existente.



Dentro da fase inicial de desenvolvimento o principal método utilizado para desenvolver o QFD é a matriz da *Casa da Qualidade*.

Com a tentativa de facilitar a utilização do QFD e do grande volume de informações por este tratadas surgiram propostas para a concepção de sistemas computadorizados.

Neste sentido, cabe ressaltar o trabalho realizado por Ogliari & Back (1995) que apresentou o desenvolvimento de um programa para apoio a fase conceitual do projeto, possuindo um módulo de QFD dedicado a execução da *Casa da Qualidade*.

Este trabalho aborda esta fase inicial de desenvolvimento, apresentando um programa computacional voltado a realização das atividades ligadas a *Casa da Qualidade*.

## 1.1 Objetivos

O objetivo deste trabalho é implementar uma sistemática para a execução do QFD em um programa computacional de fácil utilização.

Este trabalho surgiu como resposta às necessidades de melhorias no ensino do projeto, buscando fornecer ferramentas para o ensino de graduação. Portanto, este programa tem um enfoque fortemente didático, no entanto, nada impede sua utilização por setores industriais ou quaisquer outros onde exista uma premissa básica: capacitar o usuário iniciante do QFD para sua correta utilização.

O programa pretende cobrir a parte do QFD relativa ao projeto, não incluindo os desdobramentos tradicionais para o processo, fabricação e serviço e dedicando-se nesta etapa as atividades ligadas a *Casa da Qualidade*.

## 2. O QFD

Muitas vezes, o QFD é associado a *Casa da Qualidade*, esta aproximação é simplista, pois o QFD apresenta um aspecto mais amplo e a *Casa da Qualidade* caracteriza-se como uma das matrizes utilizadas para a sua realização.

Buscado apresentar uma visão mais ampla, Dean (1992) vê o QFD como um processo sistemático que transforma os desejos do consumidor/usuário na linguagem necessária, em todos os níveis de projeto, para a implementação de um produto. Além disto, este proporciona a união necessária para ligar todas as fases e administrá-las. Em suma, este é um método excelente para assegurar que o consumidor obtenha produtos de grande valor intrínseco.

Sua concepção foi introduzida no Japão em 1966 por Yoji Akao, como uma resposta as alterações que o mercado apresentava. Destacando-se entre elas:

- diminuição do ciclo de vida dos produtos;
- surgimento de inovações tecnológicas em tempo cada vez menor;
- aumento da complexidade dos produtos.

Segundo Akao (1990), o QFD é um método para desenvolver a qualidade no projeto baseado na satisfação do consumidor e então traduzir suas necessidades em objetivos de projeto e melhores índices de qualidade para serem utilizados na fase de produção, este é um caminho para assegurar a qualidade do produto ainda em sua fase de projeto. Um importante efeito secundário é apontado por Akao: a diminuição do tempo de projeto. Quando aplicado de forma correta existe uma diminuição no tempo de desenvolvimento entre metade a um terço.

Sullivan (1986) vem comprovar este fato apresentado o sistema utilizado pela Toyota. O QFD teve sua implantação nesta indústria japonesa iniciado por um período de treinamento e preparação de quatro anos.







O programa foi desenvolvido em linguagem *Visual Basic*, rodando em computadores com processador 386 ou superior com sistema operacional *Windows 3.0* ou superior. Para sua melhor visualização recomenda-se uma tela de no mínimo 800x600 pixels. Para a impressão de gráficos é recomendado a utilização de impressora colorida, sendo o tamanho do gráfico limitado as dimensões da impressora.

O programa é interativo. A seqüência de realização das fases do método são sugeridas, mas existe uma flexibilidade para alterar as fases ou até mesmo suprimir algumas delas, segundo a experiência e resultados pretendidos pelo usuário.

Este programa é o resultado deste trabalho. Aqui procurou-se apresentar apenas sua interface gráfica.

### 3.1 A execução da “Casa da Qualidade”

Clausing (1993) sugere uma série de passos para a execução da *Casa da Qualidade*. As rotinas foram desenvolvidas a partir destas proposições.

- a) Determinação da “Voz do Consumidor”;
- b) Determinação dos “Requisitos de Projeto”;
- c) *Benchmarking* da “Voz do Consumidor”;
- d) *Benchmarking* dos “Requisitos de Projeto”;
- e) Relacionar “Voz do Consumidor” x “Requisitos de Projeto”;
- f) Correlação dos Requisitos de Projeto;
- g) Planejamento;
- h) Determinação das Metas.

No entanto, ainda não foram implementadas em forma computacional as rotinas relativas aos módulos de *Benchmarking* (itens **c** e **d**). Sua implementação está prevista nos trabalhos futuros (ver item 4).

A figura 2 apresenta as regiões da Casa da Qualidade. Estas regiões correspondem aos passos necessários para a conclusão desta matriz (itens 3.2.1 ao 3.2.8).

#### 3.1.1 Voz do Consumidor

As necessidades dos consumidores são tipicamente obtidas em entrevistas qualitativas. Estas desenvolvem e identificam as necessidades em linguagem informal. Tipicamente cada necessidade é uma frase curta. Aqui é importante a proximidade com linguagem própria ao consumidor.

Cada item da Voz do Consumidor deve possuir um grau de importância. Este pode ser: grande, médio ou pequeno. O programa permite associar valores numéricos a cada grau de importância.

O programa irá auxiliar nos vários passos da execução, armazenando as informações necessárias em bancos de dados. A determinação da Voz do Consumidor deve seguir os seguintes passos:

- Planejamento;
- Interação com os consumidores;
- Desenvolver uma imagem do consumidor;
- Tornar as necessidades claras;
- Selecionar vozes expressivas;
- Estruturar as necessidades;
- Caracterizar as necessidades dos consumidores.

Após a realização destes passos a Voz do Consumidor estará determinada. O programa apresentará os dados da Voz do Consumidor nas linhas indicadas na figura 2.

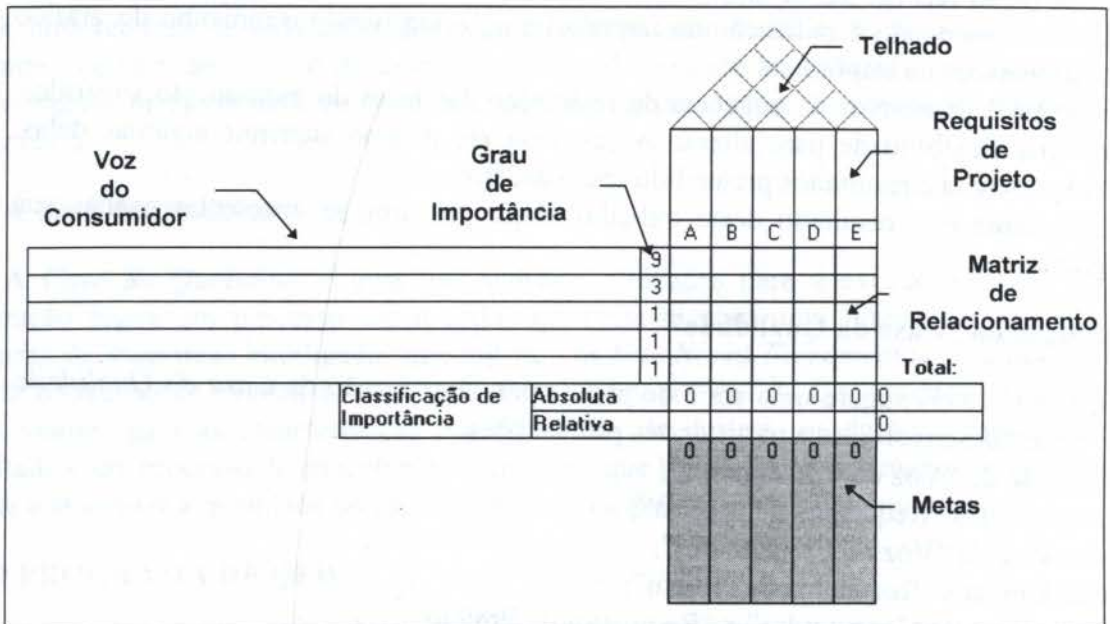


Figura 2 Regiões da Casa da Qualidade

### 3.1.2 Requisitos de Projeto

Os requisitos de projeto refletem as características que os consumidores esperam encontrar no novo produto, sendo uma tradução das necessidades dos consumidores na linguagem da empresa. O programa armazena os itens de Requisitos de Projeto nas colunas indicadas na figura 2.

Para sua obtenção, os seguintes passos devem ser seguidos:

- Desenvolver as expectativas do produto;
- Organizar os Requisitos de Projeto;
- Definir os testes para os Requisitos de Projeto.

### 3.1.3 Relacionar Voz do Consumidor x Requisitos de Projeto

O relacionamento dos itens da Voz do Consumidor e Requisitos de Projeto serão apresentados na região indicada como Matriz de Relacionamento da figura 2. Esta indicará o grau de relacionamento dos itens, podendo ser: fortemente relacionados, relação média ou fracamente relacionados. Cada grau de relacionamento assume um valor numérico determinado pelo usuário.

Após o preenchimento da matriz o programa avalia a fidelidade das relações. As seguintes posições são verificadas:

- ◇ Cada linha deve conter pelo menos uma relação forte, caso contrário é aconselhável rever os Requisitos de Projeto. Não é correto deixar algum item da Voz do Consumidor sem resposta da engenharia;
- ◇ O mesmo procedimento deve ser tomado com linhas vazias;
- ◇ Uma matriz muito preenchida significa erros de compreensão ou ambigüidades.



### 3.1.4 A percepção do consumidor

Neste item é realizada uma avaliação competitiva dos consumidores. Para cada item da Voz do Consumidor deve-se realizar um *Benchmarking* competitivo. O ideal é a comparação com um líder de mercado para aquele item, e mais um ou dois produtos semelhantes.

Este é o primeiro módulo de *Benchmarking* e encontra-se em fase de implantação.

### 3.1.5 Avaliação dos competidores;

Para a avaliação dos competidores deve-se realizar testes técnicos competitivos. Compara-se o produto próprio com os competidores, com relação aos requisitos técnicos. Os testes definidos anteriormente no item 3.2.2. serão realizados aqui.

Este é o segundo módulo de *Benchmarking* e encontra-se em fase de implantação.

### 3.1.6 Correlação dos Requisitos de Projeto;

Estas são conhecidas também como “telhado” da *Casa da Qualidade*. Para completar a matriz de correlação, deve-se verificar as correlações existentes entre cada item das expectativas de projeto. Estas serão de ordem qualitativa, divididas entre:

- ◇ *Forte Negativa*: os itens são fortemente relacionados e inversamente proporcionais;
- ◇ *Negativa*: os itens são inversamente proporcionais;
- ◇ *Positiva*: os itens são fortemente relacionados e diretamente proporcionais;
- ◇ *Forte Positiva*: os itens são diretamente proporcionais.

### 3.1.7 Planejamento

- Cálculo da importância das expectativas:

Cálculo da importância relativa e absoluta. Sendo que

$$\text{importância relativa} = \sum P_i * V_i$$

onde:

i = número da linha

P<sub>i</sub> = Peso da linha i

V<sub>i</sub> = Valor do relacionamento da linha i

### 3.1.8 Determinação das Metas

A determinação das metas irá concluir a primeira parte da *Casa da Qualidade*. Para sua correta determinação deve-se escolher os valores das expectativas de projeto que irão responder corretamente as necessidades apresentadas pela Voz do Consumidor.

Aqui deve-se estabelecer também os limites de operação, isto é, definir os intervalos onde as necessidades do consumidor será atendida. Estes podem ser do tipo nominal - “O valor x é ideal”, ou restritivo - “Deve apresentar valor maior que y” ou “Nunca deverá ser ultrapassado o valor z”.

Estes valores devem ser competitivos, pois a satisfação plena do cliente pode tornar o produto inviável do ponto de vista econômico e possuir uma linguagem comum a empresa, pois estes dados serão lidos por vários setores com culturas diferentes e muitas vezes por pessoas que não participaram da elaboração da *Casa da Qualidade*.

#### 4. CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

A meta deste trabalho foi o desenvolvimento de um programa computacional com finalidade didática, visando uma melhoria do ensino de projeto para alunos de graduação. No entanto, os resultados vão além das proposições iniciais. O protótipo aqui apresentado tem aplicações amplas, sua utilização é possível em todos os campos de aplicação do QFD.

O programa apresentado se caracteriza como um protótipo. Testes para sua validação estão sendo realizados, surgindo a oportunidade para trabalhos futuros ligados ao produto.

Devido a suas características computacionais o programa permite a criação de novos módulos que podem ser acoplados a programa. Sendo assim, é possível e desejável um contínuo aperfeiçoamento do produto.

#### 5. AGRADECIMENTOS

Quero apresentar meus agradecimentos a **Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo - FAPESP** - que financiou este trabalho.

#### 6. REFERÊNCIAS

Akao, Y. *Quality Function Deployment*, Productivity Press, Cambridge MA.,1990.

Clausing, D. *Total Quality Development*, ASME Press, N. Y., 1993.

Dean, E. B. Quality Function Deployment for Large Systems, *Proceedings of the 1992 International Engineering Management Conference*, Eatontown NJ, pp. 25-28, October, 1992.

Machado, C. *Estudo sobre a Metodologia e Morfologia do Processo-de Projeto Mecânico*, São Paulo: Unicamp, dissertação de mestrado, 1997.

Ogliari, A. et al. Implementação Computacional do Processo de Concepção de Produtos Utilizando Análise Orientada a Objetos e Sistemas Especialistas. *Anais do XIII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, 1995.

Reich, Y. (a) AI-Supported Quality Function Deployment, *Proceedings of the fourth International Workshop on Artificial Intelligence in Economics & Management*, 1995.

Reich, Y. (b) Computational Quality Function Deployment is Knowledge Intensive Engineering, *Proceedings of KIC-1, IFIP WG 5.2 Helsinki*, september, 1995.

Sanches, S. M. et al. Quality by Design, *Concurrent Engineering: Automation, Tools, and Techniques*, John Wiley & Sons, Inc., pp. 235-286, 1993.

Sullivan, L. P. *Quality Function Deployment*, Quality Progress, June, 1986.



PAPER CODE: COB451

**DETERMINAÇÃO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE  
ESFORÇOS DINÂMICOS EM BOMBAS INJETORA  
DISTRIBUIDORA DIESEL / THEORETICAL AND EXPERIMENTAL  
ANALYSIS OF DYNAMIC STRAINS IN DIESEL FUEL INJECTION PUMPS**

I. F. Santos &amp; A. Teixeira Neto

*Dep. de Projeto Mecânico, Fac. de Engenharia Mecânica - UNICAMP  
CEP 13083-970 Campinas, Brasil - E-mail: ilmar@dpm.fem.unicamp.br*

**Abstract**

In this work the driving shaft of an injection pump is modeled as a flexible rotor using the Finite Element Method. Strains acting on the shaft due to each one of the mechanisms that are coupled to it (driving gear, hydrodynamic bearings, vane type pump, regulator gear and cam) are extensively studied so that the mathematical model faithfully reproduces the dynamic loadings of the injection pump. Theoretical and experimental analysis are conducted in three distinct operating conditions: injection pump operating at 2600 rpm, 2000 rpm, and 1500 rpm. The driving torque and the loading of hydrodynamic bearings, obtained by means of experimental mechanical tests, are used as parameters for comparisons.

**Keywords**

método dos elementos finitos, diferenças finitas, rotores - dinâmica, modelos matemáticos. finite element method, finite difference method, dynamics, mathematical modelling.

**1. INTRODUÇÃO**

A bomba injetora é um dispositivo mecânico que tem como função o fornecimento de combustível para os diversos cilindros do motor de combustão Diesel. Sua característica principal é a distribuição do combustível para cada um dos cilindros de forma a satisfazer uma condição ótima de combustão.

A determinação das curvas características de torque de acionamento e cálculo dos esforços máximos exercidos sobre os mancais hidrodinâmicos são etapas imprescindíveis não só no projeto da bomba injetora mas também no estudo de cada uma de suas aplicações em motores de combustão Diesel. Assim, cada vez que é proposta a aplicação de uma bomba injetora num motor de combustão, são realizados ensaios mecânicos que visam a obtenção destes parâmetros.

Tendo em vista a complexidade e o tempo gasto com estes ensaios mecânicos, e ainda os recentes avanços tecnológicos na área de informática, surgiu o interesse do desenvolvimento de um aplicativo que simule, via computador, o comportamento dinâmico do eixo de

2274



acionamento da bomba injetora, possibilitando estimar os esforços a cada aplicação ou alteração de projeto.

O objetivo deste trabalho é a modelagem matemática do eixo de acionamento da bomba injetora. Assim, definida uma aplicação da bomba injetora e seus parâmetros operacionais (rotação do motor, fluxo Diesel e níveis de pressão internos da bomba), um modelo matemático é desenvolvido com o intuito de obter o comportamento dinâmico do eixo de acionamento da mesma. Estes resultados são comparados com aqueles obtidos nos ensaios experimentais, possibilitando conclusões sobre a viabilidade de simulação do comportamento dinâmico efetivo do eixo de acionamento da bomba injetora.

## 2. FUNCIONAMENTO E DESCRIÇÃO DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS

A bomba injetora é acionada pelo motor Diesel através de uma engrenagem helicoidal. A rotação da bomba é a metade da rotação do virabrequim do motor, ou seja, a bomba injetora é acionada com a rotação do eixo do comando de válvulas. Seu desenho esquemático é mostrado na fig. 1.

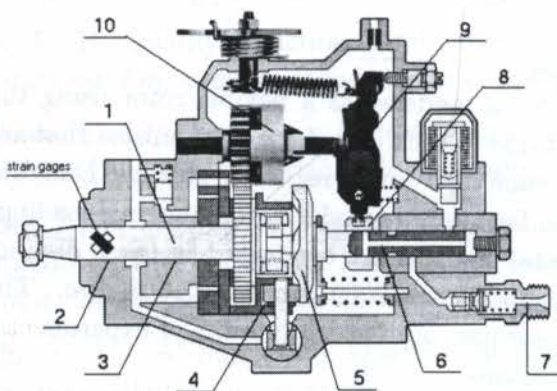


Fig 1 - Bomba injetora distribuidora Bosch tipo VE.

O movimento do conjunto de alavancas influencia a posição da bucha reguladora da bomba, que determina a quantidade de combustível para a injeção nos diversos cilindros do motor. Atrás do eixo de acionamento encontra-se o suporte de roletes (elemento 4). Através do came de comando (elemento 5), que se apóia nos roletes, é gerado um movimento de elevação, que é transmitido ao pistão distribuidor (elemento 6). O eixo de acionamento é responsável pela rotação do pistão distribuidor, possibilitando a distribuição do combustível às diversas saídas da bomba (elemento 7).

A transmissão do movimento rotativo do eixo de acionamento para o sistema formado pelo pistão distribuidor mais o came de comando dá-se através de uma cruzeta, como mostrado na fig. 2. É interessante observar que esta construção permite que o eixo de acionamento não apresente movimento axial. Este movimento é portanto gerado pela rotação do came de comando em relação aos roletes, que permanecem fixos à carcaça.

Os ensaios experimentais tem como objetivo a obtenção da curva característica de torque de acionamento da bomba injetora. Para tanto, emprega-se um eixo de acionamento com extensômetros adaptados.





Fig 2 - Transmissão do movimento rotativo através da cruzeta.

Os pares de extensômetros encontram-se em posições opostas na direção do diâmetro do eixo. Estes são ligados em uma ponte de Wheatstone de forma a eliminar a influência dos esforços devidos à flexão.

### 3. MODELAGEM MATEMÁTICA

O Método dos Elementos Finitos é empregado na construção de um modelo para o eixo de acionamento que possibilite o estudo do comportamento dinâmico da bomba injetora. Baseado em Nelson and McVaugh (1976) são desenvolvidos elementos de disco e de eixo. Os elementos de disco são desenvolvidos a partir da equação da energia cinética de um disco genérico. Os elementos de eixo são construídos a partir das equações das energias cinética e potencial de um eixo genérico. Pelo fato de considerarem os efeitos de flexão e torção do rotor, os nós que compoem tais elementos apresentam cinco graus de liberdade:  $v$  e  $w$ , que representam, respectivamente, os deslocamentos nas direções  $Y$  e  $Z$ ;  $\beta$  e  $\Gamma$ , que representam as rotações em torno das direções  $Y$  e  $Z$ ; além de  $\gamma$ , que representa a perturbação sobre a rotação constante  $\phi$  do eixo de acionamento na direção  $X$ .

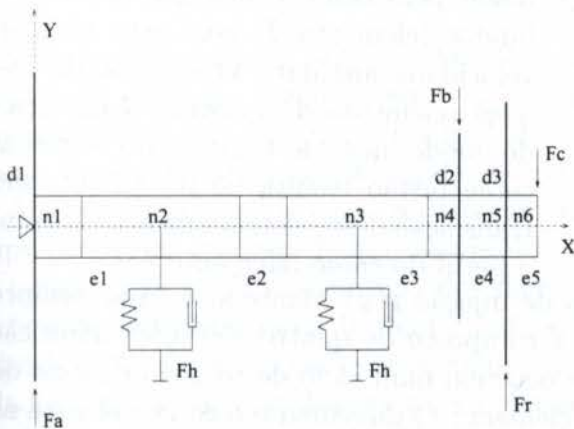


Fig 3 - Discretização do eixo de acionamento.

A engrenagem de acionamento  $d_1$  é representada por um elemento de disco associado ao nó  $n_1$  do modelo. O carregamento responsável pelo acionamento do eixo é indicado por  $F^a$ . A bomba de palhetas  $d_2$  é representada por um elemento de disco associado ao nó  $n_4$  do modelo. O carregamento devido à bomba de palhetas é indicado por  $F^b$ . A engrenagem do regulador  $d_3$  é representada por um elemento de disco associado ao nó

O eixo de acionamento com os extensômetros é montado na bomba injetora e o sinal é transmitido, através de um anel coletor em 4 pistas, para o conjunto amplificador mais osciloscópio. São empregados quatro extensômetros para a medição dos esforços de torsão. Dois à dois, eles são montados com 90 graus entre si e com 45 graus com relação à direção axial, como mostrado na fig. 1.

A fig. 3 apresenta a discretização do eixo de acionamento da bomba injetora distribuidora Bosch tipo VE. O modelo discretizado do eixo apresenta seis nós, representados na figura pela letra  $n$ . Os nós  $n_i$  associam os graus de liberdade  $v_i$ ,  $w_i$ ,  $\beta_i$ ,  $\Gamma_i$  e  $\gamma_i$  às posições do modelo e servem de conexão aos elementos que os definem. Os carregamentos, representados na figura pela letra  $F$ , possuem componentes em cada uma das direções definidas pelos graus de liberdade. A indicação dos carregamentos  $F$  têm como único objetivo associar os esforços dos mecanismos aos respectivos nós de aplicação.



$n_5$  do modelo. O carregamento devido à engrenagem do regulador é indicado por  $F^r$ . O modelo discretizado do eixo de acionamento apresenta ainda cinco elementos de eixo indicados por  $e_i$ . Os carregamentos dos mancais hidrodinâmicos são indicados por  $F^h$  e aplicados aos nós  $n_2$  e  $n_3$ . O carregamento devido ao came, associado ao nó  $n_6$ , é indicado por  $F^c$ . O modelo global do eixo de acionamento é representado pela eq.(1),

$$[M]\{\ddot{q}\} + [G]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{Q\}, \quad (1)$$

onde  $[M]$ ,  $[G]$  e  $[K]$  representam as matrizes de massa, amortecimento e rigidez;  $\{q\}$  é o vetor dos graus de liberdade e  $\{Q\}$  é o vetor dos carregamentos. Os modelos matemáticos dos esforços são geralmente aplicados às suas posições respectivas do vetor  $\{Q\}$ . Porém, os carregamentos dos mancais hidrodinâmicos e os esforços de acionamento constituem exceções, que serão explicadas com detalhe ao longo desta seção, e são aplicados no lado esquerdo da eq.(1).

O modelo matemático empregado para o carregamento devido à bomba de palhetas é desenvolvido à partir de Stewart (1986). Já o modelo para a representação dos esforços da engrenagem do regulador é aquele apresentado por Krstich (1994). Ambos os modelos são designados qualitativos devido às simplificações que lhes cabem. Entretanto, a ordem de grandeza do esforço torcional devido ao came é aproximadamente vinte vezes superior àquelas dos esforços da bomba de palhetas e da engrenagem do regulador, sendo o esforço devido ao came o grande responsável pelo comportamento dinâmico do eixo de acionamento, Neto (1996).

A fig. 4 ilustra o funcionamento do sistema de cames da bomba injetora.

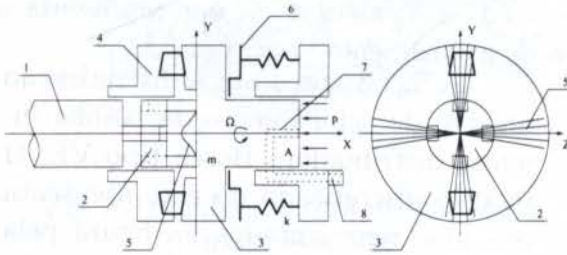


Fig 4 - Esquema do came.

O eixo de acionamento (elemento 1) gira com velocidade angular  $\Omega$  constante e, através da cruzeta (elemento 2), provoca a rotação do sistema formado pelo came e pelo pistão distribuidor (elemento 3) com esta mesma velocidade angular. O suporte de roletes (elemento 4) é fixado à carcaça, de modo que, a rotação do sistema came/pistão resulta no movimento de translação deste sistema de acordo com o perfil do came (elemento 5).

O prato de molas (elemento 6) e a pressão de injeção  $p(\phi)$  mante'm o came sempre em contato com os roletes. O perfil do came é composto de quatro elevações idênticas que são responsáveis pelas quatro injeções que ocorrem num ciclo de rotação do eixo de acionamento, e o canal do pistão distribuidor (elemento 7) direciona o óleo Diesel para as saídas da bomba (elemento 8). Pode-se definir a função  $f(\phi)$  do perfil do came na linha de contato rolete/came. Deve-se observar que o ângulo  $\phi$  da rotação do eixo na direção  $X$  é dado por  $\phi = \Omega t$ . Na modelagem dos esforços do came existe a necessidade do equacionamento da derivada segunda da função do perfil do came  $\frac{d^2 f(\phi)}{d\phi^2}$ . Por isto optou-se pela interpolação, segundo uma função spline cúbica, de alguns pontos específicos  $f_i(\phi_i)$  tomados sobre o perfil do came.

A força  $F_X^c$  do came na direção  $X$  apresenta quatro termos distintos como é mostrado na eq.(2). O primeiro termo,  $F_{X_0}^c$ , diz respeito à pré-compressão do prato de molas e o segundo, à compressão dinâmica do mesmo que ocorre durante a operação da bomba. A



rigidez do prato de molas é indicada por  $k^c$ . O terceiro termo está relacionado à força para a translação do sistema came/pistão e a massa do mesmo é representada por  $m^c$ . O último termo diz respeito à força causada pela pressão de injeção  $p(\phi)$ , e  $A^c$  é a área da secção do pistão. Assim, a pressão de injeção  $p(\phi)$ , tomada experimentalmente, também é dado de entrada para o cálculo da força  $F_X^c$ .

$$F_X^c = -F_{X_0}^c - k^c f(\phi) - m^c \Omega^2 \frac{d^2 f(\phi)}{d\phi^2} - A^c p(\phi) \quad (2)$$

Finalmente, o momento tursor  $M_X^c$  do sistema de cames que atua sobre o eixo de acionamento depende ainda do atrito com o prato de molas. Este esfoço é expresso pela eq.(3), onde  $R_p^c$  é o raio da circunferência de contato do prato de molas com o came,  $\nu^c$  é o coeficiente de atrito dinâmico e a expressão para  $F_X^c$  é apresentada na eq.(2).

$$M_X^c = F_X^c \left( \frac{df(\phi)}{d\phi} + \nu^c R_p^c \right) \quad (3)$$

O modelo dos esforços da engrenagem helicoidal de acionamento é desenvolvido a partir de Dudley (1962) e apresenta componentes em cada um dos graus de liberdade do nó 1 do modelo matemático do rotor. Todas estas componentes podem ser expressas como função do torque de acionamento  $M_X^a$  da engrenagem helicoidal que, a princípio, não é conhecido. Entretanto, o grau de liberdade  $\gamma_1$ , referente à perturbação sobre a rotação do eixo na direção  $X$ , encontra-se travado (o nó 1 é a referência para a deformação torsional do eixo de acionamento). A equação de movimento do grau de liberdade  $\gamma_1$  pode ser descrita pela eq.(4), onde  $\langle M_{\gamma_1} \rangle$  representa a linha da matriz  $[M]$  referente ao grau de liberdade  $\gamma_1$ , e assim sucessivamente.

$$\langle M_{\gamma_1} \rangle \{ \ddot{q} \} + \langle G_{\gamma_1} \rangle \{ \dot{q} \} + \langle K_{\gamma_1} \rangle \{ q \} = M_X^a \quad (4)$$

Empregando-se a eq.(4), os esforços de acionamento podem ser equacionados como funções de  $(\ddot{q}, \dot{q}, q)$ . Sendo assim, estes esforços não são dispostos no vetor  $\{Q\}$  dos carregamentos; eles são aplicados no lado esquerdo da eq.(1), alterando as matrizes de massa, de amortecimento e de rigidez do eixo de acionamento.

Modelos linearizados para os carregamentos devidos aos mancais hidrodinâmicos são empregados nas análises dinâmicas visando uma melhor performance no que diz respeito ao tempo para os processamento dos dados. Someya (1989) apresenta tabelas para os coeficientes adimensionais de rigidez e de amortecimento para diversos tipos de mancais hidrodinâmicos. As rigidezes e os amortecimentos dos mancais hidrodinâmicos são calculados para cada uma das condições operacionais da bomba injetora, uma vez que são funções da velocidade angular  $\Omega$  e do carregamento máximo  $W$  do eixo de acionamento, alterando as matrizes de amortecimento e de rigidez do eixo de acionamento.

Para a solução da equação de movimento do modelo do eixo de acionamento no domínio do tempo, emprega-se o Método das Diferenças Finitas. Partindo-se da condição inicial definida na eq.(5), a solução é obtida empregando-se a sequência de passos, apresentada na eq.(6), iterativamente.

$$\{q\}_0 = [K]^{-1} \{Q\}_0 \quad \{\dot{q}\}_0 = \{0\} \quad \{\ddot{q}\}_0 = \{0\} \quad (5)$$



$$\begin{cases} \{q\}_{i+1} = \left(\frac{[M]}{\Delta t^2} + \frac{[G]}{2\Delta t}\right)^{-1} \left\{ \{Q\}_i + \left(\frac{2[M]}{\Delta t^2} - [K]\right) \{q\}_i + \left(\frac{[G]}{2\Delta t} - \frac{[M]}{\Delta t^2}\right) \{q\}_{i-1} \right\} \\ \{\dot{q}\}_i = \frac{\{q\}_{i+1} - \{q\}_{i-1}}{2\Delta t} \\ \{\ddot{q}\}_i = \frac{\{q\}_{i+1} - 2\{q\}_i + \{q\}_{i-1}}{\Delta t^2} \end{cases} \quad (6)$$

#### 4. RESULTADOS TEÓRICO-EXPERIMENTAIS

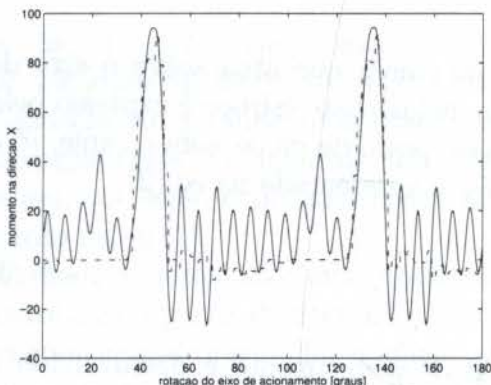


Fig 5 - Torques de acionamento [Nm] teórico e experimental - 2600 rpm.

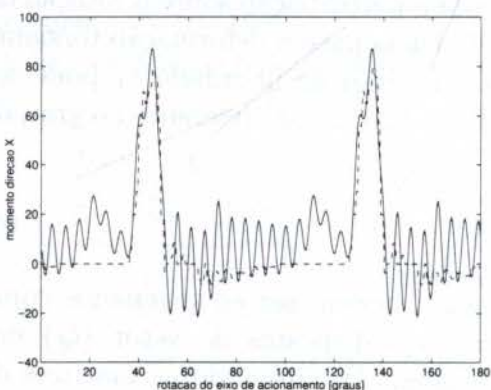


Fig 6 - Torques de acionamento [Nm] teórico e experimental - 2000 rpm.

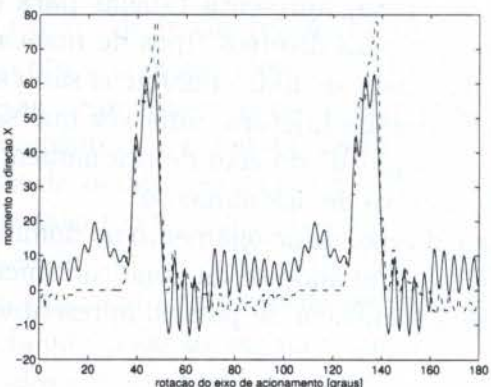


Fig 7 - Torques de acionamento [Nm] teórico e experimental - 1500 rpm.

Os resultados dos modelos são estudados para três condições operacionais pré-definidas: funcionamento da bomba injetora à 2600 rpm, à 2000 rpm e à 1500 rpm.

A tab.(1) apresenta o carregamento  $W$  máximo dos mancais hidrodinâmicos para cada condição operacional. Os valores  $W_{exp}$  dos carregamentos máximos obtidos através dos ensaios experimentais também são apresentados.

Observa-se uma melhor concordância dos resultados teóricos e experimentais para a rotação do eixo de acionamento referente à operação da bomba injetora à 2600 rpm. O erro máximo dos carregamentos dos mancais hidrodinâmicos, -25.5 %, é aceitável para a modelagem de sistemas dinâmicos com este grau de complexidade.

As fig. 5, 6 e 7 apresentam as curvas teóricas e experimentais obtidas para o torque  $M_X^a$  de acionamento, em cada uma das condições operacionais estudadas, para dois ciclos de injeção, ou seja, 180° de rotação do eixo. As curvas teóricas são apresentadas por linhas contínuas e, as experimentais, por linhas tracejadas.

Nenhum modelo de dissipação de energia foi introduzido no modelo matemático, pensando-se do ponto de vista dos movimentos torcionais do eixo. Por isso, observa-se um comportamento transiente nas curvas teóricas das figuras 5, 6 e 7.

A tab.(2) compara as amplitudes de variação  $\Delta M_X^a$  dos torques de acionamento teóricos e experimentais. Observa-se que o erro máximo do torque de acionamento, +22.4 %, ocorre para o funcionamento da bomba injetora com velocidade angular referente à 2600 rpm.



Tab 1 - Esforços máximos dos mancais hidrodinâmicos.

$\Omega$	2600 rpm	2000 rpm	1500 rpm
$W_{teo}$	3782 N	3125 N	2272 N
$W_{exp}$	3738 N	3637 N	3049 N
erro	+1.2 %	-14.1 %	-25.5 %

Tab 2 - Amplitudes do torque de acionamento e comparações teórico-experimentais.

$\Omega$	2600 rpm	2000 rpm	1500 rpm
$\Delta M_{X_{teo}}^a$	121.20 Nm	108.76 Nm	75.87 Nm
$\Delta M_{X_{exp}}^a$	99.00 Nm	91.00 Nm	86.00 Nm
erro	+22.4 %	+19.5 %	-11.8 %

## 5. CONCLUSÃO

Observa-se claramente que a solicitação do eixo de acionamento é maior para as altas rotações. Destaca-se aqui que o modelo desenvolvido reproduz com fidelidade o comportamento do torque de acionamento da bomba injetora em função de uma dada pressão trabalho e velocidade angular de rotação do eixo de acionamento, ou seja, em função de uma dada aplicação.

Os resultados teóricos obtidos apresentam boa concordância numérica com as medições experimentais, considerando-se as simplificações adotadas e o grau de complexidade do sistema mecânico em estudo. Estas observações vem ratificar a viabilidade da modelagem matemática como opção para o estudo do comportamento do eixo de acionamento da bomba injetora distribuidora Bosch tipo Ve.

## 6. BIBLIOGRAFIA

- DUDLEY, D. W., *Gear Handbook*, McGraw-Hill Book Company, 1962.
- KRSTICH, A. M., Derivation of General Formulas of Torques, Moments and Train Values for Standard N-Gear Train by Means of Moment of Force, Long Beach, International Journal of Vehicle Design, v.15, n.1-2, p.45-57, 1994.
- NELSON, H. D., McVAUGH, J. M., The Dynamics of Rotor-Bearing Systems Using Finite Elements, Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME, v.5, p.593-600, 1976.
- NETO, Alessandro Teixeira. *Modelagem Dinâmica do Eixo de Acionamento da Bomba Injetora Distribuidora BOSCH Tipo VE - Teoria e Experimento*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Unicamp, 1996. Master Thesis (in Portuguese).
- SOMEYA, T., *Journal-Bearing Databook*, Heidelberg, Springer-Verlag Berlin, 1989.
- STEWART, H. L., *Pumps*, New York, Macmillan Publishing Company, 1986.

PAPER CODE: COB219

## FILOSOFIA DE PROJETO E AVANÇO TECNOLÓGICO NO DIMENSIONAMENTO DOS EQUIPAMENTOS ELETROMECÂNICOS PARA A EXPANSÃO DA UHE TUCURUÍ

Mário Dias Miranda, José Adalberto Lage Calainho, Carmo Gonçalves e Wandyr Ferreira  
ELETRONORTE - Superintendente de Expansão da Geração – Tel: (061) 212-6042 / 212-5753  
SCN-Q. 06-Conj. A- Bl. B, Sala 506 – Brasília-DF – CEP 70710-000 – Fax: (061) 321-3958

### Abstract

This work has the finality to show the project's philosophy, calculation methods and the achieved results on the design of TUCURUI Hydropower Station, second stage construction, composed by 11 (eleven) generation units (Francis Turbine with vertical shaft 382 MW per unit and Generator with 395 MVA per unit) and also to show the technologic advances obtained comparing its results with the 12 (twelve) units (Francis Turbine with vertical shaft a 320 MW per unit, and Generator with 350 MVA per unit), operating since 1984 and the cost reduction due to the use of some equipments installed in the first stage construction as: overhead travelling crane, travelling crane, trashrack machine, etc.

### Keywords

Turbina Francis, Tucuruí, Evolução Tecnológica, Estado da Arte - Projeto.

### 1. INTRODUÇÃO

A UHE Tucuruí, está situada no rio Tocantins, no Estado do Pará a 300 km de Belém, e pertence à ELETRONORTE.

A ELETRONORTE assumiu a responsabilidade dos estudos de inventário do rio Tocantins e da viabilidade da UHE Tucuruí em 20/06/1973, na época de sua criação, a qual foi inaugurada em 22/11/1984.

Para o dimensionamento das Turbinas Hidráulicas da 1<sup>a</sup>. Etapa, foram considerados os seguintes parâmetros:

- Nível máximo Máx. do reservatório: 74,00 m;
- Nível máximo normal do reservatório: 72,00 m;
- Nível mínimo normal do reservatório: 58,00 m;
- Nível mínimo excepcional: 51,60 m;
- Variação do nível jusante: 3,96 a 24,50 m;
- Perdas estimadas: 1,00 m;



- Queda mínima normal líquida: 51,40 m;
- Queda mínima excepcional de operação: 45,00 m.

O dimensionamento levou à instalação de 12 unidades geradoras principais de 330 MW cada, composta por turbinas Francis de eixo vertical, com diâmetro de saída do rotor de 8150 mm, com comando das palhetas diretrizes feito diretamente por meio de 26 servomotores (um servomotor para cada palheta diretriz do distribuidor) e rotação síncrona de 81,82 rpm, e Geradores principais com potência de 350 MVA, tensão nominal de 13,8 kV, fator de potência 0,95 e  $GD^2$  do Rotor de 170.000 t.m<sup>2</sup>.

Também foram instaladas duas unidades auxiliares com queda nominal de 60,80 m, rotação de 327,27 rpm e potência nominal no eixo da turbina de 20,5 MW.

As unidades existentes fornecem energia elétrica para os estados do Pará, Maranhão e Tocantins e ainda permite o intercâmbio de energia com a CHESF.

A expansão da Casa de Força da UHE Tucuruí, possibilitará a expansão do fornecimento de energia para os sistemas elétricos Norte-Nordeste e Sul-Sudeste-Centro-Oeste, o que trará grandes benefícios ao País em virtudes de fluxos energéticos sazonais, devido a diversidade hidrológica das regiões, o que proporcionará uma operação otimizada dos reservatórios das usinas. Após a realização dos estudos hidrotécnicos e das simulações energéticas, foram definidos os seguintes parâmetros abaixo discriminados, necessários para a definição e otimização dos equipamentos eletromecânicos:

- Potência final a Instalar - 4125 MW;
- Potência nominal da unidade geradora – 395 MVA;
- Queda de referência das turbinas - 61,7 m;
- Curva chave do canal de fuga;
- Máxima depleção do reservatório;
- Número de unidades a instalar 11.

O projeto envidou esforços no sentido de manter a elevação do piso do gerador, para evitar degraus entre as duas Casas de Força, o que também alteraria o curso do gancho da ponte rolante e dificultaria a utilização da área de montagem existente.

A experiência adquirida da operação das unidades existentes, somado aos estudos realizados para a expansão da UHE Tucuruí, possibilitaram a realização de um arranjo mais econômico para a configuração complementar, onde foram possíveis otimizações significativas na concepção dos equipamentos eletromecânicos.

Para chegar à alternativa de motorização selecionada, foram realizados estudos de alternativas, com 8, 9, 10, 11 e 12 unidades, com rotações síncronas variando de 78,26 à 85,72 rpm e diferentes níveis de potências.

Após os estudos realizados, definiu-se como a alternativa mais atrativa, e que apresentou o melhor custo benefício, a de 11 unidades geradoras com potência ativa unitária de 375 MW.

Foi definida como queda de referência da turbina 61,7m; para qual a turbina fornecerá uma potência de 382 MW em seu eixo.

## **2. OTIMIZAÇÕES INCORPORADAS NA MOTORIZAÇÃO DE 13 A 23 (2ª ETAPA)**

A construção, montagem e operação das unidades existentes (grupos de 1 a 12), permitiram incorporar otimizações de vulto na concepção dos equipamentos eletromecânicos para a 2ª etapa, cujos principais fatores são citadas abaixo:

- A atualização do estado da arte das turbinas hidráulicas;



- O projeto de um perfil mais esbelto para os condutos forçados, o que eliminou uma das curvas existente no Conduto anterior reduzindo o volume de concreto e diminuindo o comprimento do conduto em 4,0 m, que em virtude do incremento da vazão, teve seu diâmetro aumentado em 1,0m;
- Reposicionamento da soleira da tomada d'água, cuja cota foi elevada da El. 27,00 para a El. 34,67 m, isto devido a redução da depleção, o que possibilitou o redimensionamento das comportas , comportas ensecadeiras, dispositivos de movimentação, para carregamentos menores, e a redução de concreto estrutural;
- Adoção de tomadas d'água, para água de resfriamento, independente para cada unidade, em nível mais elevado, favorecendo os sistemas de arrefecimento.

### 3. DIMENSIONAMENTO DAS UNIDADES GERADORAS

Após efetuar simulações com os métodos estatísticos de Siervo and Leva; Lugaresi and Massa; Schweiger and Gregori e Bureau of Reclamation; transposição dos modelos da UHE Água Vermelha e própria UHE Tucuruí, consultas a fabricantes Nacionais e Internacionais, foi possível definir os principais parâmetros das novas unidades geradoras, e elaborar as suas especificações técnicas.

#### 3.1 Turbinas Hidráulicas

Os principais parâmetros e filosofias de projeto definidos para as turbinas para 2ª etapa da UHE Tucuruí são os abaixo relacionados:

- Potência Nominal no eixo da turbina será de 382 MW, para a queda nominal de 61,7 m, sendo que a turbina poderá fornecer uma potência máxima de 401 MW;
- As turbinas poderão operar na faixa de quedas de 65,8 até 49,2m;
- A rotação nominal da turbina é de 81,8 rpm, o que conduz a um gerador síncrono de 88 polos, e uma velocidade específica de 292;
- Mancal de escora localizado abaixo do rotor do gerador apoiado em um cone suporte, o que diminui a altura do arranjo quando comparado com cruzeta;
- Rotor em peça única, construído na oficina do fabricante (peso estimado 270t e diâmetro de saída de 8,50m);
- Ficou a critério dos Fabricantes o fornecimento de servomotores individuais, ou variando de dois a quatro, desde que mantenham a elevação do piso do gerador na elevação 11,20 m e a linha de Centro do distribuidor não seja inferior a -1,50 m e mantenham o cone suporte;
- Estabilidade de funcionamento adequado, atendendo uma sobrevelocidade máxima igual a 45% acima da velocidade nominal e sobrepressão máxima de 30%, em caso de rejeição total de carga;
- Os rendimentos do Modelo hidráulico deverão ser convertidos para as condições do Protótipo, utilizando a fórmula abaixo, que é uma composição das IECs publicações 193 e 497, assumindo o expoente 0,16 no lugar de 0,2; que é um valor médio melhor para o range de número de Reynolds coberto por turbinas hidráulicas, conforme especificado na IEC-995 de 1991.

$$\Delta\eta = (1 - \eta_{om}) 0.7 \left[ 1 - \left( \frac{R_{eym}}{R_{cyp}} \right)^{0,16} \right] \quad (1)$$



onde:

$\Delta\eta$  = Incremento Constante de Majoração do Rendimento

$\eta_{om}$  = Rendimento Ótimo do Modelo

$R_{eym}$  = Número de Reynolds do Modelo

$R_{eyp}$  = Número de Reynolds do Protótipo

### 3.2 Geradores

Após a realização dos cálculos de dimensionamento, com a finalidade de se obter uma redução dos custos dos novos geradores e facilidades operacionais para a usina completa, ou seja, com 23 unidades, foram estabelecidas algumas premissas básicas que são:

- A elevação 11,20 do piso dos geradores deverá ser mantida;
- Gerador deverá ser manuseado com a utilização da ponte rolante existente, bem como, dos apoios existentes na área de montagem;
- Peso da peça mais pesada a ser movimentada (rotor do gerador), incluindo a viga de içamento, deverá atender o limite das duas pontes rolantes existentes que é de 1.100 t.

Os parâmetros básicos dos geradores para a expansão da usina são:

- Potência nominal de 395 MVA;
- Tensão nominal 13,8 kV;
- Fator de Potência Nominal 0,95;
- Rotação Nominal 81,8 rpm;
- Velocidade de disparo 160 rpm;
- Momento de inércia requerido 170.000 t.m<sup>2</sup>;
- Diâmetro do rotor 16,50 m;
- Diâmetro externo do extator 20,12 m;
- Peso do rotor 965 t.

### 4. COMPARAÇÃO DAS UNIDADES NOVAS COM AS UNIDADES EXISTENTES

Todas as unidades da UHE Tucuruí, passarão a operar nas condições de nível máximo do reservatório na elevação de 72,00 m e com máxima depleção operativa de 10 m, sendo portanto o nível mínimo do reservatório a elevação de 62,00 m.

A cota do nível mínimo do canal de fuga, o que define o afogamento mínimo da turbina, corresponde a 5,00 m e ocorrerá com frequência inferior a 6%.

No caso das unidades novas, o posicionamento da turbina, em relação ao nível mínimo de jusante, não foi determinado pelas condições críticas de cavitação do seu rotor, e sim para acomodar uma unidade de dimensões ligeiramente superior e manter a elevação do piso do Gerador na elevação 11,20, o que não onerou a obra uma vez que boa parte das escavações já se encontram prontas e houve um ganho de potência e aproveitamento de equipamentos existentes. Com a finalidade de poder comparar os principais parâmetros das unidades existentes, com as unidades novas, apresentam-se a seguir as Tabelas 1 e 2.

Tabela 1: Dados Comparativos das Turbinas da UHE Tucuruí

ITEM	DESCRIÇÃO	UNID.	TURBINAS EXISTENTES	TURBINAS NOVAS
01	Potência (Sob H = 61,7m)	MW	325	382 (Nominal)
02	Potência (Sob H = 64,5 m)	MW	355	401 (Máxima)
03	Vazão Sob (H = 61,7)	m <sup>3</sup> /s	580	679
04	Diâmetro do Rotor	mm	8150	8500
05	Peso do Rotor	T	232	270
06	Peso Total da Turbina	T	1650	1760
07	Rotação Síncrona	Rpm	81,82	81,82
08	Linha de Centro da Roda	m	-0,80	-1.50
09	Rendimento Máximo	%	96 (Moody)	96 (Reynolds)
10	Coefficiente de Evol. Tecnológica	-	2118	2297

Tabela 2: Dados comparativos dos Geradores da UHE Tucuruí

ITEM	DESCRIÇÃO	UNID.	GERADORES EXISTENTES	GERADORES NOVOS
01	Potência Nominal	MVA	350	395
02	Tensão	KV	13,8	13,8
03	Diâmetro do Rotor	mm	15775	16500
04	Peso do Rotor	T	920	965
05	Peso Total	T	1586	1908
06	Rotação Síncrona	Rpm	81,82	81,82
07	Fator de Potência	-	0,95	0,95

## 5. CONCLUSÃO

- Das tabelas 1 e 2, pode-se observar que as unidades novas são mais atualizadas tecnologicamente, portanto possuem rotação específica superior, entretanto estão dentro do estado-da-arte atual.
- A liberação do número de servomotores para o acionamento das palhetas diretrizes do distribuidor permitirá a participação de uma gama maior de proponentes, uma vez que servomotores individuais, ainda é um limite tecnológico.



- A evolução da instrumentação para monitoramento e controle da cavitação, a evolução do projeto hidráulico e a melhoria de materiais, permite reduzir o fator de segurança de cavitação e obter potências superiores às das turbinas antigas.
- A utilização dos equipamentos existentes, contribuirá como uma considerável redução de custo dos equipamentos eletromecânicos.
- Com a eliminação de uma das curvas do Conduto Forçado, foi possível diminuir o seu comprimento em 4,0 m e reduzir a perda de carga.
- Com a possibilidade de captação de água em cota mais alta, diminuirá os esforços hidráulicos sobre os equipamentos hidromecânicos (Comporta, Stoplogs), e equipamentos de elevação da tomada d'água.
- A utilização da fórmula de transposição de rendimento do modelo para o protótipo com o número de Reynolds, como apresentado, trará resultados de rendimentos do protótipo mais realísticos, tendo em vista, que efeitos de escalas serão considerados.

## 6. REFERÊNCIAS

Bureau of Reclamation - Selecting Hydraulic Reaction Turbines - Engineering Monograph N° 20 - 1976.

Cesp, Relatório de Ensaio de Modelo Reduzido da UHE Água Vermelha.

Eletronorte - Engevix - Themag - UHE TUCURUÍ - Relatórios Técnicos.

Kovalev N.N., "Hydroturbines Design and Construction" - Copyright-S.Monson - Jerusalem 1965.

Krivchenko, G. L. "Hydraulic Machines Turbines and Pumps" - Mir Publishers Moscow-1986.

Lugaresi, A.; Massa, A. "Trends in the Last Decade", Water Power & Dam Construction, 1987.

Metcalf, E.T., Principles of the design and operation of three - Phase Synchronuos machines Rio de Janeiro Promon.

Neyrpc, Rapport des Essais Contractuels Sur Modele Reduit, Effectues du 25 Setembre au 2 Octobre 1978.

Schweiger, F.; Gregori, I. Developments in the Design of Francis Turbines - Water Power and Dam Construction.

Siervo, F.; Leva, F. Modern Trends in Selecting and Designing Francis Turbines, Water Power & Dam Construction, 1976.

Vivier, L., "Turbines Hydrauliques et Leur Régulation - Éditions Albin Michel - Paris-1966.

Walker, J.H. Project Data for Hydroelectric Generators Water Power & Dam Construction, Part one and Part two - 1966.





PAPER CODE: COB197

**MODELAGEM E DIMENSIONAMENTO DE UMA MÁQUINA COLHEDORA DE CAFÉ POR SUÇÃO AERODINÂMICA / PHYSICAL-MATHEMATICAL MODEL ELABORATION AND PROJECT PROCESS OF A COFFEE HARVESTER MACHINE BY BY AERODYNAMIC SUCTION**

FERNANDO SILVA DE ARAÚJO PORTO (1), JOSÉ ANTONIO PERRELLA BALESTIERI (2), NAZEM NASCIMENTO (2) & MAURO MASSAYOSHI KIMURA (3)

- 1 Faculdade de Engenharia Química, FAENQUIL / DEMAR, Caixa Postal 116, Lorena SP Brasil CEP 12600-000 telefax (012) 553 3006 e.mail: ftilor@eu.ansp.br - subject: Fernando Porto.
- 2 Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, FEG/ Universidade Estadual Paulista, UNESP - Caixa Postal 205 Guaratinguetá SP Brasil CEP 12500-000 telefax (012) 532 2466 e.mail: perrella@feg.unesp.br , nazem@feg.unesp.br
- 3 Rua Agostinho Pupo 68, Mogi das Cruzes SP Brasil CEP 08730-450 telefax (011) 461-5780

**Abstract**

The high costs involved by commercialisation and operation of harvester machines currently used at coffee cultivation, the possibility of tree damages by their continuous use, and the agricultural mechanisation necessity becomes interesting the development of a simple and portable coffee (*Coffea arabica* L., *Coffea canephora* Pierre) harvester machine. This equipment should be not only able to do the fruit's crop in a shortest time than manual harvest system, but capable to operate between the coffee trees lines independently of lines space and kind of ground too. Without special exigencies of specific earthwork or appropriate line distance, the machine implementation cost should be only the acquisition price. This present work explain the problem physical-mathematical model elaboration and prototype project process.

**Keywords**

Agricultural machines, Coffee, Coffee cultivation, Harvest machine, Coffee harvest machine, Máquinas agrícolas, Café, Cultivo de café, Colheita, Colhedora.

**1. INTRODUÇÃO**

A certeza de que a mecanização da colheita é um caminho válido na procura de diminuição de custos (Ortiz-Cañavate *et all*, 1987), os elevados valores relativos à adoção de colhedoras que mecanizem o processo de derrça (*Guia Rural Teste Colheita de Café*, 1991), e a possibilidade de conseqüências danosas advindas da utilização de colhedoras que empreguem mecanismos vibratórios (Batistela Sobrinho e Matiello, 1989), tornaram atraente a possibilidade de se desenvolver uma máquina colhedora de café (*Coffea arabica* L., *Coffea canephora* Pierre) simples e portátil, capaz não só de realizar a operação de colheita do fruto em tempo menor que o demandado pelo atual processo manual, mas também habilitada a operar nos cafezais tais como se encontram hoje, independentemente do espaçamento entre as fileiras e do tipo de terreno envolvido. A questão do custo inicial seria assim minimizada tão somente à aquisição da máquina. Este presente artigo discute a metodologia e a modelagem utilizadas, e também as diversas etapas do processo de dimensionamento.

**2. REQUISITOS BÁSICOS**

2224



Tendo em vista os requisitos básicos desejáveis para esta máquina de colher frutos de café (baixo custo inicial e de operação, pequeno tamanho, peso adequado ao porte individual, capacidade de colher os frutos em diversas alturas e estágios de desenvolvimento em diferentes cultivares de cafeeiros, capacidade de colher e ensacar o fruto em um processo contínuo, grande autonomia de operação), foi considerado preliminarmente que um sistema de aspiração, em conjunto com um pequeno motor de combustão interna seria o mais adequado, uma vez que atende aos requisitos de baixo custo (não seria necessário desenvolver uma tecnologia inovadora, pois tanto sistemas de aspiração como motores de pequeno porte são equipamentos plenamente adaptáveis ao projeto, considerando seu atual estágio de produção comercial), pequeno peso e tamanho, capacidade de operar com ramos em diferentes alturas (é exigido tão somente um longo e leve bocal de sucção), autonomia e capacidade de realizar as tarefas de colheita e ensacamento em um processo contínuo (o que exige a adaptação de tecnologias já utilizadas em processos semelhantes, de grande porte, tais como as que efetuam transporte contínuo de grãos no embarque/desembarque portuário). Para se dimensionar a colhedora, foi necessário que algumas considerações fossem feitas, de modo a se criar um modelo físico/matemático simples e que, simultaneamente, fosse representativo da realidade. O esquema de uma máquina capaz de sintetizar tais requisitos está representado a seguir, na figura 1. Quanto à questão da captação contínua dos frutos, podem ser disponibilizados vários sistemas. O sistema proposto, de pás rotativas e estanques, faz com que a retirada contínua dos frutos de café do interior do *plenum* não interfira na operação de sucção, evitando que o operador seja forçado a interromper a colheita para esvaziar o depósito. O princípio de funcionamento do sistema é simples. As pás rotativas retiram os frutos continuamente do *plenum*. Por serem estanques, impedem que o ar exterior penetre por elas, mantendo no *plenum* a pressão negativa necessária para a sucção.

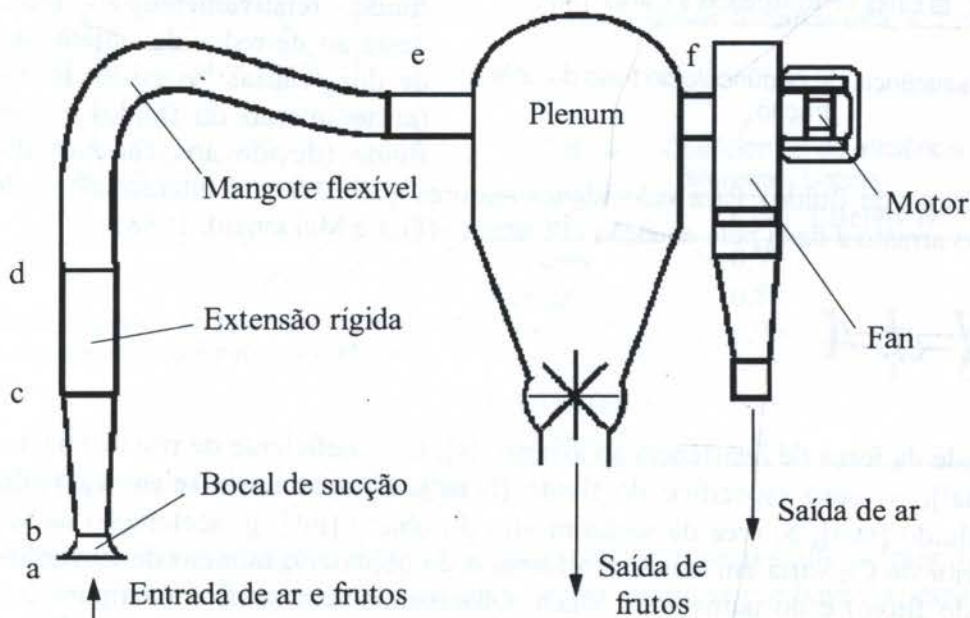


Figura 1: Esquema do protótipo de colhedora de pequeno porte para café

### 3. BOCAL DE SUCÇÃO

Para que se possa dimensionar a colhedora, é necessário que algumas considerações sejam feitas, de modo a se criar um modelo físico/matemático que seja simples, e simultaneamente, representativo da realidade. Considerando o esforço desenvolvido na ação de aspirar o fruto a partir de um estudo das forças resultantes do escoamento de um fluido incompressível ao redor de uma esfera, é possível determinar a velocidade do fluxo de ar



necessário para se deslocar um fruto de café do ramo para o bocal de sucção da colhedora, e a partir disso, ter-se uma avaliação da vazão e a potência necessária.

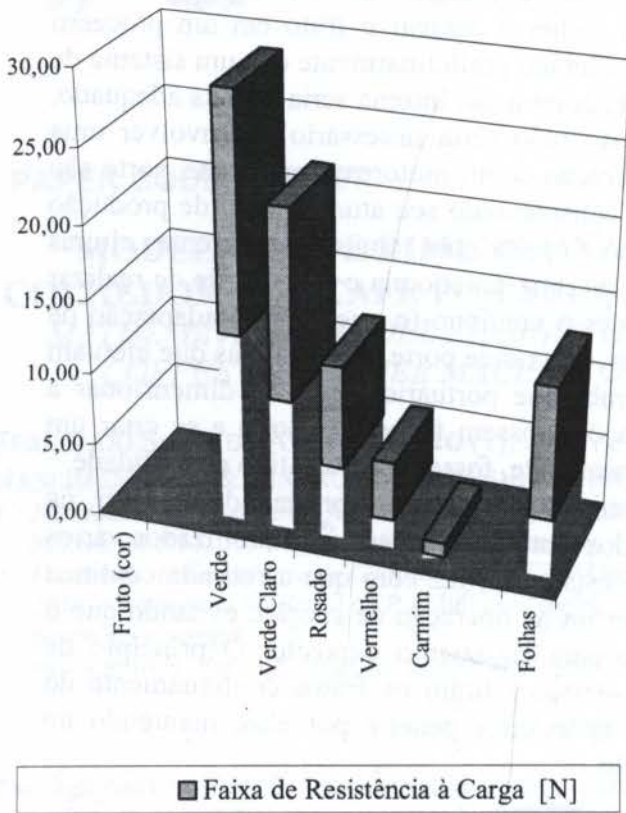


Figura 2: Resistência do pedúnculo do fruto de café à tração.

Assim sendo, considerou-se para o fruto de café a aproximação para uma esfera de 13 mm de diâmetro, e como força de tração necessária para se colher todos os frutos maduros, 4,00 N.

Para tanto, é necessário que se determine as grandezas físicas envolvidas pela questão: tamanho médio do fruto maduro de café (a chamada “cereja”), e a resistência do pedúnculo (haste que une o fruto ao ramo) à tração. Com relação ao tamanho, o *Guia Rural Plantar* indica como típicas para o fruto maduro as dimensões entre 13,4 e 14 mm. Para se obter a resistência do pedúnculo à tração, foi necessário realizar uma série de medições, das quais se obteve os resultados visualizáveis no gráfico da figura 2.

As forças que influenciam o movimento de um corpo imerso em um fluido, relativamente ao escoamento deste ao redor do objeto, decorrem de duas causas: viscosidade do fluido (atrito interno do fluido) e inércia do fluido (devido aos choques do corpo com as partículas do fluido). Para velocidades maiores que 10 m/s, a intensidade da força de resistência ao arrasto é dada pela equação (1), abaixo (Fox e McDonald, 1988):

com as partículas do fluido). Para velocidades maiores que 10 m/s, a intensidade da força de resistência ao arrasto é dada pela equação (1), abaixo (Fox e McDonald, 1988):

$$F_D = C_D \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot S \tag{1}$$

sendo  $F_D$ , intensidade da força de resistência ao arrasto [N];  $C_D$ , coeficiente de resistência ao arrasto [adimensional];  $\rho$ , peso específico do fluido [ $N/m^3$ ];  $V$ , velocidade relativa do objeto em relação ao fluido [m/s];  $S$ , área da seção mestra do objeto [ $m^2$ ];  $g$ , aceleração da gravidade [ $m/s^2$ ]. O valor de  $C_D$  varia em função do formato do objeto, do número de Reynolds (ou da velocidade do fluxo) e do número de Mach. Observando-se o gráfico na figura 2, vê-se o coeficiente de resistência ao arrasto de uma esfera em função do número de Reynolds. O número de Reynolds representa a razão entre as forças de inércia de um fluido e as forças de viscosidade deste mesmo fluido, ou seja, relaciona as características físicas do fluido com a velocidade do fluxo. O número de Mach introduz no equacionamento os efeitos da compressibilidade. Observa-se no gráfico da figura 3 a variação dos valores do  $C_D$  de uma esfera em termos do número de Reynolds e de Mach (Fox e McDonald, 1988 e Schlichting, 1968).

Calculando valores de força devido ao arrasto, para diferentes velocidades de fluxo, e utilizando o gráfico da figura 3, é possível perceber que o valor de  $C_D$  está muito próximo de



0,65 para um fluxo com velocidade da ordem de 272 m/s (Mach aproximadamente igual a 0,80 e Reynolds  $2,4 \times 10^5$ ). Estes valores indicam uma força da ordem de 3,9 N, devido ao arrasto.

O *Industrial Ventilation* indica a escolha de um bocal dotado de flange, pois a distribuição do fluxo é melhor direcionada frontalmente que a do bocal não flangeado, o que otimiza em muito o aproveitamento do ar aspirado, atingindo por igual as carreiras de frutos dispostos ao redor. A figura 4 e a tabela 1 indicam os tipos de bocais e respectivos coeficientes de eficiência. Assim, é possível concluir que a abertura tipo *Bell Mouth* ou a cônica (com ângulo entre 30 e 60°) são as mais aconselháveis para a máquina.

Para que o operador possa atingir qualquer ponto de um cafeeiro, o bocal deve ser acompanhado de um tubo rígido, de comprimento que permita esta operação. Considerando a maior altura normalmente encontrada na variedade produtiva (*Coffea arabica*), cerca de 3 m, um tubo rígido de aproximadamente 2 m é suficiente.

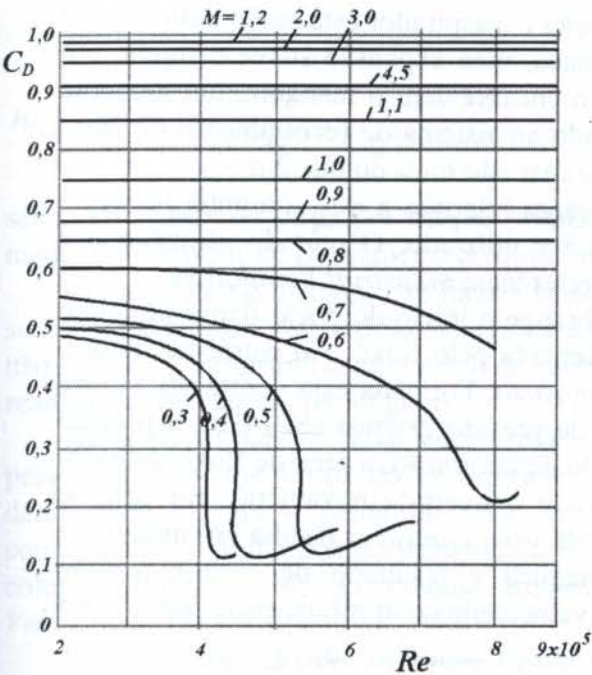


Figura 3: Coeficientes de arrasto para esferas em termos de números de Reynolds e Mach.

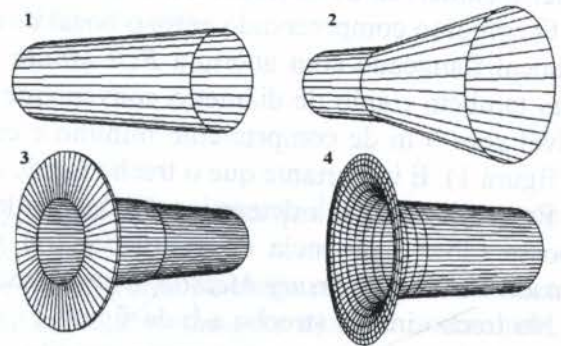


Figura 4: Tipos de bocal.: 1. simples, sem flange; 2. flange cônica; 3. flange reta; 4. bell mouth

Tabela 1: Coeficientes de eficiência para diferentes bocais.

Bocal	Coef. Eficiência
Simples	0,72
Flangeado	0,82
Cônico (30°)	0,96
Cônico (45°)	0,97
Cônico (60°)	0,96
<i>Bell Mouth</i>	0,98

#### 4. Mangote Flexível e Sistema de Aspiração

Ao se dimensionar o mangote flexível, é necessário que se ressalte a importância do acesso total do operador à qualquer ponto de um cafeeiro. Tome-se por base: (a) espaçamento máximo recomendado normalmente entre cafeeiros, o que consiste em 4 m entre fileiras e 3 m entre plantas; (b) o requisito de que o operador possa atender a pelo menos 4 pés de café sem necessitar locomover a máquina; (c) um diâmetro da copa do cafeeiro de aproximadamente 1,4 m e a altura da planta em 3 m; (d) que o operador, empunhando o tubo rígido de 2 m, atingindo o ponto superior extremo da copa no lado oposto da planta à máquina, terá a extremidade inferior do tubo à cerca de 1,60 m do solo, aproximadamente. Estas considerações todas reunidas indicam, através da geometria, que um mangote de aproximadamente 6 m seria o mínimo suficiente.



Uma vez despreendido o fruto do ramo, o fluxo deverá deslocar o fruto de peso da ordem máxima de 2 g, no interior do mangote. Considere-se que o diâmetro do mangote não deve ser muito grande pois a velocidade do fluxo decairia por demais, fazendo com que os frutos se acumulassem nos pontos mais baixos ou nas curvas mais fechadas. É indesejável também que o mangote seja de diâmetro interno muito estreito, pois a sustentação de uma alta velocidade em um trecho sujeito a curvas representa uma elevada perda de carga. Através da equação (1), verifica-se que uma velocidade na ordem de 25 m/s seria suficiente para deslocar um fruto livre que estivesse porventura paralisado no interior do mangote. É importante porém, considerar que o fruto entrará no mangote em alta velocidade, e que cabe ao fluxo tão somente mantê-lo em movimento. O *Industrial Ventilation* aconselha para a velocidade de transporte de partículas pesadas, em situações similares, o valor de 17,8 m/s. Assim sendo adotou-se 17,8 m/s como velocidade mínima requerida para o fluxo, e 25 m/s como um valor idealmente desejável para o mesmo. A partir disto pode-se verificar um determinado valor de diâmetro comercial de mangueira a uma determinada vazão em função da velocidade.

O conjunto compreendido entre o bocal de aspiração e o aspirador está então definido por um bocal flangeado com abertura *Bell Mouth* ou cônica, uma expansão suave e rígida, um trecho também rígido de diâmetro conveniente para o encaixe com o mangote, um mangote flexível com 6 m de comprimento mínimo e conectado ao sistema de recolhimento do fruto (ver figura 1). É importante que o trecho rígido deva somar não mais do que 2 m.

Procede-se então a determinação das perdas de carga relativas a este conjunto, para que se possa saber a potência do ventilador (ou *fan*) a ser utilizado. O método utilizado é o chamado *Velocity Pressure Method*, demonstrado na referência *Industrial Ventilation*.

No trecho inicial (trecho a-b da figura 1), que abrange o início do bocal flangeado até o começo da expansão, ocorre a maior resistência enfrentada pelo fluxo. Ao entrar no duto, o fluido se contrai, no fenômeno chamado de *vena contracta*. Formada esta contração, ocorre uma perda de energia primeiramente na conversão de pressão estática (SP) para a pressão dinâmica (VP). Assim que o ar ultrapassa este período de contração, a área de fluxo aumenta para encontrar o duto, e parte da pressão dinâmica é convertida novamente em pressão estática. Neste ponto, a desaceleração do ar advindo da *vena contracta* resulta em uma outra perda de energia. Observando que a pressão dinâmica é resultado de uma expressão quadrática da velocidade e que no bocal de sucção a velocidade do ar atinge entre Mach 0,6 à

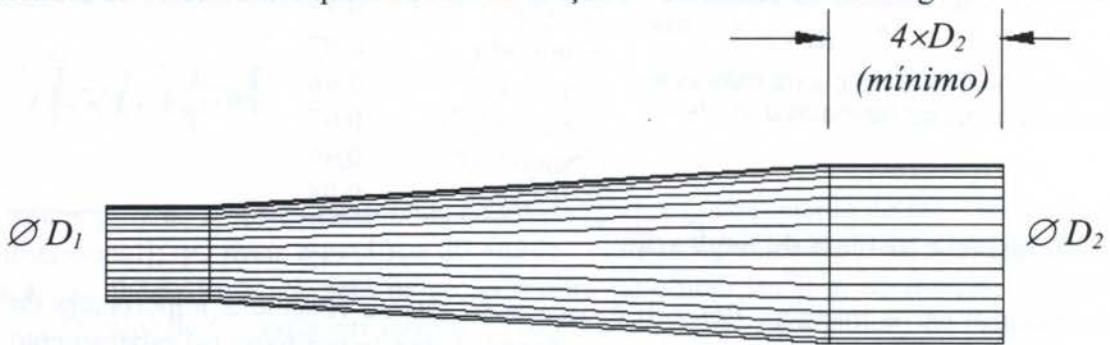


Figura 5: Expansão de duto

0,8 aproximadamente, partindo de quase zero pouco antes deste bocal, é fácil antever a ocorrência da elevada perda de energia para este trecho.

O trecho seguinte consiste de uma expansão, logo após o bocal de sucção, para que a tubulação rígida possa se adequar à mangueira flexível. Ao encontrar um duto de maior diâmetro, a área de fluxo aumenta e uma nova fração de pressão dinâmica (VP) é convertida em estática (SP). A suavidade da transição é responsável pela eficiência do processo, diminuindo as perdas promovidas pela desaceleração do fluido. Uma vez que a suavidade da



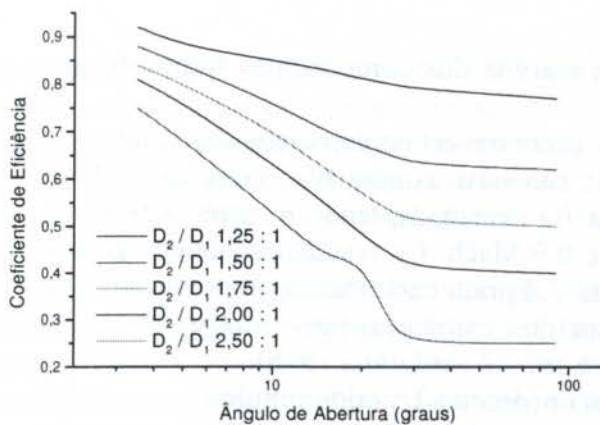


Figura 6: Coeficientes de eficiência em função do ângulo da expansão do duto.

expansão do duto é responsável pela diminuição de perdas de energia no sistema, decidiu-se fixar o ângulo desta expansão em  $3,5^\circ$  (veja figuras 5 e 6).

A mangueira flexível perfaz o trecho posterior. A rugosidade do revestimento interno do mangote é um importante fator a ser considerado. A estimativa do valor consiste em se calcular normalmente o fator de perdas por fricção ( $H_f$ ) como para um tubo limpo, redondo e de aspereza normal, e multiplicar este valor por um fator de correção apropriado (*Industrial Ventilation*, 1988), em função da rugosidade estimada e da vazão no duto:

$$H_f = 2,82506 \times 10^{-4} \times \frac{V^{0,533}}{Q^{0,612}} = \frac{0,005373}{Q^{0,079} \times D^{1,066}} \quad (2)$$

sendo  $H_f$ , perda de carga por fricção [ $\text{mmH}_2\text{O}$ ];  $Q$ , vazão volumétrica [ $\text{m}^3/\text{s}$ ];  $V$ , velocidade média do fluxo [ $\text{m/s}$ ];  $D$ , diâmetro do duto [ $\text{m}$ ].

Como o duto é flexível, não há um valor exato para a perda de carga relativa às curvas a serem consideradas. Não é possível avaliar a questão supondo o mangote totalmente enrolado, não seria real e imprimiria uma perda de carga elevadíssima ao cômputo. Uma suposição mais realista é a de 3 curvas de 90 graus.

Após o mangote, o fluxo encontrará o trecho compreendido pelo *plenum* responsável pela separação dos frutos do ar aspirado, pois estes não devem se dirigir ao aspirador, danificando-o. Para a perda de carga em termos de pressão estática neste trecho, foi considerado o valor máximo presente na literatura para sistemas similares à este, tal como coletores contínuos de pó atuando através de fluxo reverso:  $152,4 \text{ mmH}_2\text{O}$  (*Industrial Ventilation*, 1988 e Macintyre, 1988).

Sendo a exaustão do aspirador ligada diretamente ao ar atmosférico, a pressão a ser vencida por este é somente a determinada pela SP acumulada. De posse deste valor, e sabendo-se que a potência do motor é em função da vazão do aspirador e da pressão SP acumulada à ser superada, torna-se possível determinar o motor necessário ao sistema. Seja a equação abaixo (Macintyre, 1988):

$$N = \frac{Q \times SP_T}{\eta} \times 9,8114 \times 10^{-3} \quad (3)$$

sendo  $N$ , potência do motor [ $\text{kW}$ ];  $Q$ , vazão [ $\text{m}^3/\text{s}$ ];  $SP_T$ , pressão estática SP a ser vencida, [ $\text{mmH}_2\text{O}$ ];  $\eta$ , rendimento ( $\approx 0,70$ ) [adimensional].

## 5. CONCLUSÃO

Para que seja exequível saber quais componentes se aproximam do ideal, calculou-se para cada uma das opções prováveis (possíveis de serem encontradas no comércio a preço acessível) a potência e vazão mínima requeridas, variando diâmetros de bocal, dutos e



mangotes. Comparando os dados assim obtidos, a escolha dos componentes tornou-se um exercício de análise.

A partir das opções de dutos rígidos e flexíveis encontráveis no comércio, determinou-se os conjuntos possíveis de serem obtidos através da sucessiva combinação entre estes. Para cada combinação, uma seqüência de cálculo similar foi executada, tendo-se como referência para as velocidades de bocal os valores entre 0,6 e 0,9 Mach. Os resultados obtidos para a velocidade de 0,8 Mach estão reproduzidos na figura 7. Foram excluídas as combinações que resultaram em velocidades supersônicas no interior dos mangotes, pois ultrapassariam os limites impostos pelo *Velocity Pressure Method (Industrial Ventilation, 1988)*.

De posse dos dados, a escolha dos componentes obedeceu à critérios simples:

- Potência do motor: compreendida entre 3,75 a 11,22 kW (5 a 15 HP), para que a máquina seja economicamente viável, e disponível comercialmente no peso e tamanho necessários para que a colhedora seja portátil pelo operador individualmente.
- Velocidade mínima do fluxo no mangote de 17,8 m/s, e preferencialmente de 25 m/s.
- Duto do bocal: entre 19,1 a 76,2 mm (3/4 a 3 pol.), para que o fluxo da sucção possa abranger o espaço equivalente a aproximadamente um aglomerado grande de frutos de café.
- Mangote: preferencialmente de 102 ou 127 mm (4 ou 5 pol.), para diminuir perdas de carga.
- Vazão: limite superior de 1,00 m<sup>3</sup>/s, pois o preço de um aspirador acima desta capacidade atinge valores elevados.

Partindo destas premissas, chegou-se as seguintes escolhas: Potência do Motor de 5,63 kW (7,5 HP), vazão volumétrica do aspirador de 0,10 m<sup>3</sup>/s, mangote de 102 mm (4 pol.) de diâmetro, bocal de 21,5 mm (0,85 pol.).

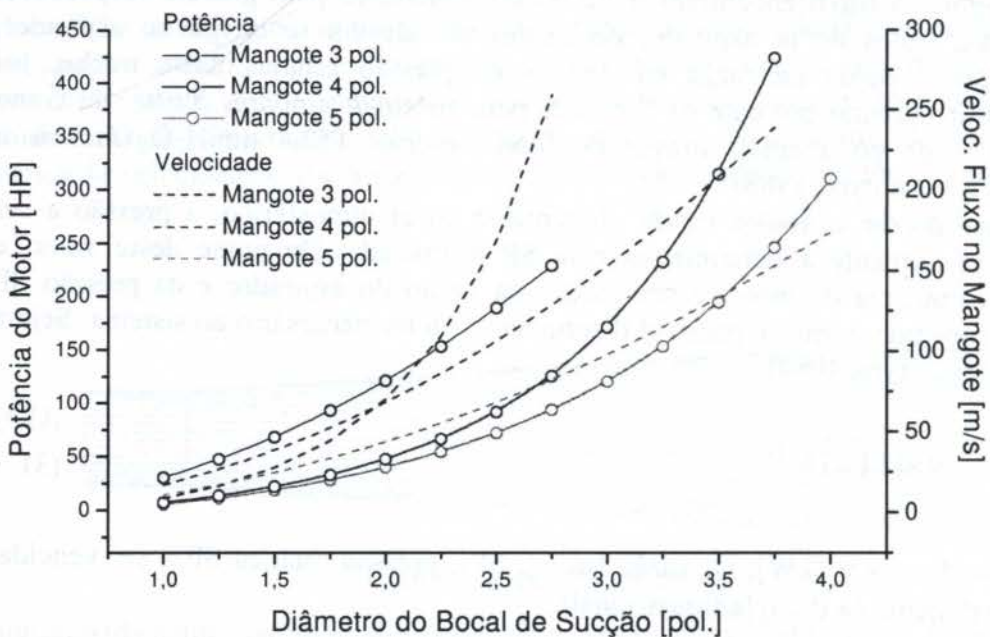


Figura 7: Gráfico para a seleção de componentes. Velocidade do ar sugado em 272 m/s no bocal.

Estes valores indicam componentes disponíveis no mercado, com preços que tornam a aquisição viável.

O protótipo foi construído e testado em cafeeiros em período de colheita de seus frutos. A modelagem físico-matemática utilizada mostrou-se apropriada, determinando corretamente a velocidade ideal de fluxo para a eficiente sucção dos frutos de café. Portanto, a utilização do



*Velocity Pressure Method* revelou-se apropriada para a determinação da perda de carga do sistema, muito embora seja um método muito mais adequado para problemas de ventilação para a remoção de gases e partículas suspensas em ambientes confinados. Processos de sucção envolvendo partículas do peso e diâmetro do fruto de café, e velocidades próximas à supersônica em dutos de pequeno diâmetro, são condições extremamente próximas ao limite de emprego deste método.

É importante frisar que a metodologia usada para o dimensionamento desta colhedora de frutos de café pode ser empregada para o dimensionamento de outras máquinas, específicas para diferentes objetivos, tais como outros frutos, fibras (como as da paineira - *Chorisia speciosa*) ou até mesmo folhas e flores de interesse comercial.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BATISTELA SOBRINHO, I., MATIELLO, J. B. Efeito da Colheita Mecânica, em Longo Prazo, sobre a Produtividade do Café Conilon. In: *Congresso Brasileiro de Pesquisas Cafeeiras, 15.*, 1989, Maringá. *Resumos*. Rio de Janeiro: IBC/GERCA, p 207-8, 1989.

COMMITTEE ON INDUSTRIAL VENTILATION OF AMERICAN CONFERENCE OF GOVERNMENTAL INDUSTRIAL HYGIENISTS. *Industrial Ventilation: A Manual of Recommended Practice*. 20.ed. Cincinnati, Ohio, USA: American Conference of Governmental Industrial Hygienists, Inc., 1988.

FOX, R. W., MCDONALD, A. T. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. 3.ed. Rio de Janeiro: Editora Guanabara, 1988.

*Guia Rural Plantar: Enciclopédia Prática da Agricultura Brasileira*. 1.ed. São Paulo: Editora Abril, 1991.

*Guia Rural Teste Colheita de Café: Suplemento da Revista Guia Rural de Janeiro de 1991*. 1.ed. São Paulo: Editora Abril, 1991.

MACINTYRE, A. J. *Ventilação Industrial e Controle da Poluição*. 1.ed. Rio de Janeiro: Editora Guanabara, 1988.

ORTIZ-CAÑAVATE, J., ALTISENT, M. R., MARTOS, J. L. H. *Las Maquinas Agricolas y su Aplicación*. 3.ed. Madri, Espanha: Ediciones Mundi-Prensa, 1987.

SCHLICHTING, H. *Boundery Layer Theory: McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering*. 6.ed. New York, USA: McGraw-Hill Book Company, 1968.



PAPER CODE: COB165

**ANÁLISE, SIMULAÇÃO E PROJETO DE UM MECANISMO  
SEPARADOR DE GRANULADOS BIFÁSICOS POR VIBRAÇÃO**  
*/ANALYSIS, SIMULATION AND PROJECT OF A GRAINY SEPARATOR  
MECHANISM*

Adyles Arato Júnior,

Cassiano Biscaro Pereira,

*Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia - UNESP/FEIS*

*CEP 15.385-000 Ilha Solteira, Brasil - E-mail: adyles@feis.unesp.br*

**Abstract**

Grains transport by forced mechanic vibration in vibrating courses or pools is often used in agro-industries, mining and feeding companies. The design of a two-phase grain sharer by mechanical vibrations was stimulated by the necessity of some recycling companies. Using a mathematical model of the process a simulation code of a two-phase grain sharer pool has been developed. In a preliminary analysis the most important variable involved in the process has been detected, followed by a proposition of a mechanical model to satisfy the system' dynamics. With the help of the mechanical model, the accelerating condition in the vibration surface could be obtained, just by simulating the grain sharer process, and employing the optimal aspect ratio for a grain sharer pool design.

**Keywords**

Granulados, Separação de granulados, Vibrações, Projeto, Análise, Simulação  
Grainy, Grainy separation, Vibration, Project, Analysis, Simulation

**1. Introdução**

O processo de transporte de granulados por vibração mecânica sobre esteiras ou mesas vibratórias é amplamente difundido em indústrias químicas, alimentícias e mineradoras em geral. A utilização desta técnica para separação é usual na agro-indústria, principalmente em máquinas de beneficiamento de cereais. Utilizando um modelo matemático de modelamento do processo de transporte de granulados por mesas vibrantes apresentado em Arato Jr. e Garcia (1996), foi elaborado um programa de simulação do transporte de granulados, sendo este programa usado em simulações do processo de modo a permitir a elaboração e otimização do projeto de uma mesa de separação de granulados bifásicos por vibração mecânica.

Motivados por uma necessidade de algumas empresas de reciclagem de material, se iniciou um trabalho de pesquisa e desenvolvimento de um separador de granulados bifásicos por vibração mecânica, que pudesse ser empregado em um processo que substitua a queima no aproveitamento do metal de fios elétricos. A mistura de granulados a serem separados é constituída de Cobre-PVC.

2935



Empregando-se as informações bibliográficas existentes sobre o assunto, foi desenvolvida uma análise inicial, onde se objetivou estabelecer quais seriam as variáveis ou grupo de variáveis relevantes ao processo de transporte de granulados por vibração mecânica, além da comprovação de sua funcionalidade. A análise e modelagem dinâmica apresentada em Arato Jr. e Garcia (1996) estabelece as principais condições do regime de acelerações nas direções vertical e longitudinal que deve ser cumprida por uma mesa vibratória para que se processe um transporte efetivo do granulado.

Neste trabalho é apresentada a modelagem do sistema mecânico adotado para produzir as combinações de parâmetros exigidos para a efetiva separação dos granulados em estudo. Tal modelagem permitiu a elaboração de um programa computacional para a simulação do processo, que permite a análise dos principais parâmetros envolvidos. Com base nas simulações realizadas foram definidas dimensões e características de desempenho para o projeto e desenvolvimento de um protótipo de separador vibratório que se encontra em fase de construção e testes.

## 2. Modelagem do Problema

Considerando os resultados obtidos por Arato Jr. e Garcia (1996) de que a movimentação de granulados se dá em função de uma combinação bem definida das acelerações verticais e longitudinais atuantes na bandeja, e que estas acelerações devam estar em mesmo ângulo de fase, esquema da Figura 1, foi implementado um programa que simula o deslocamento relativo da partícula sobre a mesa. Lembrando que o movimento vibratório é um processo periódico onde os valores de aceleração, velocidade e deslocamento, variam de forma bem determinada dentro deste período, o comportamento da partícula pode ser obtido como o somatório, ao longo do tempo, do resultado da integração, sobre um período, das condições instantâneas de seu deslocamento relativo sobre a mesa.

Para se estudar as condições instantâneas do deslocamento relativo da partícula sobre a

mesa, deve ser observado que as únicas ações possíveis sobre ela são as forças de inércia  $F_i$  e  $F_l$  devidas à aceleração longitudinal  $a_x$  e vertical  $a_v$ , o seu peso e a força de atrito  $F_a$ . Considerando-se um sistema de eixos ortogonais  $(x, v)$  fixo na mesa vibratória, figura 2, com origem na sua extremidade, e eixo  $x$  sobre a sua superfície, é possível analisar, com base nas equações do equilíbrio dinâmico, a condição do contato e de movimento relativo da partícula sobre a mesa.

Condição do contato. A existência ou não de contato entre a partícula e a mesa, é definida com base no valor da força normal resultante sobre a partícula,  $F_n$ ,

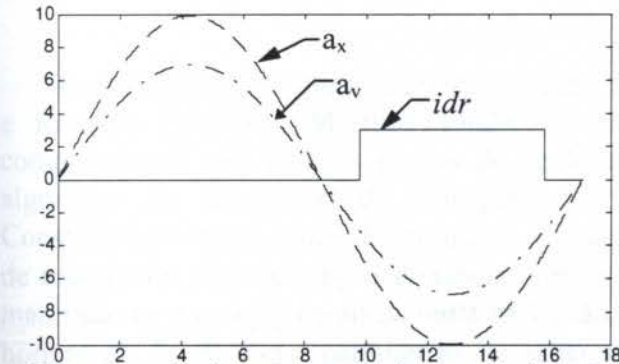


Figura 1 : Aceleração longitudinal  $a_x$ , aceleração vertical  $a_v$  e condição de movimento  $idr$  da mesa vibratória. Partículas em condição de subida

calculada por (1). Se  $F_n > 0$ , existe contato. Se  $F_n \leq 0$ , não existe contato.

$$F_n = m(g \cdot \cos \alpha - a_v) \quad (1)$$

onde  $m$  é a massa da partícula,  $\alpha$  o ângulo de inclinação da mesa e  $g$  a aceleração da gravidade.



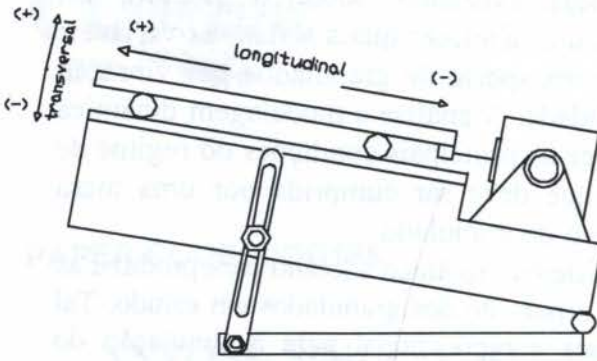


Figura 2: Esquema do modelo da mesa vibratória

Condição de movimento. Se não existir contato, a partícula estará lançada ao espaço com velocidade constante. Se existir contato, a condição de movimento será definida com base na comparação do módulo da força resultante  $F_x$  com a força de atrito, calculadas por (2) e (3). Se  $|F_x| > F_a$ , existirá movimento relativo entre a partícula e a superfície da mesa. Se  $|F_x| \leq F_a$ , a partícula estará parada.

$$F_x = -m(a_x + g \cdot \text{sen } \alpha) \quad (2)$$

$$F_a = \mu \cdot F_n$$

(3)

onde  $\mu$  é o coeficiente de atrito entre a partícula e a superfície da mesa. Neste caso, a aceleração resultante sobre a partícula será:

$$a_p = \frac{F_x - \text{ sinal}(F_x) \cdot |\mu \cdot F_n|}{m} \quad (4)$$

Uma vez conhecidas as condições de contato e deslocamento um processo iterativo pode ser utilizado para a determinação do deslocamento de uma partícula ao longo de um período do movimento oscilatório (T) dividindo-se este período em  $n$  intervalos igualmente espaçados de um intervalo de tempo pequeno  $\delta t$ , o comportamento da aceleração, velocidade e deslocamento da mesa podem ser descritos em cada instante de tempo. O deslocamento relativo da partícula para um período de vibração da mesa poderá ser calculado por:

Para  $i=0, \delta d_i = 0$

$$\delta v_i = 0$$

Para  $i=1, 2, \dots, n$ :

Se  $F_n > 0$  e  $|F_x| \leq F_a$ ,

$$\delta d_i = \delta d_{(i-1)}$$

$$\delta v_i = 0$$

Se  $F_n > 0$  e  $|F_x| > F_a$ ,

$$\delta d_i = \delta d_{(i-1)} + \delta v_{(i-1)} \cdot \delta t + \frac{a_p \cdot \delta t^2}{2}$$

$$\delta v_i = \delta v_{(i-1)} + a_p \cdot \delta t$$

Se  $F_n \leq 0$ ,

$$\delta d_i = \delta d_{(i-1)} + \delta v_{(i-1)} \cdot \delta t$$

$$\delta v_i = \delta v_{(i-1)}$$

O resultado final desse algoritmo é o valor do deslocamento relativo  $\delta d$  para um período de vibração da mesa. Para  $k$  períodos o deslocamento total será  $S = k \cdot \delta d$ .

Analisando este algoritmo podemos observar que só existirá um efetivo movimento do granulado se ocorrer uma coincidência de fases entre a aceleração longitudinal e vertical, além, é claro da combinação entre os valores para o coeficiente de atrito do par granulado superfície da mesa e do seu ângulo de inclinação em relação a horizontal. Ou seja a ocorrência



da combinação de acelerações apesar de fator indispensável para o movimento de transporte de granulados não garante tal transporte, sendo necessário ainda considerar o fator atrito e inclinação da mesa. Isto nos permite trabalhar com um grande número de alternativas possibilitando a escolha de ângulos e superfícies de contato que promovam a separação dos granulados em questão (PVC-Cobre).

### 3. Análise do Processo

A definição de um mecanismo de acionamento adequado ao equipamento proposto se baseou nos requerimentos de simplicidade e uso em equipamentos transportadores de materiais por vibração mecânica. O modelo adotado para desenvolvimento consiste em uma bandeja apoiada sobre molas de flexão, com ângulo de inclinação regulável, acionada por uma braço em um sistema semelhante ao mecanismo de quatro barras, como apresentado na figura 3. Com base neste modelo foi elaborado um programa computacional com o intuito de se obter previsões dos valores de aceleração longitudinal e vertical, além da velocidade e do deslocamento longitudinal que serão impostos à bandeja por tal mecanismo.

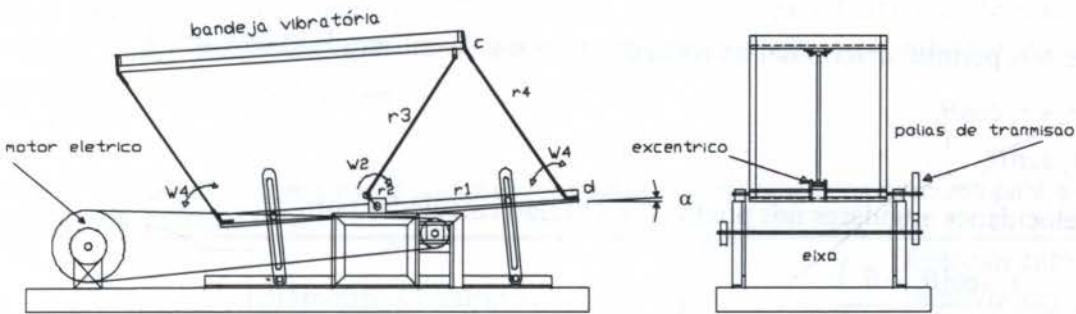


Figura 3 : Mecanismo de acionamento da bandeja vibratória

Considerando o equacionamento para mecanismos de quatro barras apresentado, por Suh e Radcliffe (1978) e Martin (1982), foi desenvolvido e implementado um programa computacional que gera as curvas de aceleração longitudinal e transversal necessárias ao algoritmo de simulação do transporte de granulados apresentado no item anterior. Considerando como dados de entrada; a velocidade angular da manivela  $W_2$ , o ângulo inicial de rotação da manivela  $\theta_2$ , a distância entre o eixo da biela e mola de flexão,  $r_1$ , o raio da manivela,  $r_2$ , o comprimento da mola de flexão,  $r_4$ , e o ângulo da mola de flexão em relação a horizontal,  $\theta_4$ . E como parâmetros de saída as acelerações longitudinal ( $a$ ) e vertical ( $A$ ), velocidade ( $v$ ) e deslocamento longitudinal ( $d_c$ ) do ponto de fixação do acoplador do mecanismo com a mesa,  $C$ , podemos escrever as equações que simulam sua movimentação da seguinte forma:

O posicionamento do ponto  $C$  pode ser obtido como sendo a extremidade do vetor  $\vec{r}_3$ :

$$\vec{r}_3 = \vec{r}_1 + \vec{r}_4 \quad (5)$$

Conhecidos todos os vetores posição das barras e assumindo  $\theta_2$  constante para um intervalo de tempo  $\delta t$  temos que:

$$\vec{r}_1 = r_2 e^{i\theta_2} + d e^{i\theta_d} \quad (6)$$

$$\bar{M}\ddot{q} + \bar{C}(\Omega)\dot{q} + \bar{K}q = \bar{F}(t) \quad (2)$$

onde as novas matrizes  $\bar{M}$ ,  $\bar{K}$  e  $\bar{C}$  são de dimensão  $N \times N$  e o novo vetor de forças é de dimensão  $N \times 1$ . O sistema de  $N$  equações dado por (2) pode ser colocado na forma de variáveis de estados:

$$\begin{Bmatrix} \dot{q} \\ \ddot{q} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -\bar{M}^{-1}\bar{K} & -\bar{M}^{-1}\bar{C} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q \\ \dot{q} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \bar{M}^{-1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ \bar{F}(t) \end{Bmatrix} \quad (3)$$

Definido  $x = [q \quad \dot{q}]^t$  e  $u = [0 \quad \bar{F}(t)]^t$  obtém-se para (3):

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (4)$$

onde  $A$  e  $B$  são  $2N \times 2N$  e derivadas diretamente de (3).

Seja o rotor instrumentado com um conjunto de sensores adequadamente<sup>1</sup> distribuídos ao longo de sua estrutura, então definem-se as observações dos deslocamentos do rotor através da expressão:

$$y = Cx + Du \quad (5)$$

onde  $C$  e  $D$  apresentam dimensões apropriadas e  $y$  é o vetor dos deslocamentos observados. As expressões (4) e (5) constituem o modelo dinâmico do rotor, descrito em variáveis de estado, que serve de base para o projeto do controle  $H^\infty$ .

### 3. CONTROLE $H^\infty$

São duas as funções básicas de um controlador: (a) atender as características de desempenho e performance demandadas pelo projeto e (b) garantir a estabilidade do processo mesmo diante de incertezas e/ou variações nos parâmetros da planta e de perturbações externas.

#### 3.1 Especificação de estabilidade do controle $H^\infty$

Seja a relação de transferência:

$$y(s) = W(s)x(s) \quad (6)$$

E admita-se que se meça a energia (norma-2) dos sinais  $y(j\omega)$  e  $x(j\omega)$  para todos os valores de  $\omega$  e que se construa a função do ganho da energia com a frequência. O máximo valor desta função é definido como a norma- $\infty$  da função de transferência  $W(s)$ , ou seja:

$$\|W\|_\infty = \max \frac{\|y(j\omega)\|_2}{\|x(j\omega)\|_2} \dots \text{para } \dots x(j\omega) \neq 0 \quad (7)$$

<sup>1</sup> Em Ribeiro, 1997 apresenta-se um algoritmo para a determinação do número e da posição dos sensores ao longo do rotor.



O deslocamento e a velocidade na direção longitudinal da bandeja são calculadas por:

$$v = \omega_4 \cdot r_4 \cdot \cos(\theta_4 - \frac{\pi}{2})$$

$$d_e = r_a \cdot \cos \theta_4 \quad (16)$$

Aplicando-se este algoritmo para um número  $n$  de pontos, igualmente espaçados, ao longo de uma rotação completa da manivela, se obtém as curvas de acelerações, velocidades e deslocamentos, verticais e longitudinais, do ponto de acoplamento da mesa vibratória com o mecanismo acionador,  $C$ , em função da velocidade angular da manivela,  $W_2$ , para uma dada condição construtiva definida pelos parâmetros  $\theta_2$ ,  $\theta_4$ ,  $r_1$ ,  $r_2$  e  $r_d$ . Estas curvas são levadas no algoritmo simulador de deslocamento permitindo a visualização do efeito sobre o particulado.

#### 4. Aplicação e Resultados

Os algoritmos descritos nos itens anteriores foram implementados como "macros" computacionais no software MATLAB e a partir destes software foram testados valores construtivos para o mecanismo acionador da mesa separadora de granulados, onde se buscou produzir deslocamentos de amplitudes iguais mas de direções contrárias nos granulados em estudo (PVC-Cobre), de modo a provocar a sua separação. As tabelas 1, 2 e 3, apresentam os resultados obtidos para um caso específico, onde a superfície da mesa foi construída com revestimento de aço galvanizado, de modo que os coeficientes de atrito na interface granulado mesa para o cobre e PVC são:  $\mu_{\text{Cobre}} = 0,37$  e  $\mu_{\text{PVC}} = 0,52$ .

Tabela 1: Resultados obtidos nas simulações realizadas com os algoritmos descritos para a variação da rotação da manivela ( $W_2$ ).

Parâmetros Construtivos								Deslocamento relativo (dr)	
$W_2$ (rpm)	$r_1$ (m)	$r_2$ (m)	$r_3$ (m)	$r_4$ (m)	$\theta_2$ (graus)	$\theta_4$ (graus)	$\alpha$ (graus)	$dr_{\text{cobre}}$ (m)	$dr_{\text{pvc}}$ (m)
200	0,25	0,02	0,249	0,2	45	120	7	-0,0083	0,0037
210	0,25	0,02	0,249	0,2	45	120	7	-0,0092	0,0033
215	0,25	0,02	0,249	0,2	45	120	7	-0,0096	0,0030
220	0,25	0,02	0,249	0,2	45	120	7	-0,0100	0,0027
223	0,25	0,02	0,249	0,2	45	120	7	-0,0102	0,0025
230	0,25	0,02	0,249	0,2	45	120	7	-0,0107	0,0021
235	0,25	0,02	0,249	0,2	45	120	7	-0,0161	0,0017
240	0,25	0,02	0,249	0,2	45	120	7	-0,0113	0,0014

Na tabela 1 pode se observar o comportamento para uma determinada montagem quando se varia a velocidade de rotação da manivela ( $W_2$ ). Na tabela 2 é apresentado o caso onde se variou o ângulo de montagem da manivela ( $\theta_2$ ), para a rotação da manivela escolhida como mais adequada. Na tabela 3 se apresenta os resultados quando se varia o ângulo de inclinação da mesa vibratória ( $\alpha$ ), para a condição considerada mais adequada dos parâmetros construtivos, anteriormente avaliados.



Tabela 2: Resultados obtidos nas simulações realizadas com os algoritmos descritos para a variação do ângulo de montagem da manivela ( $\theta_2$ ).

Parâmetros Construtivos								Deslocamento relativo (dr)	
$W_2$ (rpm)	$r_1$ (m)	$r_2$ (m)	$r_3$ (m)	$r_4$ (m)	$\theta_2$ (graus)	$\theta_4$ (graus)	$\alpha$ (graus)	$dr_{\text{cobre}}$ (m)	$dr_{\text{pvc}}$ (m)
223	0,25	0,02	0,248	0,2	35	120	7	-0,0110	0,0019
223	0,25	0,02	0,249	0,2	40	120	7	-0,0108	0,0021
223	0,25	0,02	0,249	0,2	45	120	7	-0,0102	0,0025
223	0,25	0,02	0,249	0,2	50	120	7	-0,0094	0,0033
223	0,25	0,02	0,249	0,2	55	120	7	-0,0084	0,0041
223	0,25	0,02	0,249	0,2	60	120	7	-0,0070	0,0053
223	0,25	0,02	0,245	0,2	90	120	7	0,0016	0,0126
223	0,25	0,02	0,231	0,2	135	120	7	0,0066	0,0161

Tabela 3: Resultados obtidos nas simulações realizadas com os algoritmos descritos para a variação do ângulo de inclinação da mesa vibratória ( $\alpha$ )

Parâmetros construtivos								Deslocamento relativo (dr)	
$W_2$ (rpm)	$r_1$ (m)	$r_2$ (m)	$r_3$ (m)	$r_4$ (m)	$\theta_2$ (graus)	$\theta_4$ (graus)	$\alpha$ (graus)	$dr_{\text{cobre}}$ (m)	$dr_{\text{pvc}}$ (m)
223	0,25	0,02	0,249	0,2	45	120	6,0	-0,0080	0,0040
223	0,25	0,02	0,249	0,2	45	120	5,8	-0,0076	0,0043
223	0,25	0,02	0,249	0,2	45	120	5,5	-0,0069	0,0048
223	0,25	0,02	0,249	0,2	45	120	5,3	-0,0065	0,0050
223	0,25	0,02	0,249	0,2	45	120	5,0	-0,0059	0,0054
<b>223</b>	<b>0,25</b>	<b>0,02</b>	0,245	<b>0,2</b>	<b>45</b>	<b>120</b>	<b>4,9</b>	<b>-0,0057</b>	<b>0,0056</b>
223	0,25	0,02	0,231	0,2	45	120	4,6	-0,0050	0,0067
223	0,25	0,02	0,231	0,2	45	120	4,3	-0,0045	0,0064

Na figura 4 são apresentados os gráficos de aceleração para as características construtivas que proporcionaram o resultado considerado adequado. Em adição foram representadas as curvas do parâmetro que representa a condição instantânea de deslocamento para o cobre,  $idr_c$  e para o PVC,  $idr_p$ . Os resultados permitem uma boa visualização do processo.

Podemos observar uma perfeita coincidência de fases entre a aceleração vertical e longitudinal o que é um fator indispensável para que ocorra o transporte de granulados por vibração. É interessante notarmos também a grande influencia da variação do angulo de inclinação da mesa em relação a horizontal, tal inclinação foi escolhida por proporcionar taxa de deslocamentos semelhantes mas de direções contrarias, ou seja enquanto um dos granulados (PVC) apresenta um movimento relativo ascendente o outro granulado (Cobre) apresenta um movimento relativo descendente mas com mesma taxa de deslocamento apresentada pelo primeiro granulado.

Tal movimento relativo entre os particulados só é possível devido a diferenças de comportamentos do  $idr_{\text{Cobre}}$  em relação ao  $idr_{\text{pvc}}$ . Na figura 4 podemos observar que o  $idr_{\text{cobre}}$  (linha escura) encontra-se por um período de tempo maior na condição de deslocamento



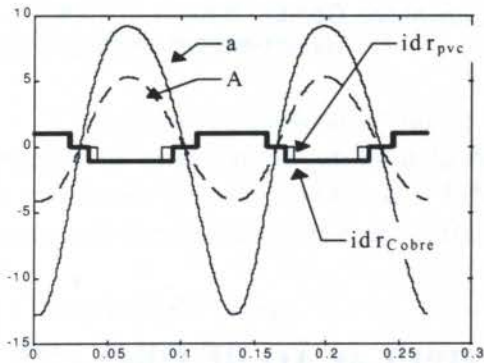


Figura 4 - Gráfico das aceleração vertical e longitudinal e idr previsto para o PVC Cobre.

relativo negativo, ou seja  $\Sigma idr_{Cobre} < 0$ , o que significa que o particulado apresentará um movimento efetivo de deslocamento negativo sobre a bandeja. Já no caso do PVC o seu  $idr_{pvc}$  (linha clara) apresenta-se por um intervalo de tempo maior na condição de deslocamento relativo positivo, de modo que  $\Sigma idr_{pvc} > 0$ , o que resulta em um movimento efetivo de deslocamento positivo, proporcionando assim um efetivo processo de separação dos granulados em questão.

A partir destas características construtivas básicas foi desenvolvido um projeto de um protótipo baseado no modelo construtivo proposto.

## 5. Discussão

A análise dos parâmetros construtivos e da dinâmica do processo de transporte de granulados pelo sistema vibratório proposto indicou a necessidade de uma combinação de características específica para que se processe a separação dos granulados de forma efetiva. Também foi apresentada uma modelagem matemática para a determinação de alguns destes característicos e um modelo matemático para o processo de transporte do granulado.

Estas modelagens acabaram por permitir uma estimativa dos principais parâmetros significativos a serem considerados em uma análise prévia ao projeto de um sistema transportador de granulados por vibração mecânica. Com esta análise foi elaborado o projeto de uma bandeja separadora de granulados que se encontra atualmente em fase de construção, a partir do estudo dos resultados experimentais a serem realizados sobre o comportamento real desta bandeja nos permitirá ajustar, se necessário, o modelamento matemático para uma melhor representação do modelo real.

## 6. Referências

- ARATO JR. A. & GARCIA, M.D.T., "Modelagem, Análise e Simulação do Mecanismo de Separação de Granulados por Vibração", IN: *COTEQ96 Conferência sobre Tecnologia de Equipamentos*, pp. 315-318, Rio de Janeiro - Brasil, 1996.
- CARVALHO, J. C. M.; DAHAN, M., "A new structural conception for bowl feeders", Proc. XI COBEM 91, São Paulo SP, 11-13 dez. 1991, pp.: 497-500
- CARVALHO, J. C. M.; DAHAN, M., "Transportadores vibrantes a deslocamento imposto", Proc. II Cong. Eng. Mecânica Norte-Nordeste - CEM/NNE 92, João Pessoa PB, 17-19 junho 1992
- MARTIN, G.H., "Kinematics and Dynamics of Machines, Ed. MacGraw-Hill, New York, 1982.
- PERRY, R. H. & Chilton, C. H., "Manual de Engenharia Química", Editora Guanabara Dois SA., 1980
- SUH, R.H. & RADCLIFE, C.W., "Kinematics and Mechanisms Design, Ed. John Wiley & Sons, New York, 1978.





PAPER CODE: COB1313

## GARRA MECÂNICA FLEXÍVEL PARA MANIPULAÇÃO DE OBJETOS COM DIVERSAS GEOMETRIAS / MANIPULATION OF AN OBJECT WITH VARIOUS GEOMETRIES BY THE ELASTIC MECHANICAL HAND

LUIZ HELENO MOREIRA DUQUE

*Programa de Engenharia Oceânica - COPPE / UFRJ*

*21945-970 : Rio de Janeiro - RJ- Brasil - E-Mail : duque@feg.unesp.br*

TAMOTSU HIRATA

*Departamento de Mecânica - FEG / UNESP*

*12500-000 : Guaratinguetá - SP- Brasil - E-Mail tamotsu@feg.unesp.br*

### Abstract

This work has the proposal to make a design, to manufacture a prototype and evaluating the operational conditions of a flexible mechanical robot hand destined to grip in the "tweezers way" and to grasp objects with various geometrical forms, like the correlated movements of the human hand. Some different configuration of the elastic fingers were evaluated in terms of the manipulations capabilities. An experimental and theoretical evaluations of the end effector positions were performed, respectively, by the prototype model and the large deformation beam model. It was concluded that the results of the work were successful.

### Keywords

Elastic mechanical hand, Manipulation capability, End effector position, Design.

## 1. INTRODUÇÃO

A idéia de se configurar a mão artificial fisicamente semelhante à mão humana é sustentada pela argumentação de se poder, desta forma, aumentar-se a possibilidade de manipular, com relativa facilidade, a maioria dos objetos da vida cotidiana (Shimida et al., 1990). Para atender uma tarefa complexa da mão humana Hwang et al., (1992) desenvolveram a mão mecânica com dois dedos, analisando a estabilidade de movimentos durante a manipulação de objetos e avaliando o desempenho tendo por comparador os parâmetros correlatos da mão humana. Buchholz et al., (1992) estudaram a influência de parâmetros cinemáticos dos elementos da mão humana quanto a capacidade de prender os objetos. A fim de analisar diversas possibilidades de prender os objetos pela garra mecânica com vários dedos Miura et al., (1992) investigaram a forma de contato entre o objeto e o dedo, concluindo que o pequeno deslocamento do ponto de contato não deve ser desprezado na análise cinemática da garra mecânica. Este trabalho consiste em projetar, construir um protótipo e avaliar o desempenho para uma garra mecânica flexível para manipular diversas formas geométricas de objetos com alguns dos movimentos característicos da Mão Humana. A ordem de grandeza das dimensões do protótipo são também compatíveis com as correspondentes grandezas geométricas da mão humana.



## 2. METODOLOGIA DO PROJETO

O objetivo do presente estudo é: executar o projeto, construir o protótipo e avaliar as condições de operação de um modelo de garra mecânica flexível destinada a executar tarefas que envolvam os movimentos de "PINÇAR" e de "AGARRAR" objetos com geometrias diversas, de forma semelhante aos correlatos movimentos realizados pela mão humana.

### 2.1 - Descrição da Garra.

A garra é constituída de dois dedos e um pulso, estando cada dedo simetricamente colocado em relação ao eixo do pulso com uma inclinação relativa a este. Os dedos são constituídos de elementos de pega que são fixados em lâminas de alta esbeltez. As dimensões do conjunto foram escolhidas na mesma ordem de grandeza que as dimensões da mão humana. As juntas são constituídas de lâminas, com elevado índice de esbeltez e grande elasticidade, com inércia pequena. O movimento independente de cada dedo foi realizado através de cabo de aço fixado na extremidade de cada dedo guiado pelas articulações. Foi feito um estudo de algumas configurações possíveis para a garra, obedecidos os propósitos do projeto. Em linhas gerais, as vantagens obtidas com o aumento do número de juntas e de elementos de dedos estão relacionados ao aumento da capacidade de agarramento do conjunto, e as desvantagens disto ficam na maior dificuldade de controle de posições e velocidades. Um outro aspecto favorável é o aumento do volume de trabalho quando se aumenta o ângulo entre os dedos e o eixo central do pulso, mas isto acarreta a desvantagem de se ter que fletir mais os dedos para executar os trabalhos de agarramento, o que implica em um aumento direto do esforço dos motores, com conseqüente aumento do consumo de energia. As Figs. 2.1 a 2.3 a seguir mostram três das nove configurações estudadas. O Protótipo foi construído pela configuração da Fig. 2.1 após a análise de melhor capacidade de manipulação de objetos, considerando as vantagens e desvantagens mencionadas.

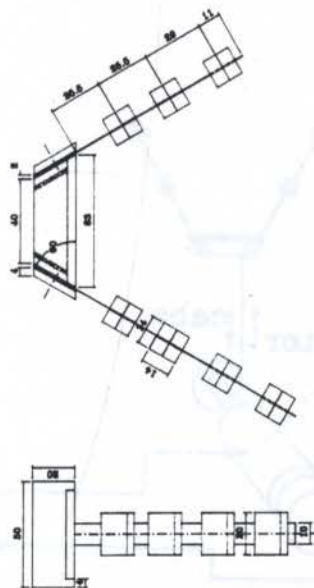
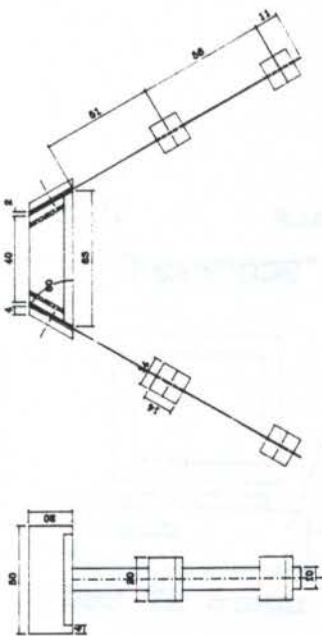


Figura 2.1: Modelo com dedos simétricos e quatro articulações

Figura 2.2: Modelo com dedos assimétricos e sete articulações

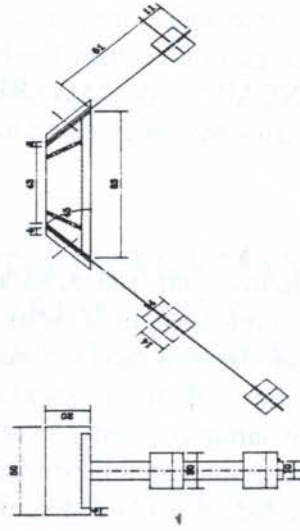


Figura 2.3: Modelo com dedos assimétricos e três articulações

## 2.2 - Controle do Acionamento.

O acionamento do cabo para cada dedo é feito por um motor de Corrente Contínua, com 12 Volts e 2,0 Ampères através de polia acoplada ao seu eixo. O controle de posição e velocidades é feito por "encoder" óptico com precisão de 400 pulsos por segundo, operando em 5 Volts e 20 miliampères. O controlador utilizado baseia-se no INTEL 8031/AH / 8051/AH. O programa de controle utilizado é o "SCORBASE" da ESHED ROBOTEC. Figura 2.5.

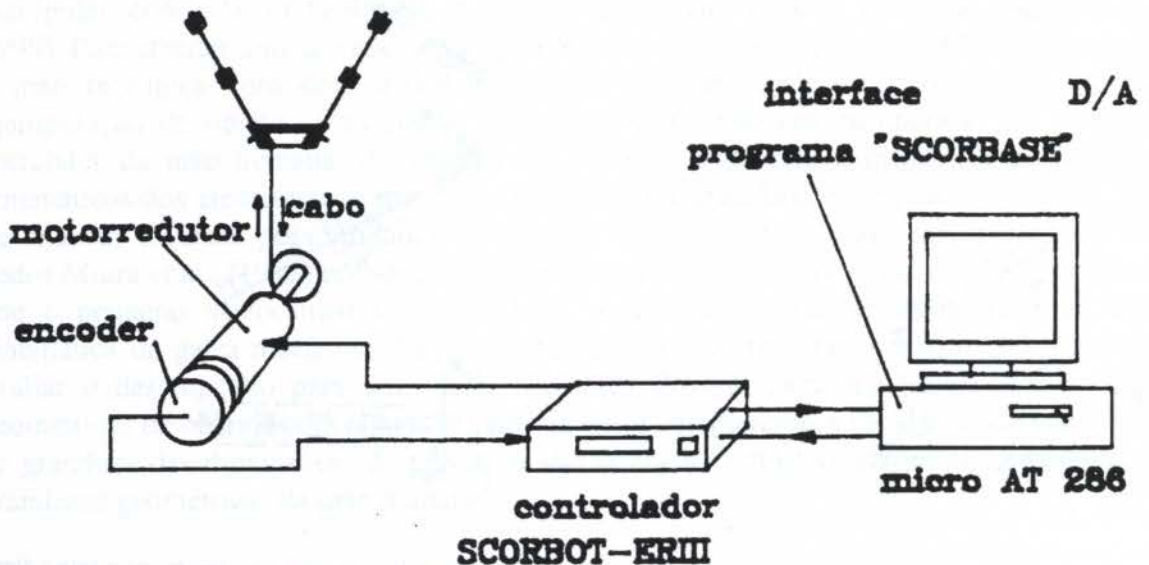




Figura 2.4 : Esquema de Controle do Acionamento.

### 3. MODELO MATEMÁTICO

A proposição de um modelo matemático que pudesse descrever o comportamento da extremidade de cada dedo da garra, bem como prever o comportamento na variação de posição do cabo de tração, foi nosso objetivo. A natureza do problema sugeriu propor o cálculo das variações de comprimento do cabo a partir da variação de posição da extremidade de cada dedo. A variação nas posições da extremidade de cada dedo tem como causa principal o momento de força gerado pela aplicação exêntrica da força transmitida pelo cabo de acionamento na extremidade do dedo, e de uma força transversal que surge por ação do cabo nas guias, a partir da segunda guia, daquele dedo. A excentricidade de aplicação da força em cada dedo é grande quando comparada à espessura da lâmina que constitui as juntas destes dedos. A análise para grandes deflexões no posicionamento do cabo possibilitará o controle de coordenadas na extremidade de cada dedo.

#### 3.1 Modelo para Grandes Deformações.

Foram pressupostos para utilização do modelo: A influência da força de cisalhamento é desprezada no equacionamento. O comprimento do dedo permanece inalterado, ou seja: É desprezada a deformação na direção do eixo da lâmina que constitui as juntas do dedo; As dimensões da secção transversal da lâmina que constitui as juntas do dedo são sensivelmente pequenas se comparadas ao comprimento desta; Um comportamento perfeitamente elástico da estrutura e a transmissão completa dos momentos; O dedo está sob flexão pura.

Segundo TSUMURA, T. os modelos para grandes deformações pelo momento de força e pela ação da força transversal, podem ser respectivamente escritos como segue:

$$\theta_{i+1} = \theta_i + M_{i+1} \left( \frac{\ell_A}{EI} \right)$$

$$x_{i+1} = \frac{\ell_A}{\theta_{i+1}} \cdot (1 - \cos \theta_{i+1})$$

$$y_{i+1} = \frac{\ell_A}{\theta_{i+1}} \cdot \text{sen } \theta_{i+1}$$

onde:

$i = 1, 2, 3 \dots$

$\theta_i \rightarrow$  ângulo na extremidade da lâmina;

$M_i \rightarrow$  momento na extremidade da lâmina;

$\ell_A \rightarrow$  comprimento total da lâmina;

$E \rightarrow$  módulo de elasticidade da lâmina;

$I \rightarrow$  momento de inércia da seção transversal da lâmina;

$x_i \rightarrow$  coordenada de posição da extremidade da lâmina sobre X;

$y_i \rightarrow$  coordenada de posição da extremidade da lâmina sobre Y.

$$\alpha_j = \frac{\pi}{2} + \delta - \theta_j$$

$$\theta_j = M_{i+1} \left( \frac{\ell_B}{EI} \right)$$

$$\omega_j = P_j \cos \alpha_j$$

$$x_j = \frac{\omega_j}{6EI} \left( 3 \ell_B^2 \cdot \ell_A - \ell_B^3 \right)$$

onde:

$\alpha_j \rightarrow$  ângulo entre a direção do cabo e a força  $\omega_j$ ;

$\delta \rightarrow$  ângulo entre a direção do cabo e o eixo da lâmina;

$\ell_B \rightarrow$  distância entre a base da lâmina e o ponto de aplicação da força  $\omega_j$ ;

$\omega_j \rightarrow$  força transversal atuante na lâmina;

$P_j \rightarrow$  tração no cabo;

$x_j \rightarrow$  coordenada do ponto de aplicação da força  $\omega_j$  na direção X





#### 4. EXPERIMENTO

A bancada é composta de mesa para suportar o conjunto, mesa com plataforma móvel para suportar os objetos a ser manipulados, motores de acionamento da garra (dois), motor para movimentar a plataforma móvel, controlador de posição e velocidades da garra, microcomputador e a garra mecânica flexível. A figura 4.1 a seguir mostram este conjunto.

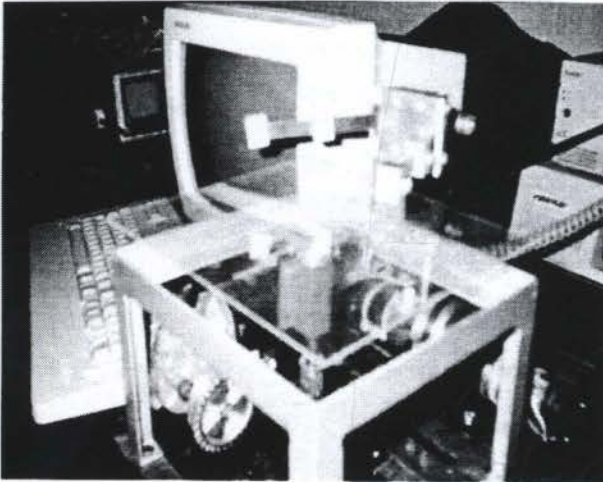


Figura 4.1: Vista geral da bancada

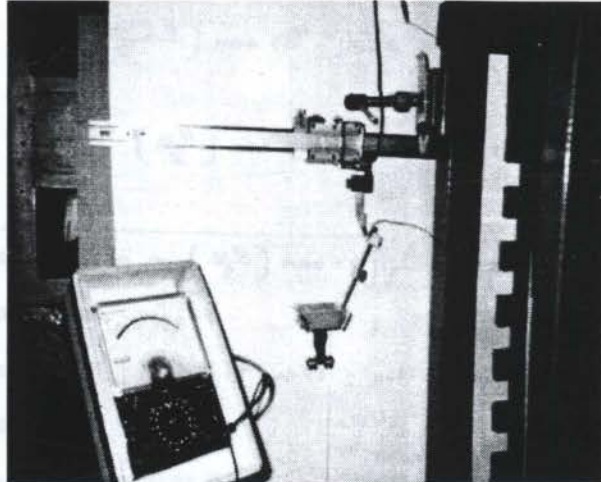


Figura 4.2: Instrumentação da bancada

O sistema foi instrumentado com um **altímetro** e um **relógio comparador**, com precisão de dois centésimos e um centésimo de milímetros, respectivamente. Para se estabelecer o contato entre o altímetro e a extremidade da garra, a partir do que então se fez as medidas, foi instalado um resistômetro com uma das fases ligada ao altímetro e a outra ligada à extremidade da garra, isto garantiu que, via ajuste fino do altímetro, ao primeiro contato entre a extremidade da garra e o altímetro o circuito se fechava o que era imediatamente detectado pelo resistômetro através da movimentação do seu ponteiro. Foram executadas cinquenta medições no processo, sendo dez medidas para cada peso calibrado sendo cinco destas no sentido ascendente e cinco no sentido descendente. A figura 4.2 supra, mostra a instrumentação da bancada. Os gráficos das figuras 4.3 e 4.4 mostram as forças aplicadas na extremidade do dedo e os deslocamentos correspondentes durante a calibração estática.



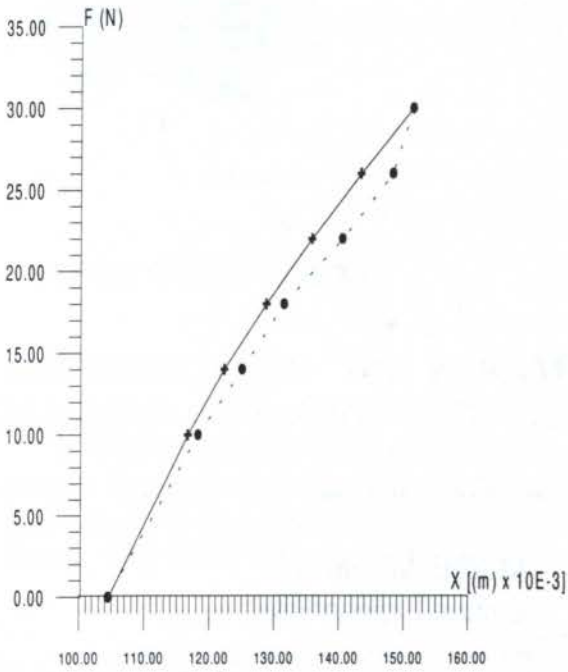


Figura 4.3 : Comparação das Curvas de Calibração Estática pelo Altimetro  
 (+) Calibração na IDA,  
 (●) Calibração na VOLTA

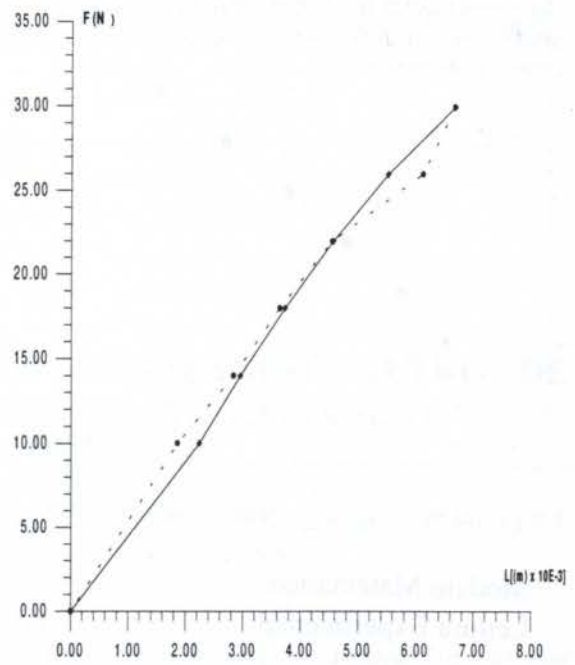


Figura 4.4 : Comparação das Curvas de Calibração Estática pelo Relógio Comparador  
 (+) Calibração na IDA,  
 (●) Calibração na VOLTA

Os gráficos das figuras 4.5 e 4.6 apresentam a comparação de comportamento entre as curvas obtidas pela simulação no modelo matemático e as curvas traçadas a partir dos dados obtidos da experimentação do protótipo, respectivamente na direção transversal ao eixo do dedo (direção X) e na direção do deslocamento do cabo de acionamento (direção L). Pela figura 4.5 pode observar que o modelo na direção X é bem próximo do resultado experimental, isto porque não há força de atrito significativa agindo nesta direção. Contudo, na figura 4.6 apresentou uma discrepância entre os resultados, muito embora a tendência do modelo matemático e do resultado experimental coincidam, isto devido principalmente ao atrito entre o cabo de acionamento e as guias. Um outro fator que influenciou na discrepância dos resultados foi a hipótese assumida no modelo matemático de que a curvatura da lâmina permanece constante, contrastando a observações feitas durante ao experimento.

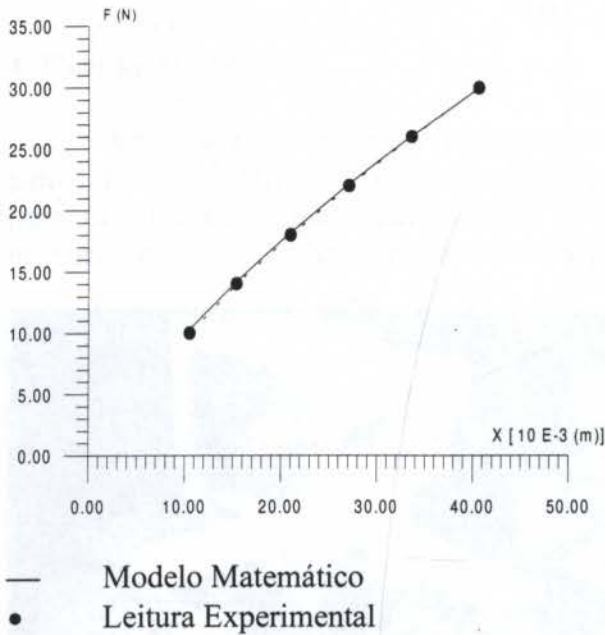


Figura 4.5 : Curvas Comparativas entre Modelo Matemático e Resultado Experimental (direção X)

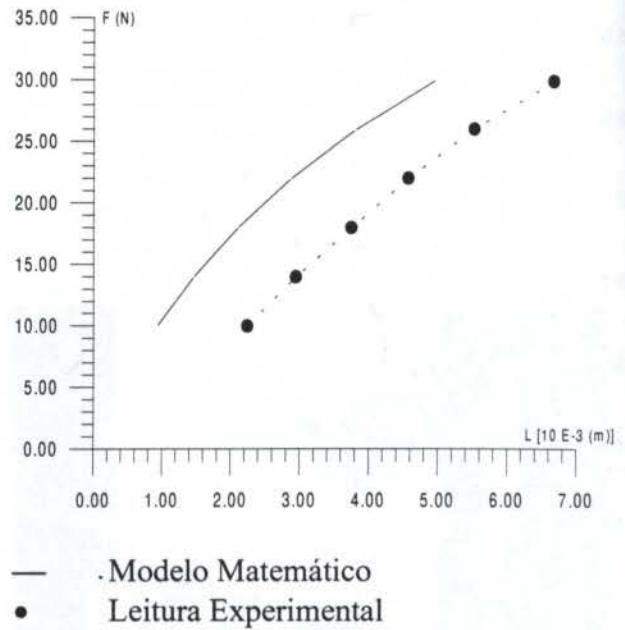


Figura 4.6 : Curvas Comparativas entre Modelo Matemático e Resultado Experimental (direção L)

## 5. CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS

Concluiu-se, ao final deste trabalho que a garra mecânica flexível, nos padrões em que foi construído o protótipo é uma opção viável e que mostrou desempenho operacional satisfatório. Obteve-se também os resultados positivos no modelamento matemático, o que viabiliza a previsão das coordenadas de posição para as extremidades da garra. Do ponto de vista prático, uma grande virtude deste trabalho foi apresentar uma nova sugestão para a configuração física de garras mecânicas, com o benefício agregado de esta construção mecânica ser simples e de baixo custo. As distorções que se apresentaram entre o modelo matemático e o experimental podem ser corrigidas incluindo-se as forças de atrito entre as guias da garra e os cabos de acionamento. Outro fator a ser considerado na correção destas distorções seria se tomar a curvatura real das lâminas flexíveis que constituem os dedos da garra, visto que a assumimos como constante.

## 6. REFERÊNCIAS

- Shimada, S.: Sagawa, K. Work Space Evolution of an Artificial Hand of Human Finger Type, *JSME*. New York, 1990, p. 516-521.
- Hwang, Y.Y. & Todo, I. Moviment of an object by the Manipulating Force of Jointed Elastic Robot Hand with Two Fingers and Four Degrees of Freedom, *JSME*. New York, 1992 Series III, 35 - 2, p. 145-151.
- Buchholz, B. & Armstrong, J.T. A Kinematic Model of the Human Hand to Evaluate Its Parehensile Capabilities, *J. Biomechanics*, 25 - 2, pp. 149-162. (1992).
- Mimura, N. & Funahashi, Y. Kinematics of Planar Multifingered Robot Hand with Displacement of Contact Points, *JMSE*, New York, 1992, Série III, 35-3, pp. 462-469.
- Tsumura, T. et al. *Data book of Material Resistance Design* (in Japanese), Ed. Shoka-BO, Tokyo, 1984, p. 344-345, p. 453.



PAPER CODE: COB960

**IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS UTILIZANDO FILTRO DE KALMAN / PARAMETERS IDENTIFICATION USING KALMAN FILTER.**

Jônatas Araújo de Lacerda Júnior &amp; Natanael Victor de Oliveira.

*Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba - UFPB - Campus II - Campina Grande - CEP 58.109-970 - Campina Grande, Brasil - E-mail: jornaljc @ cct. ufpb.br***Abstract**

*A parameters estimation tecnics of mechanics svstems in the time domain was investigated. For that, was utilized a mass-spring-viscous damper system with one freedom degree which oscilating around the equilibrium point. Were processed simulations with the Schroeder's sequence harmonics phased. Was analised relationeds points with the discretization system and was compared the results with the simulations theoretics results. Were commented the conjunction effiience between Kalman filter and the instrumentals variables estimator with that results obtained by instrumentals variables and the least square methods also.*

**Keywords**

*Kalman Filter, Instrumentals Variables, Estimation, Conjunction, Dynamics Systems  
Filtro de Kalman, Variáveis Instrumentais, Estimação, Conjunção, Sistemas Dinâmicos*

**1. INTRODUÇÃO**

O estudo do comportamento dinâmico de sistemas mecânicos tem despertado grande interesse na comunidade científica nas últimas décadas. A viabilidade de se investigar métodos de estimação de parâmetros de sistemas, em geral, é patente, diante do atual quadro de desenvolvimento científico e tecnológico dos últimos anos.

Em muitas situações, nem todos os parâmetros do sistema são conhecidos e em alguns sistemas mecânicos, mesmo com o conhecimento prévio de um modelo matemático que retrate aproximadamente o comportamento dinâmico do sistema, em dadas condições, é praticamente impossível obter-se parâmetros destes modelos de forma direta (rigidez e amortecimento de um filme de óleo, por exemplo). Daí a necessidade de se utilizar métodos de estimação.

Para se verificar a formulação matemática do processo de estimação de parâmetros, necessita-se de um modelo que determine a relação existente entre as entradas e saídas do sistema, segundo algum critério (OLIVEIRA, 1988; EYKHOFF, 1974; LJUNG et al., 1987).

Diversos são os estimadores de parâmetros encontrados na literatura, tais como Mínimos Quadrados não-recursivo e seus derivados, Mínimos Quadrados recursivo, Máxima Verossimilhança, Variáveis Instrumentais, etc. (EYKHOFF, 1974; LJUNG et al., 1987). Este trabalho tem por objetivo investigar o problema de estimação de parâmetros de sistemas mecânicos, utilizando-se o Filtro de Kalman em conjunção com o Estimador das Variáveis Instrumentais. Para tal utilizou-se como entrada um vetor força cuja seqüência de valores foi sintetizada mediante o algoritmo de Schroeder (LACERDA, 1994; BURROWS, 1980; SCHROEDER, 1970) com o vetor de estado do sistema sobreposto a uma seqüência de ruído gaussiano branco.

2258



## 2. MODELO MATEMÁTICO PARA VERIFICAÇÃO DA TÉCNICA DE ESTIMAÇÃO

O modelo adotado neste trabalho para verificação do processo de estimação, consiste de um conjunto massa-mola-amortecedor viscoso (MODELO DE KELVIN) apresentado na figura 1.

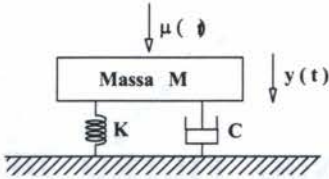


Figura 1: Modelo de Kelvin

O modelo matemático geral que descreve o comportamento dinâmico de sistemas de segunda-ordem com um grau de liberdade pode ser escrito na forma,

$$M \ddot{Y}(t) + C \dot{Y}(t) + KY(t) = \mu(t) \quad (1)$$

onde  $M$ ,  $C$  e  $K$  são matrizes ( $2 \times 2$ ) de massa, amortecimento e rigidez, respectivamente, e  $\mu(t)$  uma sequência temporal de excitação externa (força) de ordem ( $2 \times 1$ ).

## 3. PROPRIEDADES DOS DIVERSOS ESTIMADORES

### 3.1. Estimador por Mínimos Quadrados

O princípio dos mínimos quadrados (LJUNG et al., 1987) estabelece que os parâmetros a serem estimados podem ser obtidos pela minimização de uma função de erros ou perdas, e é dado por:

$$\hat{\phi}_{MQ} = (A^T A)^{-1} A^T X \quad (2)$$

Assim,  $\hat{\phi}_{MQ}$  constitui o estimador por mínimos quadrados dos parâmetros desconhecidos de  $\phi$ , considerando o produto matricial  $A^T A$  não-singular.

### 3.2. Estimador das Variáveis Instrumentais

Pode-se mostrar que o estimador por mínimos quadrados  $\hat{\phi}_{MQ}$  é não consistente, quando as variáveis independentes, entradas e/ou saídas, estão contaminadas com ruído (LACERDA, 1994). Não obstante, o método das variáveis instrumentais, proposto por Joseph, Lewis e Tou (SAHINKAYA et al., 1984), apresenta-se como forma alternativa de eliminar ou reduzir ruídos presentes nos sinais de entrada e/ou saída dos sistemas.

O método das variáveis instrumentais (LJUNG et al., 1987) fundamenta-se na construção de uma sequência de medições descorrelacionadas do ruído. Se  $W_{VI}$  denota "Matriz das Variáveis Instrumentais" obtida através de um modelo auxiliar e a expressão matricial deste método é dada por:

$$\hat{\phi}_{VI} = [W_{VI}^T A]^T W_{VI}^T X \quad (3)$$

A estrutura desta expressão é idêntica àquela obtida para o método dos mínimos quadrados, equação (2), diferindo pela colocação da matriz  $W_{VI}^T$  ao invés da matriz  $A^T$  e pelo fato do produto  $W_{VI}^T A^T$  ser não-simétrico.

### 3.3. Estimador Estocástico de Kalman

A utilização do Filtro de Kalman na investigação de sistemas físicos, pressupõe descrever matematicamente os sistemas por meio de equações diferenciais lineares. Salienta-se, neste caso, o fato do próprio filtro ser um conjunto de equações lineares.



Com o avanço dos computadores digitais, a prática em utilizar-se modelos matemáticos

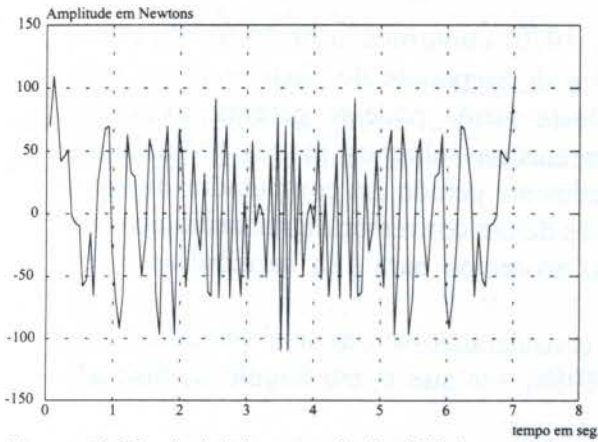


Figura 2: Sinal obtido a partir de 128 harmônicas.

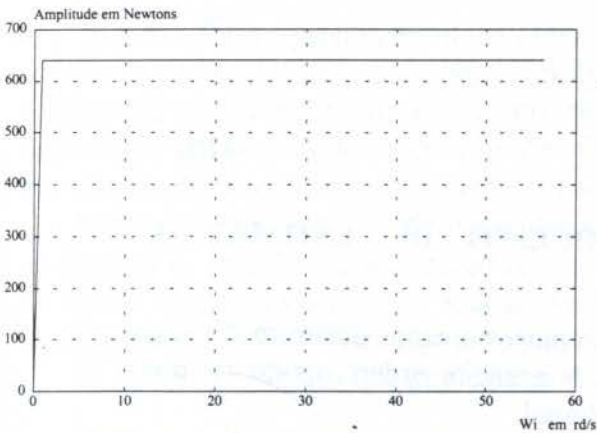


Figura 3: Espectro do sinal sintetizado.

na versão discretizada, tornou-se imprescindível. Apesar disso, a forma recursiva das equações que constituem o filtro facilita sua utilização em computadores digitais e se prestam de maneira satisfatória às informações requeridas do processo sobre sua dinâmica e sobre a natureza das medições.

Os critérios de otimização utilizados pelo método de Kalman, qual sejam, o de variância mínima e probabilidade máxima, conferem ao estimador grande significância estatística dentro do conceito de minimização. A partir desta propriedade, busca-se obter neste trabalho, melhores estimativas das variáveis de estado, que irão compor a matriz das variáveis instrumentais, proporcionando-se uma estimação mais consistente dos parâmetros desconhecidos do sistema.

O conjunto de equações que constitui o filtro estocástico e recursivo de Kalman é dado pelas equações abaixo, sendo  $P_k$  a matriz de covariância,  $\bar{K}_k$  o ganho do filtro,  $\Phi_{k,k-1}$  a matriz de transição de estado,  $\hat{X}_k$  o vetor de estado,  $z_k$  o vetor de medições,  $Q_{k-1}$  e  $S_k$  matrizes de desvios,  $H_k$  a matriz de transformação e os termos com apóstrofo,

valores estimados.

$$P_k = P'_k - \bar{K}_k H_k P'_k \quad (4)$$

$$P'_k = \Phi_{k,k-1} P_{k-1} \Phi_{k,k-1}^T + Q_{k-1} \quad (5)$$

$$\bar{K}_k = P'_k H_k^T [H_k P'_k H_k^T + S_k]^{-1} \quad (6)$$

$$\hat{X}'_k = \Phi_{k,k-1} \hat{X}_{k-1} + \mu_{k-1} \quad (7)$$

$$\hat{X}_k = \hat{X}'_k + \bar{K}_k (z_k - H_k \hat{X}'_k) \quad (8)$$

A utilização do Filtro de Kalman envolve um certo número de multiplicações matriciais que cresce exponencialmente com o número de variáveis de estado (WILLIAMSON, 1985; TAN et al., 1988). Associa-se a este inconveniente, a sensibilidade do filtro ao desvio que poderá ocorrer entre o modelo matemático utilizado e a estrutura do sistema real. Estes fatores, associados ao tempo de processamento, podem provocar divergência no filtro (SCHLEE et al., 1967).

#### 4. EXCITAÇÃO COM SINAL SINTETIZADO (SPHS)

Um requisito mínimo que se exige de um sinal de excitação é a manutenção das condições de excitação persistente (EYKHOFF, 1974; BURROWS, 1980). Partindo-se deste princípio,

utilizou-se um sinal periódico com características de ruído branco, cuja faixa de frequência pode ser pré-estabelecida.

Em meados de 1960 Schroeder (SCHROEDER, 1970) contornou o problema de como minimizar a diferença entre o máximo e mínimo picos de amplitude do sinal uma vez pré-estabelecida a potência relativa contida no sinal. Desta forma pode-se garantir excitação persistente no sistema com distribuição uniforme de energia sobre os modos próprios do sistema. Acrescenta-se ainda, o fato deste sinal ser facilmente gerado em computador digital e poder ser implementado em sistemas físicos reais através de um conversor digital analógico. As figuras 2 e 3 ilustram a configuração do sinal obtido no tempo para 128 harmônicas e seu espectro de potência.

Essencialmente este sinal pode ser estabelecido considerando-se um sinal periódico  $f(t)$ , de período  $T$  e largura de banda finita (OLIVEIRA, 1988), em que  $\theta_n$  é o ângulo de fase das harmônicas e  $\bar{P}_k$  a potência média contida no sinal, dado por:

$$f(t) = \sum_{n=1}^n \left( \frac{\bar{P}_k}{2} \right)^{\frac{1}{2}} \cos[\theta(t) + \theta_n] \quad (9)$$

onde

$$\theta(t) = n\omega_0 t = \frac{2\pi n}{T_p} t \quad (10)$$

## 5. FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO PROCESSO DE ESTIMAÇÃO DE PARÂMETROS DO SISTEMA

Reduziu-se a equação diferencial que descreve o comportamento dinâmico do sistema à forma de estado. O sistema de equações diferenciais de primeira ordem obtido foi posto na forma discreta, adequada à utilização em computador digital.

A aproximação utilizada para obtenção da solução do sistema de estado na forma discretizada, originou-se através da expansão em Série de Taylor dos termos exponenciais contidos na solução contínua, truncados para infinitésimos de ordem superior a dois (LACERDA, 1994).

Os valores dos parâmetros do sistema, utilizado para simulação digital foram:

$$M = 10 \text{ Kg} \quad C = 30 \text{ N.s/m} \quad K = 800 \text{ N/m}$$

A equação de estado do sistema contínuo na forma matricial é:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -K/M & -C/M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \mu(t)/M \quad (11)$$

Na forma discretizada é dada por:

$$\begin{bmatrix} x_{k+1} \\ \dot{x}_{k+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & T \\ -(K/M)T & 1-(C/M)T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_k \\ \dot{x}_k \end{bmatrix} + \frac{T}{M} \begin{bmatrix} 0 \\ \mu_k \end{bmatrix} \quad (12)$$

onde  $T$  é o intervalo de tempo de discretização e a equação (12) é o resultado da aproximação utilizada para discretização da solução do sistema de estado na forma

$$x_{k+1} = (I + \phi T)x_k + TB\mu_k \quad (13)$$

com  $\phi$  e  $B$  dados por



$$\phi = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -K/M & -C/M \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1/M \end{bmatrix}$$

A equação (12) pode ser rearranjada de forma a obter-se uma expressão do tipo  $X = A.\phi$ , adequada à aplicação do processo de estimação. Assim, pode-se escrevê-la para  $K$  observações acrescidas do ruído de medição, o que resulta:

$$\begin{bmatrix} x_2 & \dot{x}_2 \\ \vdots & \vdots \\ x_{k+1} & \dot{x}_{k+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 & \dot{x}_1 & \mu_1 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ x_k & \dot{x}_k & \mu_k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & -(K/M)T \\ T & 1-(C/M)T \\ 0 & T/M \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} r_{1x} & r_{1\dot{x}} \\ \vdots & \vdots \\ r_{kx} & r_{k\dot{x}} \end{bmatrix} \quad (14)$$

Escrevendo-se esta expressão na sua forma compacta, obtém-se:

$$X_{(k \times 2)} = A_{(k \times 3)} \phi_{(3 \times 2)} + R_{(k \times 2)} \quad (15)$$

A partir deste equacionamento, a obtenção dos parâmetros do sistema, para verificação da técnica de estimação em estudo, fez-se mediante a criação de um modelo auxiliar inicial, cujos parâmetros foram estimados através do método dos mínimos quadrados generalizados. Em seguida, os parâmetros do modelo auxiliar foram novamente estimados no processo iterativo, via método das variáveis instrumentais, até a estabilização de seus valores.

Uma vez que estava-se de posse dos coeficientes estimados, através da matriz dinâmica do sistema  $\phi$ , modelou-se a equação recursiva que implementa o modelo de Kalman. O vetor de estado estimado via filtro de Kalman foi utilizado para compor a nova matriz das variáveis instrumentais, com nível de ruído supostamente inferior.

A equação recursiva que implementa o método de Kalman padrão é dada por:

$$\begin{bmatrix} \hat{x} \\ \hat{\dot{x}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & T \\ -\frac{\hat{K}T}{10} & -\frac{\hat{C}}{10} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x}_{k-1} \\ \hat{\dot{x}}_{k-1} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ T \\ 10 \end{bmatrix} \mu_{k-1} + \bar{K}_k \left\{ Z_k - \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \hat{x}_{k-1} \\ \hat{\dot{x}}_{k-1} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ T \\ 10 \end{bmatrix} \mu_{k-1} \right\} \quad (16)$$

onde o ganho de estado permanente  $\bar{K}_k$  obteve-se via simulação utilizando-se o programa MATLAB (THE MATHWORKS. INC, 1992). O vetor de estado obtido desta forma foi utilizado, através da matriz de variáveis instrumentais, para nova estimação utilizando-se o método das variáveis instrumentais.

Cabe destacar a influência da modelagem do filtro nos valores do vetor de estado estimado, como foi dito no início deste tópico. Pode-se verificar que o coeficiente de amortecimento  $C$  encontra-se relacionado com o intervalo de tempo de discretização de tal forma que a transformação linear do parâmetro  $\phi_{22}$ , do modelo discreto para  $C$ , parâmetro do modelo contínuo, poderá influenciar substancialmente a modelagem do filtro com consequência sobre os valores estimados do vetor de estado (LACERDA, 1994). A escolha de um intervalo de tempo de discretização adequado para a representação discreta do sistema contínuo, pressupõe a existência de critérios associados à dinâmica do sistema (BUHLER, 1983). Deve-se ter em conta a importância do tipo de aproximação utilizada quando representa-se um modelo contínuo, a partir da sua versão discretizada. Burrows e Sahinkaya analisaram o comportamento da conjunção entre o Filtro de Kalman e o Estimador dos Mínimos Quadrados recursivo, com ênfase ao critério de discretização (SAHINKAYA, et al., 1984). Esta preocupação é proveniente da necessidade de se modelar o Filtro de Kalman, a



partir de parâmetros contínuos, estimados via modelos discretizados. Lacerda Júnior analisou a influência do método de discretização na obtenção do coeficiente de amortecimento e sua consequência direta sobre a modelagem do Filtro de Kalman (LACERDA, 1994). Abaixo, na figura 4, mostra-se o fluxograma do referido processo.

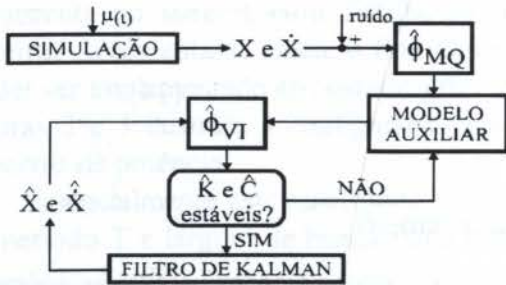


Figura 4: FLUXOGRAMA DO PROCESSO

do sistema discreto, ou seja,  $\hat{\Phi}_{2,1}$  e  $\hat{\Phi}_{2,2}$ , os quais, através do intervalo de discretização, relacionam  $\hat{K}$  e  $\hat{C}$  respectivamente, de acordo com a equação (12).

Vale salientar que os termos  $N_p$  e  $N_{PI}$  que constam nas abscissas dos gráficos apresentados, representam o período do sinal de excitação e a faixa de frequência, respectivamente. A faixa de frequência determina-se em termos da frequência natural do sistema, onde a frequência da harmônica principal do sinal obtém-se dividindo-se a frequência natural do sistema por  $N_{PI}$ .

Resultados oriundos da conjunção entre o Filtro de Kalman e o Estimador das Variáveis Instrumentais foram obtidos para várias faixas de frequências do sinal de excitação, para diversos números de pontos de discretização e para vários níveis de ruído sobreposto aos sinais de saída. As figuras 5 e 6 mostram o erro percentual obtido nas estimativas de  $\hat{\Phi}_{2,1}$  e  $\hat{\Phi}_{2,2}$ . Verifica-se que a conjunção dos estimadores forneceu melhores estimativas para valores de  $N_p$  abaixo de 160. Acredita-se que intervalos de discretização muito reduzidos possam comprometer a eficiência do filtro, pelo excesso de operações aritméticas executadas.

Legenda para as figuras 5, 6, 7, 8, 9 e 10

- ⊗ Mínimo Quadrados
- Variáveis Instrumentais
- \* Filtro de Kalman em Conjunção com Variáveis Instrumentais

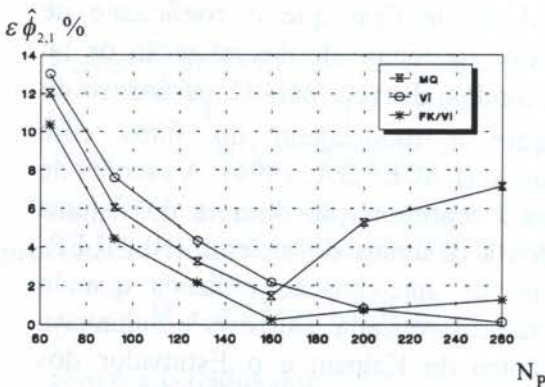


Figura 5: Erro percentual na obtenção de  $\hat{\Phi}_{2,1}$  para 10% RMS de ruído e  $N_{PI} = 5$ .

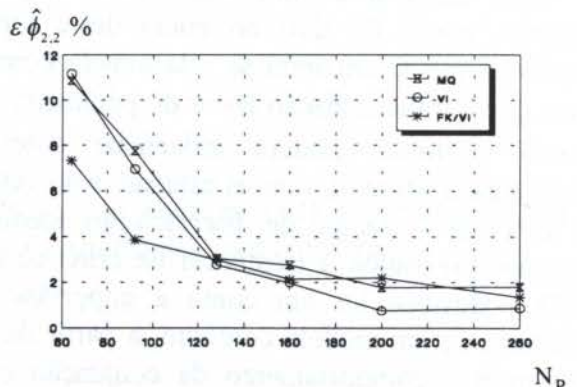


Figura 6: Erro percentual na obtenção de  $\hat{\Phi}_{2,2}$  para 10% RMS de ruído e  $N_{PI} = 5$ .



Através das figuras 7 e 8 constata-se uma melhor eficiência da conjunção dos dois estimadores em qualquer faixa de frequência. Cabe destacar que a baixas frequências os resultados foram nitidamente superiores.

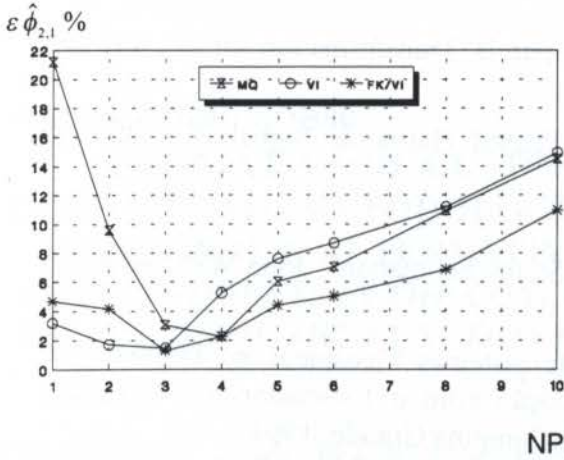


Figura 7: Erro percentual na obtenção de  $\hat{\phi}_{2,1}$  para 10% RMS de ruído e  $N_p = 92$ .

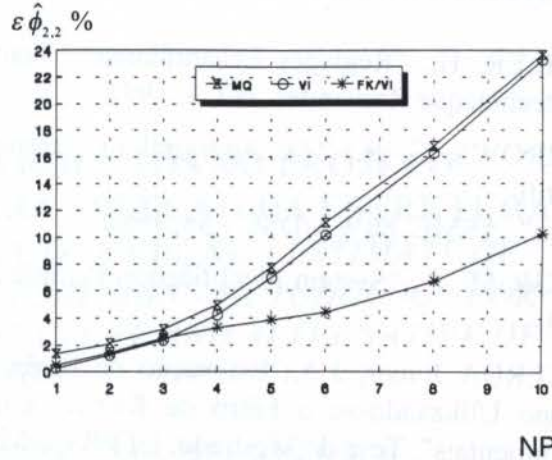


Figura 8: Erro percentual na obtenção de  $\hat{\phi}_{2,2}$  para 10% RMS de ruído e  $N_p = 92$ .

Para valores crescentes do nível de ruído nos sinais de saída o método via conjunção apresentou resultados satisfatórios para as estimativas de  $\hat{\phi}_{2,1}$  e bem mais satisfatórios para  $\hat{\phi}_{2,2}$ . Deve-se ter em conta que erros de discretização afetam profundamente as estimativas do coeficiente de amortecimento C do sistema contínuo, com consequência direta na modelagem do filtro.

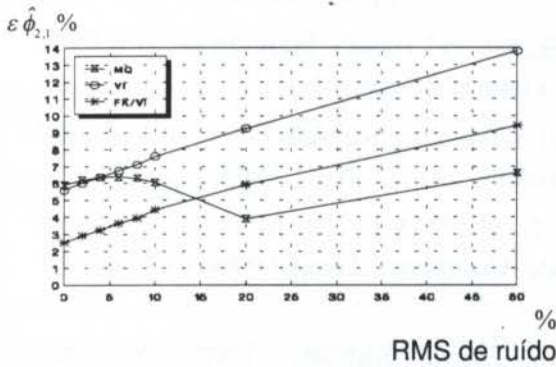


Figura 9: Estimativa de  $\hat{\phi}_{2,1}$  com NPI = 5 e  $N_p = 92$ .

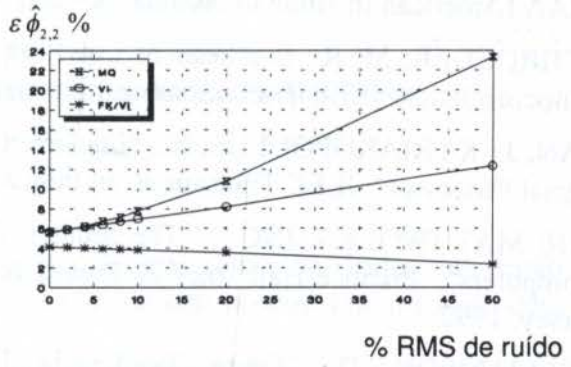


Figura 10: Estimativa de  $\hat{\phi}_{2,2}$  com NPI = 5 e  $N_p = 92$ .

## 7. CONCLUSÃO

A eficiência da conjunção entre o Filtro de Kalman e o Estimador das Variáveis Instrumentais foi investigada. Procurou-se comparar a eficiência da conjunção com a eficiência do Estimador das Variáveis Instrumentais e dos Mínimos Quadrados Generalizados aplicados individualmente. Para tal, foram processadas análises no domínio do tempo, com ênfase à escolha de um intervalo de tempo de discretização adequado e da faixa de frequência do sinal de excitação, de modo a garantir excitação adequada dos modos próprios do sistema.

Procurou-se desta forma destacar a importância do desenvolvimento de técnicas de estimação de parâmetros, com ênfase à conjunção de estimadores, onde busca-se reduzir o

efeito do ruído presente nos sinais de entrada e saída dos sistemas, de forma a permitir melhores estimativas de seus parâmetros.

## 8. BIBLIOGRAFIA

BUHLER, H.; "Réglages Echantillonnés, Traitement par la Transformation en Z", Presses Polytechnique Romandes. vol. 1, 1983.

BURROWS, C. R.; "An Appraisal of Schroeder - Phased Harmonic Signals for Bearing Identification". ASME, 80WA/DSC - 34, 1980.

EYKHOFF, P.; "System Identification Parameter and States Estimation", John Wiley & Sons, 1974.

LACERDA Junior, J.A.; "Estimação de Parâmetros de Sistemas Mecânicos no Domínio do Tempo Utilizando-se o Filtro de Kalman em Conjunção com o Estimador das Variáveis Instrumentais", Tese de Mestrado, UFPB CAMPUS II, Campina Grande, 1994.

LJUNG, LENNART; "System Identification Theory for the User". University of Linköping Sweden - Prentice Hall, inc., Englewood Cliffs, New Jersey, 1987.

OLIVEIRA, N. V.; "Identificação de Parâmetros de Sistemas Mecânicos com aplicação a Mancais", Tese de Doutorado, Unicamp-SP, 1988.

SAHINKAYA, M. N. and Burrows, C. R.; "Kalman Filters Applied to Time-Domain Estimation of Linearized Oil-Film Coefficients", c287/84, IMechE 1984.

SCHLEE, F. H., STENDISH, C. J. AND TODA, N. F.; "Divergence in the Kalman Filter". AIAA (American Institute of Aeronautics and Astronautics), vol. 5 pp 1114-1120. 1967.

SCHROEDER, M. R.; Synthesis of LowPeakFactor Signal and Binary Sequences with Low Autocorrelation. IEEE Transactions on Information and Theory. 85-89, jan 1970.

TAN, J., KYRIAKOPOULOS, N.; "Implementation of a Tracking Kalman Filter on a Digital Signal Processor". IEEE Transactions on Industrial Electronics. vol. 25, No 1. 1988.

THE MATHWORKS. INC ; " The Student Edition of MATLAB - for MS-DOS Personal Computers", Prentice-Hall, Inc. A Simon & Schuster Company. Englewood Cliffs. New Jersey, 1992.

WILLIAMSON, D.; "Finite Wordlength Design of Digital Kalman Filters for State Estimation". IEEE Transactions on Aut. Control, vol. AC-30, No 10, 1985.



PAPER CODE: COB86

**ESTIMATIVA DE CUSTOS DE PRODUTOS NO PROJETO  
CONCEITUAL - METODOLOGIA PARA SELEÇÃO DA ESTRUTURA  
FUNCIONAL E ALTERNATIVA DE CONCEPÇÃO / ESTIMATE OF  
COSTS PRODUCTS IN THE CONCEPTUAL DESIGN - METODOLOGY FOR  
SELECTION OF THE FUNCTIONAL STRUCTURE AND ALTERNATIVE OF  
CONCEPTION**

CRISTIANO V. FERREIRA, FERNANDO A. FORCELLINI & NELSON BACK  
*Departamento de Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC  
Caixa Postal 476 - CEP 88000-000 - Florianópolis - SC - E-mail: cristian@grante.ufsc.br*

**Abstract**

In the conceptual design of a product must be a constant worry about the decision taking effect over the product's costs during its life cycle stages. The selection stages of the best product functional structure and the more adequate alternative solution of the conceptual design are fundamental for its success (AKAO, 1990). In the work, it will be presented an estimating model of products' costs, which aims to provide subsidies for decision taking and make possible the selection of a functional structure and a product alternative solution, more adequate to the target cost.

**Keywords**

Cost, Estimative, Methodology, Product, Design, Custo, Estimativa, Metodologia, Produto, Projeto

**1 - INTRODUÇÃO**

Nestes tempos de intensificação da competição internacional, as indústrias estão buscando caminhos para obter qualidade e competitividade de seus produtos no mercado que, por sua vez estão alicerçados no projeto do produto.

As decisões tomadas na fase de projeto conceitual são responsáveis pela determinação de 65 % do custo total do produto (BLANCHARD and FABRYCKY, 1990). Basicamente, estas ocorrem quando da seleção da mais adequada estrutura funcional e alternativa de concepção do produto em relação a um determinado custo-meta. O custo-meta do produto é o valor do seu custo do ciclo de vida, dado pelo somatório dos custos de projeto, produção, operação, manutenção, retirada e descarte. A análise do custo do produto requer a sua estimativa. O processo de estimativa de custos possui duas etapas distintas: preparação das informações e estimativa de custos (FERREIRA, 1997). A preparação das informações de custos, no projeto conceitual, ocorre quando são levantadas as necessidades dos clientes e estabelecidos os requisitos e as especificações de projeto. Por sua vez, a estimativa de custos do produto deve ocorrer quando da seleção da estrutura funcional e da alternativa de concepção.

Tendo em vista o exposto anteriormente, pode-se observar a necessidade de se buscar procedimentos para estimar e avaliar os custos do produto, na fase de projeto conceitual, principalmente, nas etapas de seleção da estrutura funcional e da alternativa de concepção.



## 2 - METODOLOGIA DE ESTIMATIVA DE CUSTO DE PRODUTOS NA FASE DE PROJETO CONCEITUAL

A metodologia proposta, tem como objetivo fundamental, fornecer subsídios às principais tomadas de decisão na fase de projeto conceitual, que ocorrem quando da seleção da estrutura funcional e da alternativa de concepção do produto. Para tal, são propostos três procedimentos mostrados na figura 1, os quais devem ser executados simultaneamente ao processo de projeto, de modo a agregar informações ao mesmo.

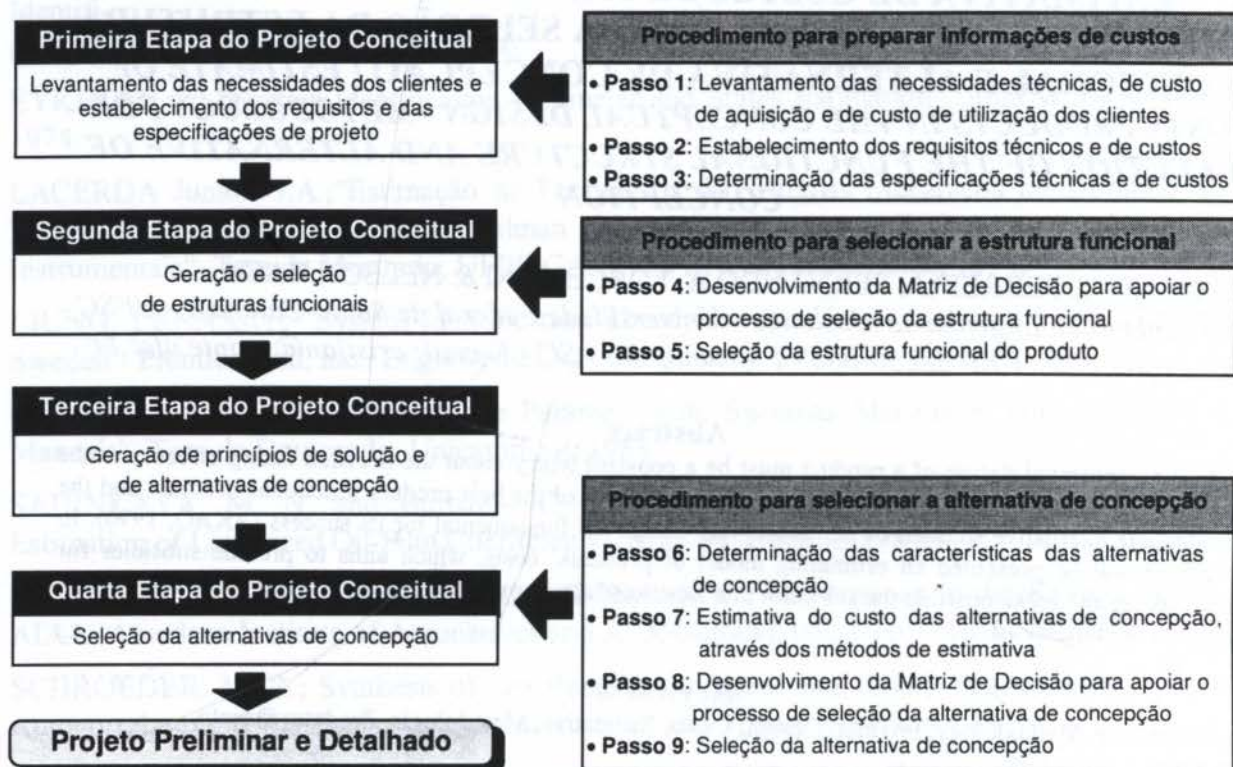


Figura 1: Síntese da metodologia de estimativa de custos proposta

### 2.1 - Procedimento para Preparar as Informações sobre Custos

Na primeira etapa do projeto conceitual é importante que ocorra a preparação das informações sobre custos, a partir de informações provenientes das estruturas de desdobramento e dos sistemas de gerenciamento de custos, juntamente com a definição da tarefa de projeto. Para isto, são propostos os seguintes passos:

#### **Passo 1: Levantamento das necessidades dos clientes**

A metodologia propõe que sejam levantadas as seguintes necessidades dos clientes internos (departamentos da empresa) e externos (consumidores):

- **Necessidades Técnicas** - refletem o que os clientes desejam do produto em termos de desempenho técnico, nas diversas etapas do seu ciclo de vida.
- **Necessidades de custo de aquisição** - compreende as necessidades dos clientes relativas ao custo direto de pesquisa, desenvolvimento, produção e construção do produto.
- **Necessidades de custo de utilização** - compreende as necessidades dos clientes relativas ao custo de operação, manutenção, retirada e descarte do produto.



## **Passo 2: Estabelecimento dos requisitos técnicos e de custo**

A metodologia propõem o levantamento dos seguintes requisitos de projeto:

- **Requisitos técnicos do produto -  $RT_i$**  - são  $m$  parâmetros técnicos mensuráveis que definem as características operacionais e as funções do produto.

- **Requisitos de custos do produto -  $RC_k$**  - é um conjunto de  $n$  custos relacionados ao ciclo de vida do produto, tais como, custo de pesquisa, documentação, teste, avaliação, manufatura, material, montagem e submontagem, inspeção, armazenagem, embalagem, controle de qualidade, suporte logístico, distribuição, operação, manutenção, material, peças de reposição, descarte dos elementos não reaproveitáveis, resíduos de elementos e retirada.

Após o estabelecimento dos requisitos, estes são relacionados às necessidades dos clientes, empregando a primeira matriz de QFD, a fim de obter os requisitos técnicos e de custos mais importantes, expressos, respectivamente, pelos pesos relativos ( $PR_{RT}$ ) e ( $PR_{RC}$ ).

## **Passo 3: Determinação das especificações técnicas e de custo**

Da mesma forma que as necessidades e os requisitos, as especificações de projeto também são agrupadas de acordo com a natureza das informações envolvidas.

- **Especificações técnicas do produto -  $ET_i$**  - são os requisitos técnicos expressos com um número e unidade. Por exemplo, potência mínima de 5 kW.

- **Especificações de custos do produto -  $EC_k$**  - são os requisitos de custos expressos com um número e uma unidade monetária, sendo dadas em termos de:

- i) **Custos absolutos ( $ECA_k$ )** - são os custos do ciclo de vida do produto expressos por um número e uma unidade monetária.

- ii) **Custo relativo ( $ECR_k$ )** - são os custos do ciclo de vida do produto expressos por um valor percentual do custo-meta.

Estes valores podem ser obtidos a partir de informações provenientes de informações nas empresas e das literaturas. A seguir, será apresentado o procedimento para seleção da estrutura funcional.

## **2.2 - Procedimento para Selecionar a Estrutura Funcional**

Nas sistemáticas atuais de projeto, a seleção da estrutura funcional é realizada de forma subjetiva, muito mais com base na intuição e na experiência, do que na avaliação mais criteriosa do seu desempenho sob o ponto de vista técnico e de custo.

Neste sentido, com o objetivo de apoiar e orientar o decisor no processo de seleção da estrutura funcional, é proposta a utilização de uma Matriz de Decisão, na qual estas estruturas são avaliadas em relação aos requisitos técnicos e as especificações de custos do produto.

## **Passo 4: Desenvolvimento da Matriz de Decisão**

A matriz de decisão, exemplificada na figura 2, tem o objetivo de apoiar o processo de seleção da estrutura funcional, através da obtenção de um índice que aponte o seu nível de desempenho técnico e de custo. A matriz é composta de dois campos de preenchimento.

O primeiro campo, superior, é destinado à avaliação das estruturas com relação aos requisitos técnicos, sendo obtido um índice de desempenho técnico, que fornece uma indicação de qual estrutura apresenta um melhor desempenho técnico em relação às demais.

O segundo, inferior, é destinado a avaliação das estruturas de acordo com as especificações de custos, sendo obtido um índice de desempenho de custo, fornecendo uma orientação de qual estrutura apresenta um custo mais baixo em relação às demais.



Simbolo			Estruturas Funcionais Geradas para o Produto (EF <sub>j</sub> )		
⊙	desempenho excelente	10			
○	desempenho satisfatório	5			
●	desempenho fraco	1			
Simbolo			Avaliação das estruturas em relação os requisitos técnicos		
↑	custo alto	10	RT <sub>1</sub>	PR <sub>RT1</sub>	⊙
↓	custo médio	5	RT <sub>2</sub>	PR <sub>RT2</sub>	○
●	custo baixo	1	...	...	...
			RT <sub>m</sub>	PR <sub>RTm</sub>	●
Índice de desempenho técnico (IDT <sub>j</sub> )			28,5	17,5	30,5
Especificação de Custo			Avaliação das estruturas em relação as especificações de custo		
EC <sub>1</sub>	0,40	↑	EC <sub>1</sub>	0,40	↑
EC <sub>2</sub>	0,25	●	EC <sub>2</sub>	0,25	↑
...	...	...	...	...	...
EC <sub>n</sub>	0,10	●	EC <sub>n</sub>	0,10	↓
Índice de desempenho de custos (IDC <sub>j</sub> )			12,5	23,5	20,5
Relação entre o IDT <sub>j</sub> e o IDC <sub>j</sub>			28,5 / 12,5 = 2,28	17,5 / 23,5 = 0,74	30,5 / 20,5 = 1,48

Figura 2: Matriz de decisão para seleção da estrutura funcional do produto.

O desenvolvimento da matriz de decisão compreende as seguintes tarefas:

**Tarefa 1: Avaliação das estruturas em relação aos requisitos técnicos** - é realizada através do preenchimento do primeiro campo da matriz, verificando se o desempenho técnico de cada estrutura (DT<sub>ij</sub>), para um determinado requisito é fraco, satisfatório ou excelente.

**Tarefa 2: Determinação do índice de desempenho técnico (IDT<sub>j</sub>)** - O índice (IDT<sub>j</sub>) de cada estrutura funcional  $j$  é obtido somando o resultado da multiplicação do valor do desempenho técnico (DT<sub>ij</sub>) de cada um dos  $m$  requisitos técnicos pelo seu, respectivo, peso relativo (PR<sub>RTi</sub>), conforme segue:

$$IDT_j = \sum_{i=1}^m (PR_{RTi} \times DT_{ij}) \quad (1)$$

onde, IDT<sub>j</sub> - índice de desempenho técnico da estrutura funcional  $j$ ;

PR<sub>RTi</sub> - peso relativo do requisito técnico  $m$  e

DT<sub>ij</sub> - valor da avaliação do desempenho técnico da estrutura funcional  $j$ .

**Tarefa 3: Avaliação das estruturas em relação às especificações de custo** - é realizada através do preenchimento do segundo campo da matriz, avaliando, se cada custo do ciclo de vida (EC<sub>k</sub>) das estruturas funcionais é alto, médio ou baixo.

**Tarefa 4: Determinação do índice de desempenho de custo (IDC<sub>j</sub>)**: O índice de cada estrutura  $j$  é obtido somando o resultado da multiplicação do valor (DC<sub>kj</sub>) de cada um dos custos do ciclo de vida pelo seu, respectivo, custo relativo (ECR<sub>k</sub>).

$$IDC_j = \sum_{k=1}^n (ECR_k \times DC_{kj}) \quad (2)$$

onde, IDC<sub>j</sub> - Índice de desempenho de custo da estrutura funcional  $j$ ;

ECR<sub>k</sub> - Valor relativo do  $n$  custo do ciclo de vida do produto e

DC<sub>kj</sub> - Valor da avaliação do custo do ciclo de vida de cada estrutura funcional.



### **Passo 5: Seleção da estrutura funcional**

A seleção da estrutura funcional deve ser realizada considerando aspectos técnicos e de custo, empregando-se os resultados obtidos a partir da aplicação da matriz de decisão.

Na maioria dos casos, tem-se como critério de seleção, o melhor desempenho técnico a um custo mais baixo. Nesta situação, o decisor deve buscar selecionar aquela estrutura que apresentar melhor relação entre o índice de desempenho técnico e de custo.

Entretanto, para os produtos que tenham como características fundamentais, a alta tecnologia e sejam destinados a consumidores de elevado poder aquisitivo, a estrutura a ser selecionada pode ser aquela que possua o mais elevado nível de desempenho técnico, e não, necessariamente, com um custo baixo. Por outro lado, para os produtos que apresentem como características básicas, um baixo nível tecnológico e sejam destinados a consumidores de baixo poder aquisitivo, a estrutura funcional a ser selecionada pode ser aquela que apresente o custo mais baixo, e não, necessariamente, o melhor desempenho técnico.

Desta forma, executando estes procedimentos tem-se, nesta etapa do projeto conceitual, uma estrutura funcional selecionada de acordo com critérios técnicos e econômicos.

### **2.3 - Procedimento para Selecionar a Alternativa de Concepção**

Selecionada a estrutura funcional do produto, a seguir são gerados os princípios de solução para cada função que, combinados, formam as alternativas concepção do produto.

Na etapa seguinte do projeto conceitual, deve ser realizada a seleção da alternativa de concepção mais adequada aos requisitos técnicos e ao custo-meta do produto. Para isto, serão empregados os seguintes passos para selecionar a alternativa de concepção do produto:

#### **Passo 6: Determinação das características da alternativa de concepção**

Segundo PAHL e BEITZ (1996), os princípios de solução não possuem informações suficientes para que se realize uma adequada avaliação da sua viabilidade econômica, pois não se dispõem informações suficientes sobre as suas características, aspectos de manufatura, montagem, entre outras. Entretanto, tem-se uma noção destas grandezas.

Assim, para estimar o custo das alternativas de concepção do produto, os autores afirmam que é necessário executar um “*Firm-up*” das alternativas de concepção, ou seja, deve-se refinar, estruturar, incorporar mais informações aos princípios gerados.

#### **Passo 7: Estimativa do custos das alternativas de concepções**

Para estimar o custo das alternativas de concepção geradas para o produto podem ser empregados os métodos de estimativa de custos. Estes métodos, vistos como um processo de transformação de informação, estimam o custo do produto a partir de informações de entrada levantadas durante o processo de projeto, tais como; energia, material ou sinal processados pelas funções que compõem a estrutura funcional do produto; especificações de projeto do produto e processos de fabricação.

Segundo BARTON e LOVE (1995), no projeto conceitual, os métodos podem ser classificados de acordo com a natureza das informações envolvidas na estimativa, em:

- Métodos baseados nas funções que compõem a estrutura funcional e
- Métodos baseados nas características dos princípios de solução do produto.

Os métodos baseados nas funções que compõem a estrutura funcional, analisam o produto em um nível mais abstrato, buscando a partir da definição das funções da estrutura funcional, estimar os custos do produto. Compõem este grupo o:



• Método de estimativa de custo do produto a partir das funções da estrutura funcional (STOKES, *et al.*, 1993) e

- Desdobramento dos custos das funções a partir da matriz de QFD (AKAO, 1990).

Por sua vez, os métodos baseados nas características dos princípios de solução e nos componentes do produto, buscam a partir de informações e características disponíveis e especificadas sobre estes, estimar os custos do produto. São eles:

• Métodos baseados na estimativa do custo do processo de produção (BLANCHARD e FABRYCKY, 1990; BOOTHOROYD, *et al.*, 1994; HUNDAL, 1993; PAHL e BEITZ, 1996);

• Método baseado na estimativa do custo de material do produto (BOOTHOROYD and RADOVANOVIC, 1989; HUNDAL, 1993; PAHL e BEITZ, 1996);

• Método baseado no desenvolvimento de leis de similaridades do produto (HUNDAL, 1993; PAHL e BEITZ, 1996) e

- Método Delphi (STOKES, *et al.*, 1993).

Conforme mostra a tabela 1, a utilização do método mais adequado depende, fundamentalmente, das informações disponíveis e do tipo do custo que se deseja obter.

Tabela 1: Características dos métodos de estimativa de custos.

Base da estimativa	Método Estimativa	Princípio Básico	Informações	
			Entrada	Saída
Funções da estrutura funcional	Análise do comportamento das funções	Estimar o custo da função a partir de equações paramétricas com características dos princípios de solução e componentes	Funções desempenhadas pelo produto	Qualquer custo do produto
	Matriz do QFD	Determinar o quanto uma função pode custar a partir do seu relacionamento com as necessidades dos clientes	Necessidades dos clientes, funções da estrutura funcional	O valor que uma função pode custar
Princípios de solução	Leis de Similaridade	Estimar o custo de um produto desconhecido através da análise do custo de um produto	Especificações e custo de um produto conhecido	Qualquer custo do produto
	Método Delphi	Desdobrar o produto em sistemas de menor complexidade, determinando valores de custo relativo entre eles. Estimando o custo do sistema mais simples tem-se o custo do produto.	Estrutura funcional, componentes, partes ou sistemas que compõem o produto e o seu custo	Custo de aquisição ou do ciclo de vida do produto
	Material do produto	Estimar o custo do produto a partir da estimativa do seu custo de material	Dimensões, tipo de materiais do produto	Material e do ciclo de vida
	Processo de produção	Estimar o custo do produto através da estimativa do custo do processo produtivo necessário a sua concepção	Operações para fabricar o produto e suas dimensões	Custo de fabricação e do ciclo de vida

### Passo 8: Desenvolvimento da Matriz de Decisão

A matriz de decisão proposta, exemplificada na figura 3, tem o objetivo de apoiar e orientar o decisor no processo de seleção da alternativa de concepção, a partir da obtenção de um índice de desempenho técnico, indicando qual delas possui melhor desempenho técnico em relação às demais e da apresentação do valor do seu custo estimado.

Símbolo	Desempenho Técnico	Valor (DA <sub>j</sub> )	Alternativas de concepção do produto ( AC <sub>i</sub> )		
			Alternativa de Concepção 1	Alternativa de Concepção 2	Alternativa de Concepção 3
⊙	desempenho excelente	10			
○	desempenho satisfatório	5			
*	desempenho fraco	1			
Requisitos Técnicos		PR <sub>RT</sub>	Avaliação das alternativas em relação aos requisitos técnicos		
RT <sub>1</sub>		PR <sub>RT1</sub>	⊙	*	○
...		...	...	...	...
RT <sub>m</sub>		PR <sub>RTm</sub>	*	⊙	○
Índice de Desempenho Técnico (IDA <sub>i</sub> )			384,5	297,6	412,2
Custo estimado da concepção			354,22	422,00	544,00

Figura 3: Matriz de decisão para seleção da alternativa de concepção do produto.



O desenvolvimento da matriz de decisão compreende as seguintes tarefas:

**Tarefa 1: Avaliação das alternativas em relação aos requisitos técnicos** - É avaliado se o desempenho técnico de cada alternativa de concepção ( $DA_{ij}$ ) para um determinado requisito é fraco, satisfatório ou excelente.

**Tarefa 2: Determinação do Índice de Desempenho Técnico ( $IDA_j$ )** - O índice de desempenho técnico ( $IDA_j$ ) de cada alternativa de concepção  $j$  é obtido somando o resultado da multiplicação do valor do desempenho técnico ( $DA_{ij}$ ) de cada um dos  $m$  requisitos técnicos pelo seu, respectivo, peso relativo ( $PR_{RTi}$ ), conforme segue:

$$IDA_j = \sum_{i=1}^m (PR_{RTi} \times DA_{ij}) \quad (3)$$

onde,  $IDA_j$  - Índice de desempenho técnico da alternativa de concepção  $j$  ;

$PR_{RTi}$  - Peso relativo do requisito técnico  $m$  e

$DA_{ij}$  - Valor da avaliação do desempenho técnico da alternativa de concepção  $j$ .

### **Passo 9: Seleção da alternativa de concepção do produto**

A seleção da alternativa de concepção deve ser realizada considerando aspectos técnicos e o valor do custo estimado do produto. Para isto, são empregados os resultados obtidos a partir da matriz de decisão, desenvolvida no passo 8, e do valor do custo estimado das alternativas de concepção, obtido no passo 7.

Na maioria dos casos, o decisor deve buscar selecionar a alternativa de concepção que apresentar o maior índice de desempenho técnico e um valor de custo estimado mais baixo.

Entretanto, para os produtos que tenham como características fundamentais, a alta tecnologia envolvida e sejam destinados a consumidores de elevado poder aquisitivo, a concepção a ser selecionada pode ser aquela que possua o mais elevado nível de desempenho técnico, e não, necessariamente, com custo baixo. Por outro lado, para os produtos que apresentem um baixo nível tecnológico e sejam destinados a consumidores de baixo poder aquisitivo, a alternativa de concepção a ser selecionada pode ser aquela que apresente o custo mais baixo, e não, necessariamente, o melhor desempenho técnico.

Portanto, nesta quarta etapa do projeto conceitual, através dos procedimentos apresentados tem-se uma alternativa de concepção do produto selecionada, através da avaliação técnica das mesmas e da análise de seus custos.

## **3 - CONCLUSÃO**

A metodologia proposta apresenta uma série de procedimentos que buscam apoiar o processo de tomada de decisão para selecionar a estrutura funcional e a alternativa de concepção do produto de um modo mais sistemático, através da avaliação mais criteriosa das estruturas e das concepções em relação aos requisitos técnicos e da estimativa de custos.

O processo de seleção da estrutura funcional e da alternativa de concepção do produto, inicia-se com a fase de preparação das informações sobre custos. A proposição da classificação das necessidades dos clientes, dos requisitos e das especificações do produto de acordo com a natureza das informações envolvidas, visou a sistematização do levantamento e da preparação das informações sobre custos. Esta sistemática tem a contribuição de "chamar" para o projeto conceitual as pessoas envolvidas nas diversas etapas do ciclo de vida do produto, convergindo aos conceitos e aos princípios da engenharia simultânea.



As especificações de custos podem ser obtidas a partir de informações provenientes das empresas e da literatura. As empresas possuem informações específicas para um tipo de produto, portanto, mais precisas. Entretanto, a obtenção destas informações requer que as empresas tenham conhecimento dos seus processos produtivos, o que pode ser obtido através das informações provenientes dos sistemas de gerenciamento. A literatura, geralmente, apresenta estas informações para uma classe de produto sendo, muitas vezes abrangentes, podendo gerar distorções e imprecisões no processo de estimativa de custos do produto.

A aplicação da matriz de decisão na seleção da estrutura funcional e da alternativa de concepção visa garantir que este processo seja realizado de forma sistematizada, com base em um número maior de informações, ao contrário, das práticas usuais.

Deve-se ressaltar que a metodologia de proposta não alterou a sistemática de execução do processo de projeto, mas agregou informações ao mesmo, de modo que a tomada de decisão seja realizada de forma mais objetiva, com base em informações de projeto.

Esta metodologia foi aplicada no projeto de implemento de abertura e adubação de sulcos no plantio direto, desenvolvido no Laboratório de Projeto da Universidade Federal de Santa Catarina. Os resultados obtidos nesta aplicação podem ser encontrados em FERREIRA, 1997.

#### 4 - REFERÊNCIAS

- AKAO, Y. *Quality Function Deployment - QFD: Integrating Customers Requirements into Product Design*. Productivity Press. Cambridge, 1990.
- BARTON, J.A e LOVE, D.M. *The Potencial of Simulation in the Financial Evaluation of Design Decisions*. International Conference on Engineering Design, 1995. Vol.3.
- BLANCHARD, B.S e FABRYCKY, W. J. *System Engineering and Analysis*. Second Edition. 1990. Prentice-Hall. Inc.
- BOOTHROYD, G., DEWHURST, P. and KNIGHT, W. *Product Design for Manufacturing and Assembly*. 1994. Marcel Dekker, Inc.
- BOOTHROYD, G. and RADOVANOVIC, P. *Estimating the Cost of Machined Components During the Conceptual Design of a Product*. Annals of CIRP 89.
- FERREIRA, C.V. *Estimativa de Custos de Produtos na Fase de Projeto Conceitual: Uma Metodologia para Seleção da Estrutura Funcional e Alternativa de Concepção*. UFSC. EMC. 1997. Dissertação.
- HUNDAL, M. S. *Cost Models for Product Design*. International Conference on Engineering Design, 1993. Vol. 2. pp. 1115-1122.
- KLASMEIER, V. *Kurzalkulationsverfahren zur kostenmittlung beim methodischen Konstruieren*. Schriftenreihe Konstruktionstechnik. H.7. TU Berlin: Dissertation 1985.
- OSINSKI, Z. *Optimal Design of Machines Regarding the Production Costs*. International Conference on Engineering Design, 1991. Vol. 1. pp 624-627.
- PAHL, G e BEITZ, W. *Engineering Design: Systematic Approach*. Springer Verlag. 1996.
- STOKES, C.A., FRENCH, M.J. and WIDDEN, M. B. *Function-Costing: Recent Developments*. International Conference on Engineering Design, 1993. Vol. 2. pp. 1123-1129.



PAPER CODE: COB641

## AN ORGANISATIONAL FRAMEWORK FOR DEVELOPING HIGH TECHNOLOGY PRODUCTS - EXPERIENCES OF A BRAZILIAN AERONAUTICAL COMPANY

Antonio da Cunha Campello, Luís Gonzaga Trabasso

EMBRAER – Departamento Técnico - Av. Brigadeiro Faria Lima, 2170 – São José dos Campos – SP – Brasil -  
CEP 12227-901 – E-mail: [campello@netvale.com.br](mailto:campello@netvale.com.br)Divisão de Engenharia Mecânica Aeronáutica – Instituto Tecnológico de Aeronáutica – ITA – Praça Marechal  
do Ar Eduardo Gomes, 50 – São José dos Campos – SP – Brasil – CEP 1228-904 – E-mail:  
[gonzaga@mec.ita.cta.br](mailto:gonzaga@mec.ita.cta.br)

### Abstract

This paper relates the Integrated Product Development (IPD) approach with the need of having an improved organisational framework and proposes an integrated management approach to companies which develop complex products. It describes the degree of complexity for developing an aircraft, emphasising the market demand to decrease the development cycle time and operational costs as well as to increase the customer satisfaction and the embedded product quality. The effectiveness of a design that involves complex technologies is highly affected by the project and process management approach. This paper describes some experiences of a Brazilian Aeronautical company, revealing the main pitfalls to move from a functional to a matrix organisation, envisioning a team-based working philosophy. It also describes the required evolution of the product development process to cope with market needs. It concludes the analysis proposing a management framework that balance the organisational aspects with the modern product development process.

### Keywords

Integrated Product Development/Desenvolvimento Integrado do Produto, Concurrent Engineering/Engenharia Simultânea, Aircraft Design Process/Processo para Projetar Aeronaves, Design Management/Gerenciamento de Projeto

## 1. INTRODUCTION

The aeronautical business has been under severe changes since the beginning of this decade. The end of the cold war led to a global reduction of military budget, which reflected directly in the companies that produce military aircraft. In addition, the commercial market has shrunk in the period 1990-1995. As a consequence, most of the aeronautical companies have laid off a considerable amount of workers. In spite of that, some of the companies have invested in technology and organisation in the crisis period, considering that the market would be extremely competitive when recovering from that difficult scenario.

From 1996 to date, the aeronautical market has been growing considerably and, therefore, it is demanding shorter time to market for new product developments. Several approaches have been used to comply with market demands, such as offering variants of existent aircraft,



new financial policies, companies merge, new technologies, methodologies and managerial actions. On the other hand, the product development cycle is usually very long and does not allow abrupt changes in the product development processes because it is necessary to maintain all the safety requirements and guarantee the lowest possible risk due to the long term profile of the investment.

This paper discusses the influence of the Integrated Product Development approach into the organisation of a company, considering the shift in the aeronautical market from technology oriented to business oriented.

## 2. DEVELOPMENT OF COMPLEX PRODUCTS

The complexity of a product development may be measured based on the following factors:

- Development cycle time
- Development cost
- Number of involved technologies
- Number of suppliers

For the **commuter aircraft segment**, we may consider the following numbers:

**Development cycle:** 2 to 5 years (usual period from preliminary analysis until the flight of the first prototype, for projects which start from scratch).

**Development cost:** Usually from US\$ 50 million to US\$ 400 million

**Number of involved technologies:** Hundreds of technologies are needed to develop an aircraft.

**Number of suppliers:** not less than 500

The numbers above indicate that the development of an aircraft is a highly complex development process.

## 3. INTEGRATED PRODUCT DEVELOPMENT

The Integrated Product Development philosophy (Andreasen et al., 1987) deals, basically, with four aspects, as follows (see Figure 1):

- **Product Development Process:** Considering the multidisciplinary content of a highly complex product development, it is necessary to have formal processes to conduct the product development, in order to minimise the risk of bad interface between complementary technologies. Considering the severe change the aeronautical segment has presented along this decade (see chapter 1 of this paper), it is crucial to re-engineer the old processes, stressing the business oriented aspects demanded by current market scenario.
- **Computer Environment:** Due to the increasingly competitiveness and market growing in the aeronautical segment, several software and hardware improvements have been brought into scene (Davenport, 1993). They speed up data processing time, optimise design approaches and, the best of all, they structure the teamwork environment. Examples of such softwares are PDM (Product Data Management), ERP (Enterprise Resource Planning), CAPP (Computer Aided Process Planning) and MDO (Multidisciplinary Design Optimisation), all of them immersed in an internet/intranet environment. The tendency of CAD platform to windows NT is another factor that will change significantly the way of design interfacing.



- **Team-Based Organisation:** The team culture (Tippet and Peters,1995) has come true into the companies which deal with highly complex products. However, it demands a great effort to change involved people behaviour because the efficiency of a multi-skill based team depends on people preparation to such a kind of approach.
- **Integrated Planning:** An intelligent planning system must be used during complex product development so as to allow different levels of decision. It is necessary to administrate the predicted activities considering several aspects ( processes, available time and resources, effectiveness and efficiency of the project, budget, quality, etc.). Therefore, an integrated planning is not just a matter of linking activities but it is strongly related with the organisation of activities to achieve the established targets as well as with the administration of the activities boundaries.

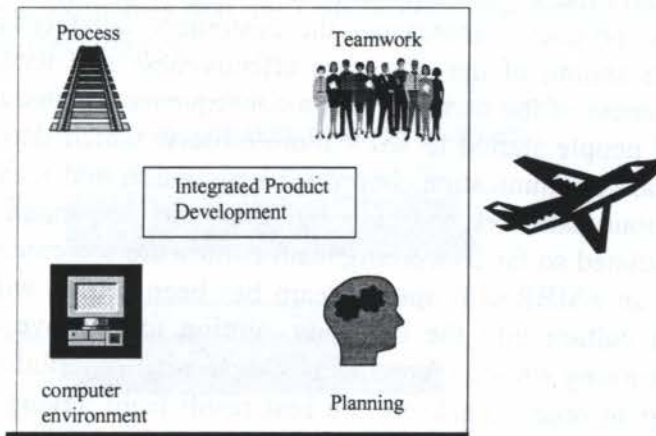


Figure 1: Integrated Product Development Contributors

#### 4. EMBRAER: AN EXAMPLE OF CHANGE TO COMPLY WITH COMPLEX PRODUCT DEVELOPMENT DEMANDS

EMBRAER has realised the need to work into a concurrent engineering environment since the end of the last decade. ( A team to link production and design areas was settled, an electronic mock up was used as a single reference for installation analysis, a single product development structure was used as a reference for all areas inside the company, product support areas were more involved in the early phases of the product development, etc.). The benefits of this approach have been demonstrated in the last product launched in the commercial market, the EMB-145 aircraft. Such an aircraft is being very well accepted by the market. The EMB-145 aircraft project was a good basis to allow EMBRAER to invest into an Integrated Product Development approach.

The company was privatised in December 1994. Since then, the concurrent engineering philosophy (Michelletti,1994) is evolving to an Integrated Product Development philosophy (Shaw et al.,1993). Concerning the four branches of the Integrated Product Development, above described, we can classify EMBRAER as follows:

- **Product Development Process:** In spite of the natural evolution of the product development processes, a consultant group was hired to help the company to re-design its processes. It has been an aggressive way of changing some paradigms. Some important concepts which will lead to a broader concurrent engineering environment have been addressed and embedded into the product development processes.



- **Computer Environment:** A gradual migration from mainframe to a client server architecture has allowed an increasing integration among the existent databases. Investments in microcomputers and workstations have speeded up significantly the design efficiency. Some specific software, like DFMA (Design for Manufacture and Assembly), Fluid Dynamic Analysis, and Finite Element Analysis have increased significantly the design integration and effectiveness. It has also been realised that the windows NT platform will reinforce considerably the design integration. An increasing importance of inter/intranet, PDM (Product Data Management), ERP(Enterprise Resource Planning) and CAPP (Computer Aided Process Planning) has led the company to review its corporation computer architecture.
- **Team-Based Organisation:** The change of the corporation structural organisation from strictly functional to matrix like organisation contributed significantly to work with a better focus on the programs (products), increasing the customers satisfaction. In addition, it allowed a better understanding of the processes effectiveness and tools contribution to increase the competitiveness of the company. As a consequence of concurrent engineering approach, the involved people started to work more closely, which demanded additional skills such as better oral communication, improved negotiation and meetings techniques. Therefore, a training about teamwork and team-building was demanded. The experiences EMBRAER has accumulated so far concerning team culture are extremely positives. Since the beginning of 1997 an EMBRAER special team has been settled with the mission of disseminating de team culture into the company, aiming to improve company results. EMBRAER has been working with the "core team" (McGrath,1992) philosophy.
- **Integrated Planning:** In order to achieve the best result from having a formal product development process, a teamwork approach and a better use of computer tools, it is necessary to have a better administrative support. The activities planning is one of the most important drives to improve company's performance. Therefore, the way of planning activities must change to consider a Work Breakdown Structure (WBS) compatible with a team-based organisation. Having a better planning structure, it is necessary to establish the links among the major activities (every time a schedule change takes place, all the linked activities must change accordingly). This approach provides a better understand of activities dynamics and allows the Product Development manager to identify the main threats to comply with project milestones.

In the authors' point of view, the main pitfalls to move from a functional organisation to a matrix and team-based organisation, are the following:

- It takes time for the managers to understand the benefits of having a matrix, team-based organisation. Therefore, it is important to stress the organisation philosophy with specific training or through dedicated administrative meetings.
- The functional areas must change from a product orientated profile to a technology orientated profile. They must focus on the technology efficiency and effectiveness as well as on the product development processes to better support the product development. They must act more as a quality auditor and consultant than as a product manager.
- The product manager must have a very sharp view of product cost, schedule and functional performance.
- Teams must have a clearly stated mission with the required resources and targets.
- Teams must be trained in team culture since the very early beginning.
- People must be assigned to the right place and must be well prepared to comply with their tasks.



- Responsibilities must be delegated as much as feasible.
- A risk analysis must be conducted to all major project activities.
- People must be rewarded by the achieved results.
- Teams must be assigned initially to multidisciplinary issues only.

## 5. THE EVOLUTION OF INTEGRATED PRODUCT DEVELOPMENT IN THE WORLD, FOR AERONAUTICAL COMPANIES:

A survey, carried out by Wright *et al.*(1995), revealed that the aeronautical companies were increasingly adopting the Integrated Product Development Philosophy. The bar chart (Figure 2) shows the percentage of American Aeronautical companies, European companies, and Aircraft Manufacturing companies that use Concurrent Engineering, Cross Functional Teams and Integrated Product Development.

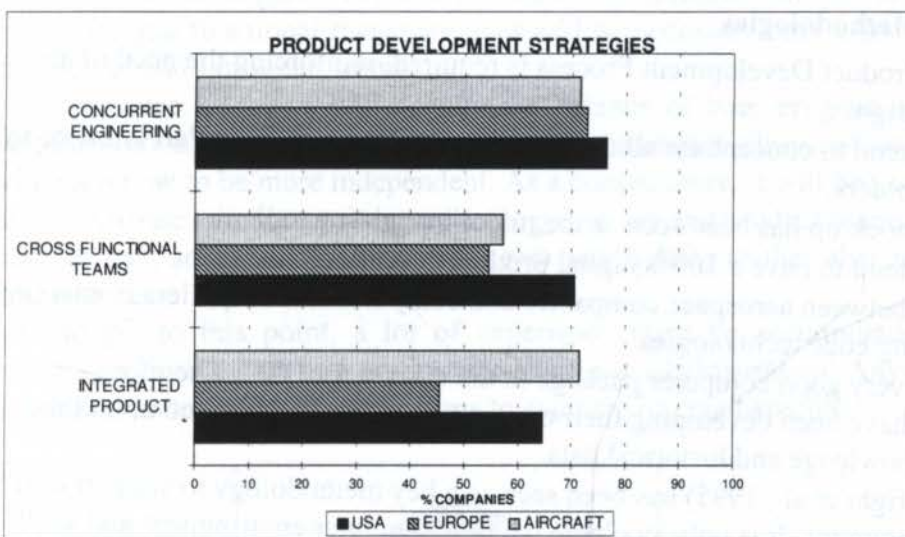


Figure 2: Aeronautical Companies and the Integrated Product Development

## 6. SURVEY OF INTEGRATED PRODUCT DEVELOPMENT AND DESIGN TO COST

The author has participated, in November 1995, of an EMBRAER team who visited the best aerospace companies in the USA to understand the evolution of the Integrated Product Development Philosophy. The following conclusions have been achieved:

### 6.1 Organisational Aspects

- IPD and DTC (Design to Cost) (Miller,1993) have been seen as companies strategies to survive in this highly competitive market.
- Short, medium and long term plans are established to achieve world class status.
- Upper management areas are in charge of IPD and DTC implementation.
- Product Development Process must be reviewed to enable IPD and DTC implementation.
- Suppliers and customers involvement must be stressed.

- High investments in technological and organisational infra-structure are required.
- Most of the companies started IPD implementation at least 4 years ago.
- It is quite common the philosophies of "core team" and "product centres".
- Specific training to IPD, as well as teaming behaviour, have been seen as a key point inside the implementation process.
- IPD and DTC implementation usually starts with a pilot program. After that, oncoming programs start under IPD and DTC mainframe derived from the pilot program.
- Teaming culture is a critical factor of success to achieve IPD and DTC expected results.
- Companies have been experiencing very good results from IPD and DTC philosophies.

## 6.2 Tools and Methodologies

- Review of Product Development Process is required, reinforcing the need of an effective design.
- Companies tend to concentrate all design data related to a specific Part Number in electronic folders.
- Electronic mock up has been seen as the major integrating tool.
- Companies tend to have a 100% digital product definition.
- Strong link between aerospace companies and computer tools suppliers is enabling to use leading edge technologies.
- There is no very good computer package in the market for DTC. Therefore, companies have been developing their own computer packages based upon their expertise knowledge and historical data.
- DFMA (Wright et al., 1995) has been seen as a key methodology to support cost reduction programs. It is only available in microcomputer environment and shall migrate to CAD environment in the future.
- Production processes will be simulated in the computer to generate more accurate data to be used in the DTC process.
- Willowby template, Pareto and Trade Studies (Miller,1993) are quite useful to support risk analysis.
- Quality Function Deployment (QFD) (Carey,1992) has been used for some companies in a simplified form. Preference has been given to the first matrix (house of quality).
- Product Data Management (PDM) evolution is becoming more and more important to enable a modern product development process.
- CAD archives conversions have been avoided by everyone.
- Companies have been maintaining software development teams in order to make specifications, as well as to develop and support software tools.
- Heterogeneous tools environment is inevitable.
- Client-server architecture is a trend.

## 6.3 Major challenges to implement IPD/DTC

- Legacy data versus technological updating.
- Electronic data interchange with partners.



- The role of functional areas.
- Teaming culture (empowerment, skills, leadership, etc.)
- Training to change employees culture.

## 7. PROPOSAL OF A NEW ORGANISATIONAL FRAMEWORK TO COPE WITH MARKET DEMANDS OF COMPETITIVENESS

New organisations must be very focused on the customer satisfaction and, simultaneously, must be very competitive in the market. Therefore both sides of the organisational matrix must be stressed. Based on that, it is proposed to have the core team (a semi-independent team with a leader and some members with complementary skills who administrate people from functional areas - McGrath, 1992) philosophy for both sides of the matrix (program and technologies). The matrix would have program and technologies teams rather than program and functional managers. It would be necessary only a few managers to handle technologies and/or program teams.

In the future, some managers will acquire the balance of both program (product) and functional administration, combined with teamwork management philosophies. In addition, the teams will learn how to be more independent. As a consequence, it will be necessary fewer managers to administrate (simultaneously) technology/process and product teams, as shown in Figure 3. Besides that, some members of each team will belong to the other team and will share their experiences.

However, to get to this point, a lot of experience must be accumulated concerning teamwork, processes, technology and product development administration. Anyway, this is a direction that should be tested by pilot programs to evaluate its cost/benefits.

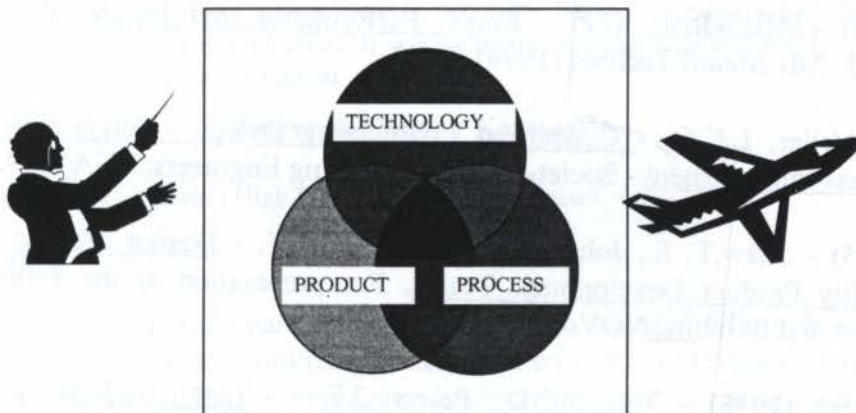


Figure 3: Transition from matrix, team-based organisation to a team based only organisation

## 8. CONCLUSIONS

A highly competitive market, like the aeronautical market, requires the continuous improvement of companies effectiveness. As described here above, the way a company organise itself to develop new products is a key factor to succeed. Considering that, EMBRAER is a company which has embarked on a continuous organisation improvement to compete in a global market. Some positive results achieved by the EMB-145 aircraft design

have demonstrated how powerful a concurrent engineering environment can be. The aeroplane has been built within the target cost and its actual performance has exceeded the predicted one. Therefore it is a good internal example which drives forward the company to search for new product development strategies.

It has also been found that the Business Process Re-engineering is a Critical Factor of Success to stay in the market. Another lesson learned is that the corporation must be seen as a live organism which needs to be healthful to be likely to survive in a very competitive environment.

## 9. REFERENCES

- Andreasen and Hein (1987)** - Andreasen, M.M., and Hein, L. - Integrated Product Development - IFS (Publications), UK, 1987.
- Carey (1992)** - Carey W.R. - Tools For Today's Engineer - Strategy for Achieving Engineering Excellence - Society of Automotive Engineers, Inc USA, 1992.
- Davenport (1993)** - Davenport, T.H. - Process Innovation - Emst & Young, USA, 1993 - Translation to Portuguese, Editora Campus, Brazil, 1994.
- McGrath et al. (1992)** - McGrath, M.E., Anthony, M.T., and Shapiro, A.R. - Product Development: Success Through Product and Cycle Time Excellence. Butterworth - Heinemann, USA, 1992.
- Michelletti (1994)** - Michelletti, G.F. - Roots, Performance and Future of Concurrent Engineering - Int. J. Adv Manuf Technol (1994) 9: 1-2.
- Miller (1993)** - Miller, L.C.G. - Concurrent Engineering Design - Integrating the Best Practices for Process Improvement - Society of Manufacturing Engineers, USA, 1993.
- Shaw et al. (1993)** - Shaw, T. E., Johnson, M.C., Harano, K.Y. - Design Agility: A critical Attribute of Quality Product Development Teams. For preparation at the Fifth National Quality Symposium and Exhibits, NOV. 17-19, USA, 1993.
- Tippett and Peters (1995)** - Tippett, D.D., Peters, J.F. - Team Building and Project Management. How Are We Doing? - Project Management Journal, December 1995, pp 29-37.
- Wright et al. (1995)** - Wright, I.C., Campello, A., Segre, F.M., Benedetto, H. and Araujo, C. - A Survey of Methods Utilisation During the Design Process in UK Industries. Survey report, Loughborough University of Technology, Loughborough, UK, 1995.



PAPER CODE: COB627

**ANÁLISE DOS RECIPIENTES COMPOSTOS SECCIONADOS E INTEIRIÇOS USADOS PARA A GERAÇÃO DE ALTA PRESSÃO / ANALYSE OF SEGMENTEDS AND ENTIRES COMPOUNDS VESSELS USED TO OBTAIN THE HIGH PRESSURE**

ALAN MONTEIRO RAMALHO, GUEROLD SERGEEVITCH BOBROVNITCHII &amp; SÉRGIO NEVES MONTEIRO

*Laboratório de Ciência de Materiais Avançados da Universidade Estadual do Norte Fluminense, LAMAV - UENF, CEP 28.015-620 Campos dos Goytacazes, Brasil -**E-mail: alan@uenf.br.***Abstract**

In scientific and technological work two kinds of apparatus are normally used to obtain high pressure up to 7 GPa: cylindrical pistons or conic pistons. These setup allows pressures much higher than the limited rupture of materials which piece are made of. This is possible due to application of a special device called compound vessel. The present work analyses the construction, under normal working pressure, the junction between sector are kept closed and the junction surfaces have normal stress close to zero. The obtained correlation permits the determination, after fabrication and under loading, of stress and strain states of internal sector of the segmented rings compound vessel. It was necessary to design a special profile for the side surface of the sectors to obtain this proposed condition.

**Palavras-Chave / Keywords**

Alta Pressão, Recipiente Composto / High Pressure, Compound Vessel.

**1. INTRODUÇÃO**

Na ciência e na tecnologia para obtenção de pressão de até 7 GPa utilizam-se dois tipos de dispositivos de alta pressão, com punção cilíndrica e cônica. O primeiro tipo de dispositivo é apresentado na figura 1a. Este é empregado basicamente para a criação de pressão no meio líquido ou gasoso (até 2 GPa) e para trabalhos experimentais na física dos sólidos (até 5 GPa) (Dawson, 1980 e Bobrovnitchii, 1972). O segundo tipo (figura 1b) é aproveitado em processos de produção de materiais de alta dureza, como por exemplo diamantes sintéticos (Bobrovnitchii, 1972 e Kobelco, 1991). A grandeza máxima da pressão para este tipo de dispositivo não é mais que 7 GPa.

As construções citadas permitem criar uma pressão maior que as características de resistência dos materiais comerciais conhecidos atualmente. Tal pressão é possível à custa da aplicação dos recipientes compostos nos quais os anéis 1 e 3 são colocados um dentro do outro por meio de encaixamento à quente ou à frio. A grandeza da pressão de encaixe tem que ser o suficiente de modo que na parede interna não ultrapassem as tensões admissíveis para os materiais utilizados. O anel interno 1 pode ser produzido inteiriço ou seccionado no plano radial (figuras 2a e 2b) (Gonikberg et al., 1959, Bertram, 1975 e Pugh et al., 1980). São

2246



possíveis duas variantes de trabalho de recipientes com anel seccionado 1' interno: com aparecimento de espaços entre as superfícies laterais 6 das partes iguais do anel 1' e sem aparecimento sob aumento da pressão interna.

Com aparecimento destes espaços as bordas dos setores podem vir a ser os concentradores de tensão para o anel posterior e nos espaços de trabalho é possível a extrusão de material trabalhado, aumentando posteriormente as tensões no anel interno sob pressão zero em condições de pós-operação (Dawson, 1980).

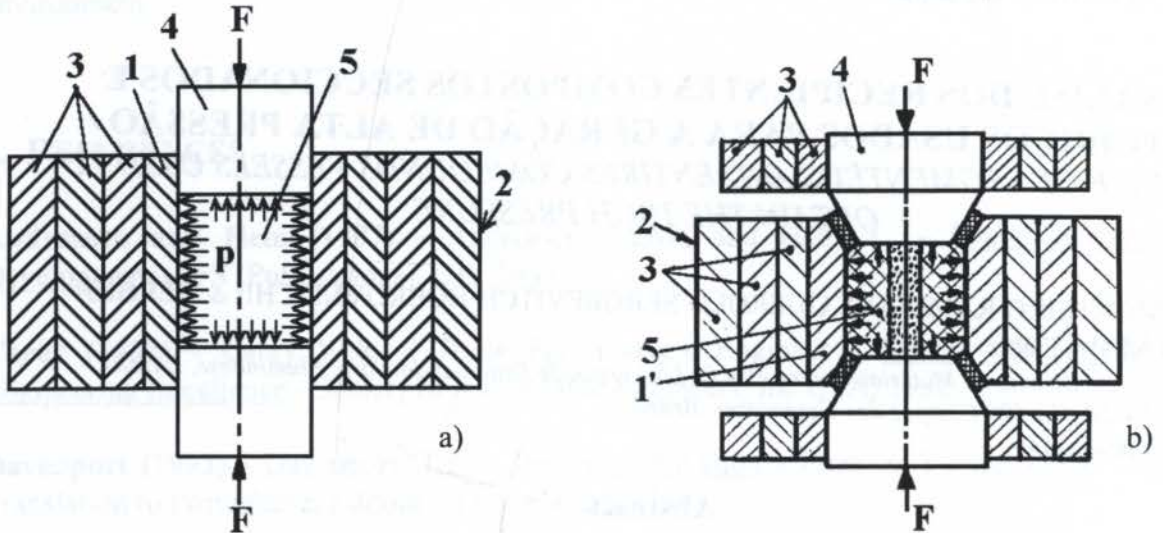


Figura 1 - Tipos de dispositivos de alta pressão. a) Tipo punção-cilindro; b) Tipo "Belt".  
1- Anel interno; 2 - Corpo do recipiente; 3 - Anéis do corpo; 4 - Punção; 5 - Meio comprimível.

## 2. COMPARAÇÃO ENTRE OS RECIPIENTES COM ANEL INTERNO INTEIRO E ANEL INTERNO SECCIONADO

Para a utilização mais racional da construção com anel seccionado 1', e sua comparação com a construção do anel inteiro, é necessário ter em toda a superfície da junção dos setores tensões tangenciais ausentes ou perto de zero.

Observando o recipiente com paredes retas que tem anel interno inteiro (figura 2a) vemos que o coeficiente de espessura da parede é  $k_i = r_i/r_2 = k_a$ , vemos também que no recipiente com anel seccionado (figura 2b) o coeficiente de espessura da parede é  $k_s = r_1/r_2 = k_a$ . Estabelecemos as seguintes condições:

1. O corpo 2 destes dois recipientes (figura 2) tem coeficiente de espessura de parede igual a  $k = r_2/R$ . O corpo pode ser completado com anéis ou enrolamento de fita de aço.
2. Os recipientes compostos podem trabalhar com sucesso sob pressão de 1,5~1,6 GPa, como demonstrado na prática, em função disso a pressão máxima admissível na junção do anel 1 e do corpo 2 é para nós conhecido (Pugh et al, 1980).
3. O anel seccionado 1' é formado por "n" unidades (figura 2b). As superfícies laterais 6 destas antes da montagem no corpo deve ter uma configuração tal que possa garantir, após a montagem, uma distribuição das tensões normais calculadas para a superfície 6 da junção.
4. A construção com anel seccionado 1' pode ser racionalmente realizada de duas formas: recipientes para a máxima pressão possível "p<sub>m</sub>" que é definido pelas características mecânicas do material do anel 1' (a propósito, o anel 1' pode ser fabricado de metal duro) ou recipientes de tamanhos mínimos sob uma pressão qualquer "p":  $p_2 < p < p_m$



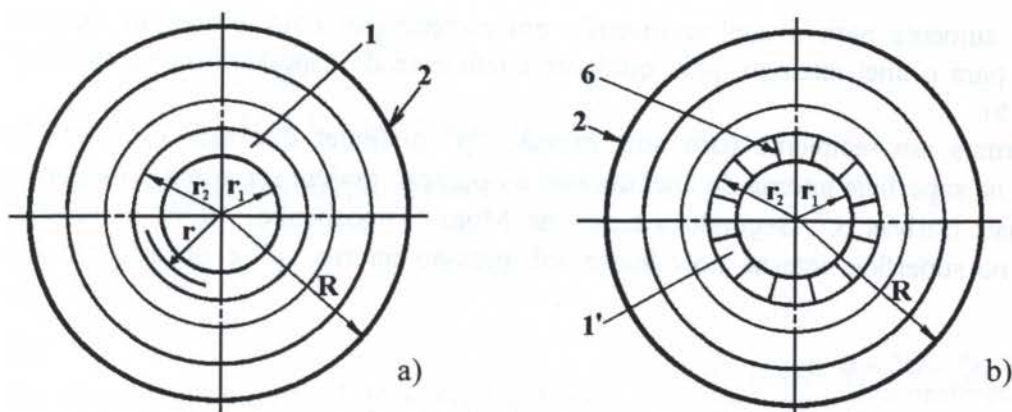


Figura 2 - Esquema da secção transversal do recipiente.

a - Com anel interno inteiro.

b - Com anel interno seccionado .

Onde:  $p \Rightarrow$  Pressão nominal.

$p_m \Rightarrow$  Pressão máxima possível.

$p_2 \Rightarrow$  Pressão de contato entre o corpo 2 e o anel interno 1.

Evidentemente o recipiente composto trabalha sob máxima pressão possível quando sob operação as tensões tangenciais na superfície interna do anel seccionado 1' são iguais a zero e a durabilidade do recipiente avalia-se somente de acordo as tensões radiais de compressão.

Neste caso:  $p_m = [\sigma]_{com}$

Onde:  $[\sigma]_{com} \Rightarrow$  Tensão admissível de compressão para o material do anel interno, definida pela razão entre a tensão de escoamento e o fator de segurança.

Nas condições acima citadas, as fórmulas de Lamé (Timoshenko, 1976) para cilindro em que atuam uma pressão interna " $p_m$ " e externa " $p_2$ " temos, para o anel inteiro:

$$k_i = \sqrt{\frac{2 \cdot p_2}{p_m} - 1} = \sqrt{\frac{2 \cdot p_2}{[\sigma]_{com}} - 1} \quad (1)$$

A análise da fórmula (1) mostra que a construção com anel inteiro permite aproveitar totalmente a resistência mas somente para materiais que tem  $[\sigma]_{com} < 2 \cdot p_2$ . Por outro lado se a grandeza racional do coeficiente de espessura da parede do anel inteiro é igual à  $k_i \geq (0,25 \sim 0,3)$  então a pressão máxima " $p_m$ " é obtida sob as seguintes condições:  $p_m \leq (1,8 \sim 1,9)p_2$ . Agora vamos observar o recipiente com anel seccionado. Faremos a configuração das junções de tal forma que sob uma pressão " $p_m$ " a junção não se abra em nenhum ponto. Mas ao mesmo tempo por toda a superfície da junção as tensões normais tangenciais são iguais a zero. Logo destas correlações geométricas simples (figura 2b) segue-se que:

$$\frac{p_2}{p_m} = \frac{r_1}{r_2} = k_s \quad (2)$$

Analisando as equações (1) e (2) deduzimos que a construção com anel seccionado permite o melhor aproveitamento dos recursos da resistência à compressão para qualquer material, desde que uma adequada espessura de parede do anel  $k_s$  seja selecionada. A comparação entre as equações (1) e (2) (veja as curvas 1 e 4 na figura 3) mostra que em todo intervalo de variação da relação  $p_2/p_m$  o recipiente com anel seccionado apresenta vantagens. Para uma relação qualquer entre as pressões  $p_2$  e  $p_m$  as dimensões do recipiente (raio externo R) vão diminuir na troca do anel inteiro ( $R_i$ ) pelo anel seccionado ( $R_s$ ) (veja a figura 4). Por outro lado se as dimensões do recipiente são mantidas constantes, a pressão máxima

admissível “ $p_{sm}$ ” aumenta para o anel seccionado em comparação com a pressão máxima admissível “ $p_{im}$ ” para o anel inteiriço, para qualquer coeficiente de espessura da parede “ $k_a$ ” qualquer (figura 5).

Se fabricarmos um recipiente para uma pressão “ $p$ ” qualquer que está no intervalo  $p_2 < p < p_m = [\sigma]_{com}$ , na superfície interna do anel durante a operação podem ser admitido algumas tensões tangenciais trativas  $\sigma_t^r$ . Segundo a teoria de Mohr (Timoshenko, 1976) as tensões equivalentes  $\sigma^r$  na superfície interna do cilindro sob pressão interna “ $p$ ” e pressão externa qualquer são:

$$\sigma^r = \sigma_t^r - \nu \cdot \sigma_r^r = \sigma_t^r + \nu \cdot p; \quad (3)$$

Onde:  $\sigma_r^r \Rightarrow$  Tensões radiais na superfície interna do cilindro (anel).

$\nu \Rightarrow$  Coeficiente que caracteriza que o material trabalha desigualmente na compressão e na tração. Se determinarmos:

$$\alpha = \frac{[\sigma]_{com}}{p}; \quad \alpha > 1 \quad (4)$$

Pois se:  $\nu = \frac{\sigma^r}{[\sigma]_{com}}$

da equação (3) e considerando (4) receberemos:

$$\sigma_t^r = \nu \cdot p \cdot (\alpha - 1) \quad (5)$$

Portanto sob pressão de trabalho o anel inteiriço fica sujeita a uma pressão interna “ $p$ ” e uma pressão externa “ $p_2$ ”, segundo as fórmulas de Lamé [7].

$$\sigma_t^r = \frac{p \cdot (1 + k_i^2)}{1 - k_i^2} - \frac{2 \cdot p_2}{1 - k_i^2} \quad (6)$$

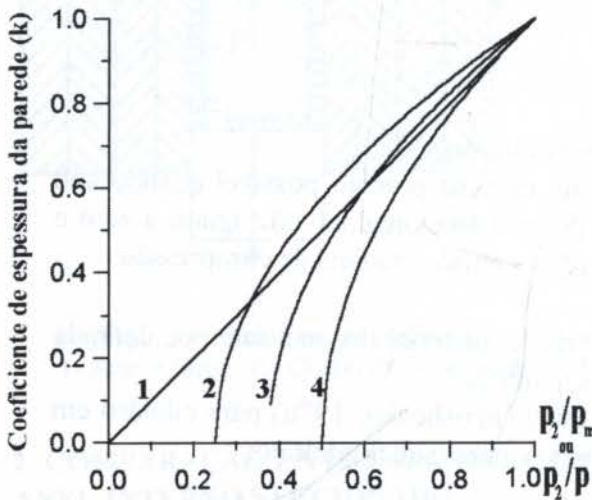


Figura 3 - Avaliação das dimensões do anel inteiriço e seccionado.

- 1 -  $K_s$  conforme a fórmula (2).
- 2 -  $K_i$  quando  $\alpha = 1,5$  e  $\nu = 1$ .
- 3 -  $K_i$  quando  $\alpha = 1,5$  e  $\nu = 0,5$ .
- 4 -  $K_i$  conforme a fórmula (1).

Das equações (5) e (6) decorre que:

$$k_i = \sqrt{\frac{2 \cdot p_2 - [1 - \nu \cdot (\alpha - 1)] \cdot p}{1 + \nu \cdot (\alpha - 1)}} \quad (7)$$

Normalmente na prática usam-se:  $1 < \alpha \leq 1,5$ ;  $0,5 \leq \nu \leq 1$ . Para  $\alpha=1$  e um “ $\nu$ ” qualquer a equação (7) consiste na equação (1). A equação (7) corresponde as curvas 2 e 3 (figura 3) para a faixa de valores restringidos de “ $\alpha$ ” e “ $\nu$ ”. A escolha de uma ou outra construção do anel depende das grandezas reais de  $\alpha$ ,  $\nu$  e  $p_2/p$ . Para entender claramente as áreas de utilização racional de cada construção devemos determinar as variáveis dependentes do ponto de interseção das curvas  $k_s$  e  $k_i$  em função de “ $\alpha$ ” e “ $\nu$ ”.

Com certeza as curvas vão se cruzar em um ponto de coordenadas ( $p_2/p$  e  $k_i = k_s = k_a$ ). Pois segundo a fórmula (2) segue-se que  $k_s = p_2/p$ , logo as coordenadas do ponto de interseção podem ser denotadas da seguinte forma: ( $p_2/p, p_2/p$ ). Logo das equações (5) e (6) temos:



$$v \cdot p \cdot (\alpha - 1) = p \cdot \frac{1 + k_a^2}{1 - k_a^2} - \frac{2 \cdot p_2}{1 - k_a^2}$$

$$k_a^2 \cdot [1 + v \cdot (\alpha - 1)] - 2 \cdot k_a + [1 - v \cdot (\alpha - 1)] = 0 \quad (8)$$

Então os radicais da equação (8) são:

$$k_{a1} = 1$$

$$k_{a2} = \frac{[1 - v \cdot (\alpha - 1)]}{[1 + v \cdot (\alpha - 1)]} \quad (9)$$

Da equação (9) e figura 3 deduzimos que para  $\frac{p_2}{p} > \frac{1 - v \cdot (\alpha - 1)}{1 + v \cdot (\alpha - 1)}$  a preferência deve ser dada a construção com anel inteiriço, e para  $\frac{p_2}{p} < \frac{1 - v \cdot (\alpha - 1)}{1 + v \cdot (\alpha - 1)}$  devemos utilizar a construção de anel seccionado.

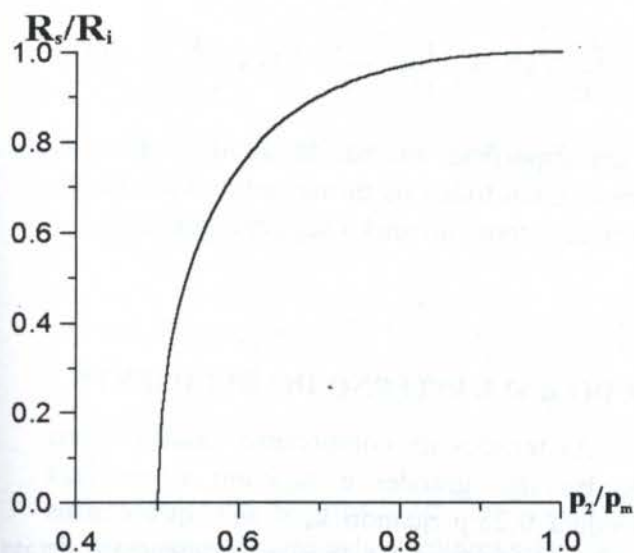


Figura 4 - Comparação das dimensões para recipientes com anel seccionado e inteiriço.

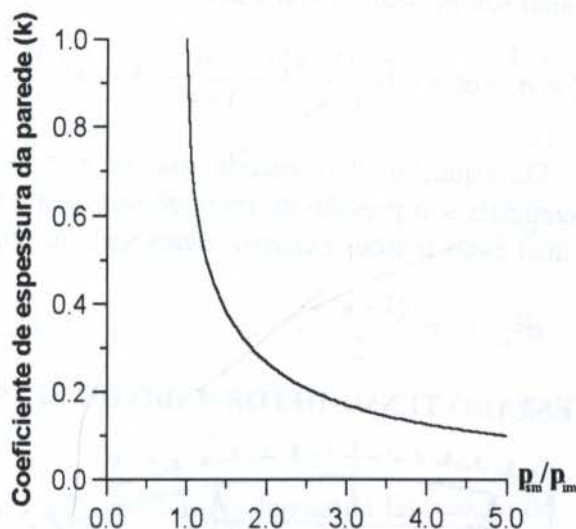


Figura 5 - Comparação da pressão máxima admissível para recipientes com anel seccionado e inteiriço.

### 3. ESTADO TENSO-DEFORMADO DO RECIPIENTE COMPOSTO DE ANEL INTERNO INTEIRIÇO

Para a revelação das causas que limitam a aplicação dos recipientes com anel inteiriço consideramos o estado tenso-deformado deste. Quando a pressão interna "p" é nula, na superfície externa do anel continua atuando uma pressão "p<sub>2</sub><sup>0</sup>" resultado do ajustamento com aperto do anel 1 no corpo 2. As tensões tangenciais para essas condições no anel, de acordo com as equações de Lamé são:

$$\sigma_t^0 = -\frac{p_2^0}{1 - k_a^2} \cdot \left( 1 + k_a^2 \cdot \frac{r_2^2}{r^2} \right)$$

Sob a ação da pressão interna "p" as tensões tangenciais tem o seguinte aspecto:

$$\sigma_t^p = \frac{p}{1 - k^2} \cdot \left( k^2 + k_a^2 \cdot \frac{r_2^2}{r^2} \right) = p \cdot \frac{k_a^2}{1 - k^2} \cdot \left( k_{cor}^2 + \frac{r_2^2}{r^2} \right)$$

Onde:  $k = k_a \cdot k_{cor} \Rightarrow$  Coeficiente de espessura da parede geral do recipiente.

$k_{cor} \Rightarrow$  Coeficiente de espessura da parede do corpo 2.

Então a condição para as tensões tangenciais serem iguais a zero na superfície interna do recipiente pode ser expressa por:

$$\sigma_{ii}^{tr} = \sigma_{ii}^0 + \sigma_{ii}^p = -\frac{p_2^0}{1-k_a^2} \cdot \left(1 + k_a^2 \cdot \frac{r_2^2}{r_1^2}\right) + p \cdot \frac{k_a^2}{1-k^2} \cdot \left(k_{cor}^2 + \frac{r_2^2}{r_1^2}\right) = 0$$

Por conseguinte determinamos a grandeza da pressão de contato  $p_2^0$  na junção do anel 1 e do corpo 2 que deve ser garantido na fabricação do recipiente:

$$p_2^0 = p \cdot \frac{1+k^2}{1-k^2} \cdot \frac{1-k_a^2}{2}$$

Conhecendo-se a grandeza  $p_2^0$ , achamos a distribuição das tensões tangenciais na seção do anel sob pressão de trabalho:

$$\sigma_i^{tr} = \sigma_i^0 + \sigma_i^p = -\frac{p_2^0 \cdot (1+k_a^2)}{1-k_a^2} + \frac{p}{1-k^2} \cdot \left(k^2 + k_a^2 \cdot \frac{r_2^2}{r^2}\right) = \frac{p}{1-k^2} \cdot \left[k^2 + k_a^2 \cdot \frac{r_2^2}{r^2} - \frac{1+k^2}{2} \cdot \left(1 + k_a^2 \cdot \frac{r_2^2}{r^2}\right)\right] \quad (10)$$

Da equação (10) sucede que se  $r = r_1$  (na superfície interna do anel) as tensões tangenciais sob pressão de trabalho são iguais a zero, e em todos os outros pontos da seção do anel essas tensões existem, alcançando na superfície externa do anel a seguinte grandeza:

$$\sigma_{t.ex}^{tr} = -p \cdot \frac{(1-k_a^2)}{2};$$

**4. ESTADO TENSO-DEFORMADO DO SETOR DO ANEL INTERNO DO RECIPIENTE**

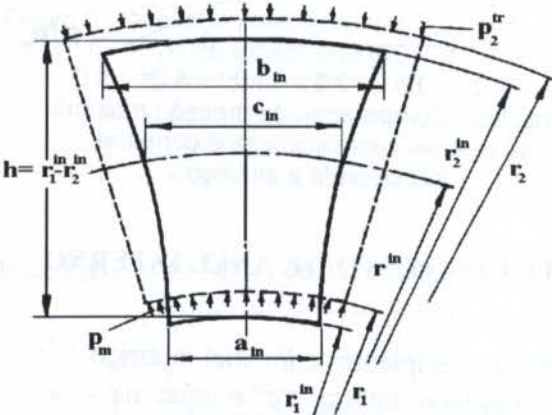


Figura 6 - Esquema do setor do anel interno seccionado.

As tensões de compressão citadas acima são bastante grandes e superam a grandeza absoluta  $0,25 \cdot p$  quando  $k_a < 0,7$ , que é mais usado na prática. As tensões tangenciais de compressão na seção do anel são nocivas, portanto não contribuem para a elevação da resistência deste, já que para criar essas tensões é preciso dispor das reservas da resistência do material do corpo. A utilização da construção com anel seccionado permite eliminar essa falha e elevar as pressões admissíveis ou, com a conservação da pressão, diminuir os gabaritos do recipiente. Na fabricação dos setores do anel seccionado é

necessário manufacturar a superfície das junções de tal forma que a configuração garanta uma melhor distribuição, e mais racional, das tensões tangenciais em toda seção do anel, isso para que as referentes tensões se convertam a zero em toda a superfície da junção simultaneamente sob pressão máxima. Para determinação do perfil da superfície das junções consideramos o estado tenso-deformado do setor, estando este sob carregamento à pressão “ $p_m$ ”, e a igualdade das tensões tangenciais acima ser zero (figura 6). Neste caso:

$$\sigma_i^{tr}(r) = 0 \quad (11)$$



$$\sigma_r^r(r) = -p_m \cdot \left( \frac{r_1}{r} \right) \quad (12)$$

Em conformidade com a lei de Hooke (Timoshenko, 1976) as deformações são:

$$\varepsilon_t^r(r) = \frac{\sigma_t - \mu \cdot \sigma_r}{E} = \mu \cdot \frac{p_m \cdot r_1}{E \cdot r} \quad (13)$$

$$\varepsilon_r^r(r) = \frac{\sigma_r - \mu \cdot \sigma_t}{E} = -\frac{p_m \cdot r_1}{E \cdot r} \quad (14)$$

Se extrairmos o setor da construção, liberando as pressões  $p_m$  e  $p_2^r$ , este retornará as suas dimensões iniciais ( $in$ ). Para o anel seccionado em "n" setores essas dimensões são (figura 6):

$$a_{in} = \frac{2 \cdot \pi}{n} \cdot (r_1 - \varepsilon_t^r \cdot r_1) = \frac{2 \cdot \pi}{n} \cdot r_1 \cdot \left( 1 - \mu \cdot \frac{p_m}{E} \right) \quad (15)$$

$$b_{in} = \frac{2 \cdot \pi}{n} \cdot (r_2 - \varepsilon_r^r \cdot r_2) = \frac{2 \cdot \pi}{n} \cdot r_2 \cdot \left( 1 - \mu \cdot \frac{p_m}{E} \cdot k_a \right) = \frac{2 \cdot \pi}{n \cdot k_a} \cdot r_1 \cdot \left( 1 - \frac{\mu \cdot p_m}{E} \right) \quad (16)$$

$$c_{in}(r) = \frac{2 \cdot \pi}{n} \cdot (r - \varepsilon_t^r \cdot r) = \frac{2 \cdot \pi}{n} \cdot r \cdot \left( 1 - \mu \cdot \frac{p_m}{E} \cdot \frac{r_1}{r} \right) \quad (17)$$

$$h_{in} = (r_2 - r_1) + \int_{r_1}^{r_2} (-\varepsilon_r^r) dr = (r_2 - r_1) + \frac{p_m}{E} \cdot r_1 \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} = (r_2 - r_1) - \frac{p_m}{E} \cdot r_1 \cdot \ln k_a \quad (18)$$

$$r_1^{in} = r_1 \cdot \left( 1 - \mu \cdot \frac{p_m}{E} \right) \quad (19)$$

$$r_2^{in} = r_1 + h_{in} = r_2 + r_1 \cdot \frac{p_m}{E} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} = r_2 \cdot \left( 1 - k_a \cdot \frac{p_m}{E} \cdot \ln k_a \right) \quad (20)$$

$$r^{in} = r_1^{in} + (r - r_1) + r_1 \cdot \frac{p_m}{E} \cdot \ln \frac{r}{r_1} = r - r_1 \cdot \frac{p_m}{E} \cdot \left( \mu - \ln \frac{r}{r_1} \right) \quad (21)$$

O estado tenso-deformado ( $\sigma_t^0$ ;  $\sigma_r^0$ ;  $\varepsilon_t^0$ ;  $\varepsilon_r^0$ ) do anel seccionado depois da fabricação do recipiente é determinado pelas seguintes equações:

$$\sigma_t^r = \sigma_t^0 + \sigma_t^{p_m} ; \quad \sigma_r^r = \sigma_r^0 + \sigma_r^{p_m} ; \quad \varepsilon_t^r = \varepsilon_t^0 + \varepsilon_t^{p_m} ; \quad \varepsilon_r^r = \varepsilon_r^0 + \varepsilon_r^{p_m} \quad (22)$$

As componentes  $\sigma_t^r$ ;  $\sigma_r^r$ ;  $\varepsilon_t^r$ ;  $\varepsilon_r^r$  são definidas nas equações (11) -- (14). As componentes do estado tenso-deformado da pressão "p<sub>m</sub>" são calculadas pelas fórmulas de Lamé. Por isso:

$$\sigma_t^0(r) = \sigma_t^r(r) - \sigma_t^{p_m}(r) = -p_m \cdot \frac{k^2}{1-k^2} \cdot \left( 1 + \frac{R^2}{r^2} \right) \quad (23)$$

$$\sigma_r^0(r) = \sigma_r^r(r) - \sigma_r^{p_m}(r) = -p_m \cdot \left( \frac{r_1}{r} \right) - p_m \cdot \frac{k^2}{1-k^2} \cdot \left( 1 - \frac{R^2}{r^2} \right) = -p_m \cdot \left[ \frac{r_1}{r} + \frac{k^2}{1-k^2} \cdot \left( 1 - \frac{R^2}{r^2} \right) \right] \quad (24)$$

$$\varepsilon_t^0(r) = \varepsilon_t^r(r) - \varepsilon_t^{p_m}(r) = \mu \cdot \frac{p_m}{E} \cdot \frac{r_1}{r} - \frac{1}{E} \left[ \sigma_t^{p_m}(r) - \mu \cdot \sigma_r^{p_m}(r) \right] = \frac{p_m}{E} \left\{ \mu \cdot \frac{r_1}{r} - \frac{k^2}{1-k^2} \left[ (1-\mu) + (1+\mu) \frac{R^2}{r^2} \right] \right\} \quad (25)$$

$$\varepsilon_r^0(r) = \varepsilon_r^r(r) - \varepsilon_r^{p_m}(r) = -\frac{p_m}{E} \cdot \frac{r_1}{r} - \frac{1}{E} \left[ \sigma_r^{p_m}(r) - \mu \sigma_t^{p_m}(r) \right] = -\frac{p_m}{E} \left\{ \frac{r_1}{r} + \frac{k^2}{1-k^2} \left[ (1-\mu) - (1+\mu) \frac{R^2}{r^2} \right] \right\} \quad (26)$$

No caso de carregamento do recipiente com pressão  $p \leq p_m$  teremos o estado tenso-deformado do anel descrito pelas equações a seguir:

$$\sigma_t^p(r)_{tr} = \sigma_t^0(r) + \sigma_t^p(r) = p_m \frac{k^2}{1-k^2} \left(1 + \frac{R^2}{r^2}\right) + p \frac{k^2}{1-k^2} \left(1 + \frac{R^2}{r^2}\right) = -(p_m - p) \frac{k^2}{1-k^2} \left(1 + \frac{R^2}{r^2}\right); \quad (27)$$

$$\begin{aligned} \sigma_r^p(r)_{tr} &= \sigma_r^0(r) + \sigma_r^p(r) = -p_m \cdot \left[ \frac{r_1}{r} + \frac{k^2}{1-k^2} \cdot \left(1 - \frac{R^2}{r^2}\right) \right] + p \cdot \frac{k^2}{1-k^2} \cdot \left(1 - \frac{R^2}{r^2}\right) = \\ &= -p_m \cdot \frac{r_1}{r} - (p_m - p) \cdot \frac{k^2}{1-k^2} \cdot \left(1 - \frac{R^2}{r^2}\right); \end{aligned} \quad (28)$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_t^p(r)_{tr} &= \varepsilon_t^0(r) + \varepsilon_t^p(r) = \frac{p_m}{E} \cdot \left\{ \mu \cdot \frac{r_1}{r} - \frac{k^2}{1-k^2} \cdot \left[ (1-\mu) + (1+\mu) \cdot \frac{R^2}{r^2} \right] \right\} + \\ &\frac{p}{E} \cdot \frac{k^2}{1-k^2} \cdot \left[ (1-\mu) + (1+\mu) \cdot \frac{R^2}{r^2} \right] = \frac{p_m}{E} \cdot \mu \cdot \frac{r_1}{r} - \frac{p_m - p}{E} \cdot \frac{k^2}{1-k^2} \cdot \left[ (1-\mu) + (1+\mu) \cdot \frac{R^2}{r^2} \right]; \end{aligned} \quad (29)$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_r^p(r)_{tr} &= \varepsilon_r^0(r) + \varepsilon_r^p(r) = -\frac{p_m}{E} \cdot \left\{ \frac{r_1}{r} + \frac{k^2}{1-k^2} \cdot \left[ (1-\mu) + (1+\mu) \cdot \frac{R^2}{r^2} \right] \right\} + \\ &\frac{p}{E} \cdot \frac{k^2}{1-k^2} \cdot \left[ (1-\mu) - (1+\mu) \cdot \frac{R^2}{r^2} \right] = -\frac{p_m}{E} \cdot \frac{r_1}{r} - \frac{p_m - p}{E} \cdot \frac{k^2}{1-k^2} \cdot \left[ (1-\mu) - (1+\mu) \cdot \frac{R^2}{r^2} \right]; \end{aligned} \quad (30)$$

As correlações recebidas nas equações (15) -- (30) calculam inteiramente tudo sobre o estado tenso-deformado dos elementos internos do recipiente com anel seccionado depois da fabricação deste e sob carregamento à uma pressão qualquer.

## 5. CONCLUSÕES

1. Foram determinadas as áreas de utilização racional dos recipientes compostos com anel inteiriço e seccionado sob as correlações livres da pressão de trabalho, da pressão na superfície interna do corpo e das características de resistência do material do anel.
2. Foram evidenciadas as causas que limitam a utilização dos recipientes compostos com anel inteiriço e foi determinada a forma da superfície das junções dos setores do anel seccionado.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio concedido pela FENORTE, FAPERJ e CNPq.

## 7. REFERÊNCIAS

- BERTRAM, B. ET AL., *Offenlegungsschrift*, Int. Cl B01j 3/06, N2523068, 1975.
- BOBROVNITCHII, G.S., *Dispositivos de Super Alta Pressão*, N.5., Saber, Moscou, 1972.
- DAWSON, V.C.D., *High Pressure Containment In Cylindrical Vessels*. In Spain, I. L., Paauwe, J. (ed.), *High Pressure Technology*, 1 ed, Vol.1, New York, USA, 1980, pp.229-279.
- GONIKBERG M.G. ET AL., *DAN USSR*, vol. 129, N1, 1959, pp.88-90.
- KOBELCO TECHNOLOGY REVIEW, N.12, outubro de 1991, pp.23-27.
- PUGH, H.L.D. AT AL, *Hydrostatic Forming of Metals*. In Spain, I. L., Paauwe, J. (ed.), *High Pressure Technology*, 1 ed, Vol.2, New York, USA, 1980, pp.426-463.
- TIMOSHENKO, S.P.: *Resistência dos Materiais*. Ao Livro técnico, Rio de Janeiro, 1976.



PAPER CODE: COB1002

**PROJETO CONCEITUAL DE UM REATOR PILOTO PARA  
PROCESSAMENTO DE MATERIAIS METÁLICOS POR PLASMA /  
CONCEPTUAL DESIGN OF A PILOT REACTOR FOR METALLIC MATERIALS  
PLASMA PROCESSING**

LUCIANO ANTONIO MENDES, VILSON JOÃO BATISTA, JOEL LOUIS RENE  
MUZART, ALOÍSIO NELMO KLEIN & NELSON BACK

*Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC - CEP 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil*

*E-mail's: lmendes@grante.ufsc.br; batista@labmat.ufsc.br; joel@labmat.ufsc.br; klein@labmat.ufsc.br;*

*back@emc.ufsc.br*

#### **Abstract**

This paper presents the development of the conceptual design of a pilot reactor for metallic materials plasma processing. The users and design requirements of the reactor were established based on the results obtained from researches developed at the Materials Laboratory / Plasma Division / UFSC, with emphasis on plasma sintering of metallic materials. To these informations were applied organization and classification methodologies, such as the quality function deployment QFD, to define and establish the order of priorities of design specifications. Based on these specifications and using a functional analysis method, a functional model was developed, containing the following main partial functions: vacuum generation; energy supply; gas mixture supply; process containment; structural function; process control. This functional model promotes an electrical discharge environment in abnormal regime having the processing components as the cathode, in wich a set of parameters, such as pressure, temperature, gas flows, voltage and current are controlled during the process cycle, in order to reproduce the route that ensures the desired properties in the final product. From the functional model was built a morphological chart to generate alternative conceptions and these conceptions were submitted to a selection procedure to define the most suitable conceptual solution for the reactor.

#### **Keywords**

Projeto de reator; Plasma; Sinterização; Metodologia de projeto  
Reactor design; Plasma; Sintering; Design methodology

## **1. INTRODUÇÃO**

Pesquisas sobre a utilização do plasma no processamento de materiais têm demonstrado, em escala de laboratório, a viabilidade do emprego de descargas elétricas em regime anormal sob atmosfera controlada na obtenção e beneficiamento de componentes mecânicos. São exemplos processos tais como nitretação, sinterização e redução de óxidos em metais. O processo de sinterização por plasma, particularmente, apresenta-se como a mais nova aplicação do plasma na obtenção de componentes. Detalhes sobre o desenvolvimento deste processo, que consiste em uma linha de pesquisa do Laboratório de Materiais/EMC/UFSC (LabMat), pode ser encontrada em Batista *et al.* (1995/96). A intenção de intensificar as



pesquisas em torno da sinterização por plasma motiva o projeto de um reator piloto, que teria potencialidades para realizar ciclos de nitretação e redução de óxidos também.

As pesquisas sobre sinterização por plasma no LabMat estão sendo feitas em um reator de escala laboratorial, de pequena capacidade. Contudo, a experiência advinda dos trabalhos com esse equipamento constitui um ponto de partida sólido na identificação dos aspectos relevantes do processo. Em um projeto novo, e que contempla uma tecnologia inovativa, a aplicação de uma metodologia de projeto que sistematize as ações é fundamental para manter controle sobre o volume de informações que devem ser consideradas ao longo do projeto. Existem no meio científico diversas metodologias de projeto que reclamam para si um reconhecimento de mais adequada, ou mais correta. A metodologia introduzida com as idéias de Pahl & Beitz (1988) vem comprovando bons resultados nos projetos desenvolvidos no Laboratório de Projetos / EMC / UFSC, e será adotada neste desenvolvimento. Simplificadamente, consiste na divisão do projeto nas etapas de: definição do problema, projeto conceitual, projeto preliminar e projeto detalhado. Neste artigo está exposto o resultado de trabalhos que levaram até a solução conceitual para o reator piloto.

## 2. PROCESSAMENTO POR PLASMA

### 2.1 Descarga Elétrica em Regime Anormal

O regime de descarga elétrica adequado ao processamento por plasma é o *regime anormal*, onde há uma proporcionalidade entre os níveis de tensão e corrente. Na descarga observa-se a delimitação de três regiões distintas: bainha catódica, região luminescente e bainha anódica. Na região luminescente, há formação de íons das espécies reativas presentes no plasma. Os íons formados movimentam-se, e eventualmente atingem a bainha catódica, onde há um forte campo elétrico. Esses íons são então fortemente acelerados em direção ao cátodo do sistema (constituído pelos objetos de processamento), realizando o tratamento termoquímico superficial desejado, podendo acontecer fenômenos tais como: reflexão do íon, emissão de elétrons secundários, pulverização de átomos da superfície catódica (*sputtering*), rearranjos químicos superficiais e vibração da rede cristalina do material. Este último fenômeno é responsável pelo aquecimento observado do cátodo, desejável na sinterização de componentes compactados *a verde*. Há uma perda balanceada de elétrons e íons na descarga, conforme ilustrado na Figura 1.

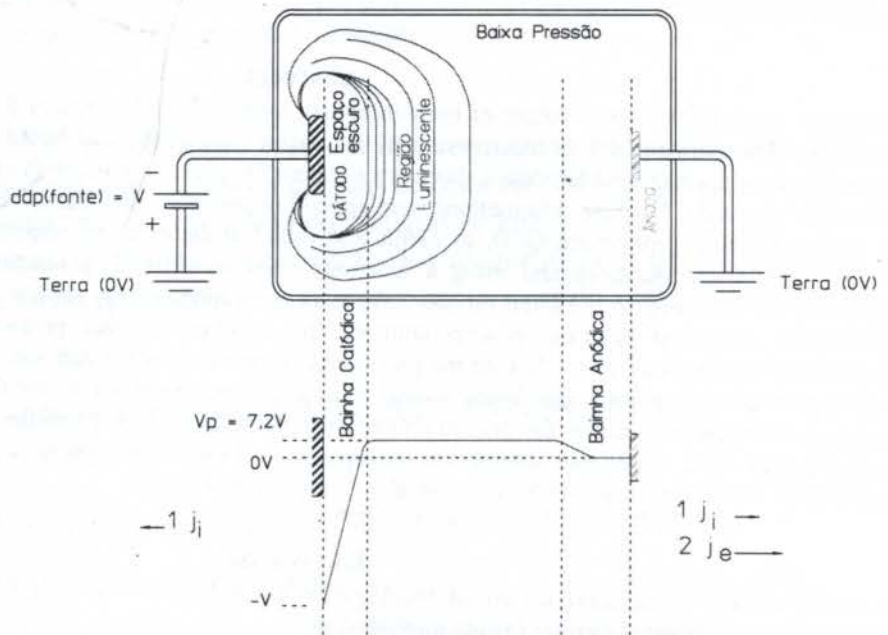


Figura 1 - Esquema geral de uma descarga elétrica empregada no processamento de materiais metálicos por plasma.



## 2.2 Sinterização por Plasma

Resultados preliminares obtidos em experimentos de sinterização por plasma apontam vantagens em relação ao processo convencional. Maiores densificação, coalescimento e arredondamento de poros em amostras sinterizadas por plasma indicam uma sinterização superior comparando-se com o processo de forno elétrico convencional, conforme as Figuras 2 e 3. A sinterização por plasma é resultante de um processamento caracterizado pelas rotas percorridas pelas variáveis associadas: pressão, vazões dos gases hidrogênio e argônio, tensão, corrente e temperatura. Um conjunto de rotas constitui um *programa de processo* que, naturalmente, depende do tipo de processo sendo executado (sinterização, nitretação, redução de óxidos, etc.). A Figura 4 apresenta um exemplo de programa para sinterização, levantado de uma sessão de sinterização no reator de laboratório.

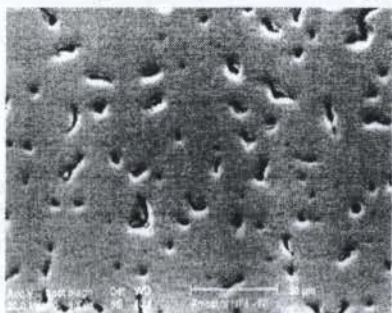


Figura 2 - Microestrutura de amostra de Ni sinterizada em forno (Batista, 1995); escala de referência: 20µm.

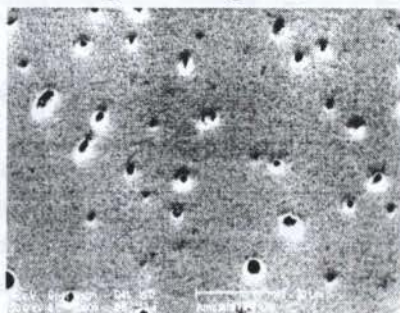


Figura 3 - Microestrutura de amostra de Ni sinterizada por plasma (Batista, 1995); escala de referência: 20µm.

### Processamento por Plasma Rotas das Variáveis

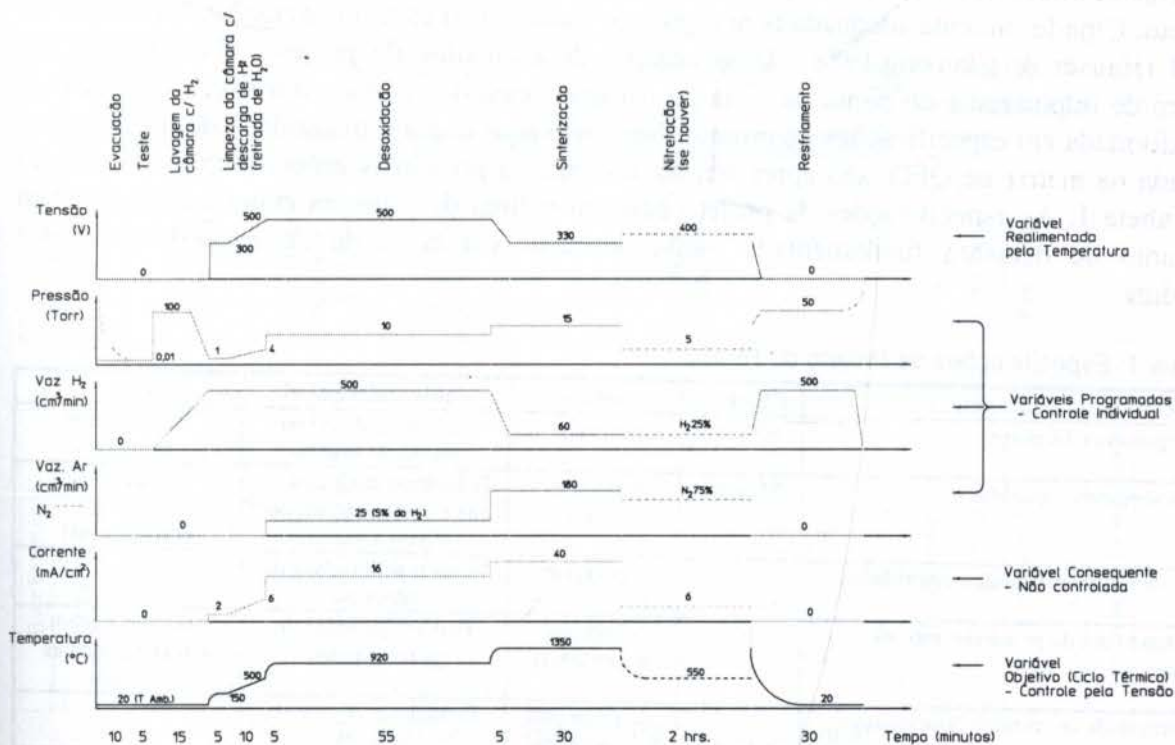


Figura 4 - Rotas das variáveis envolvidas na sinterização por plasma.

### 3. METODOLOGIA DE PROJETO

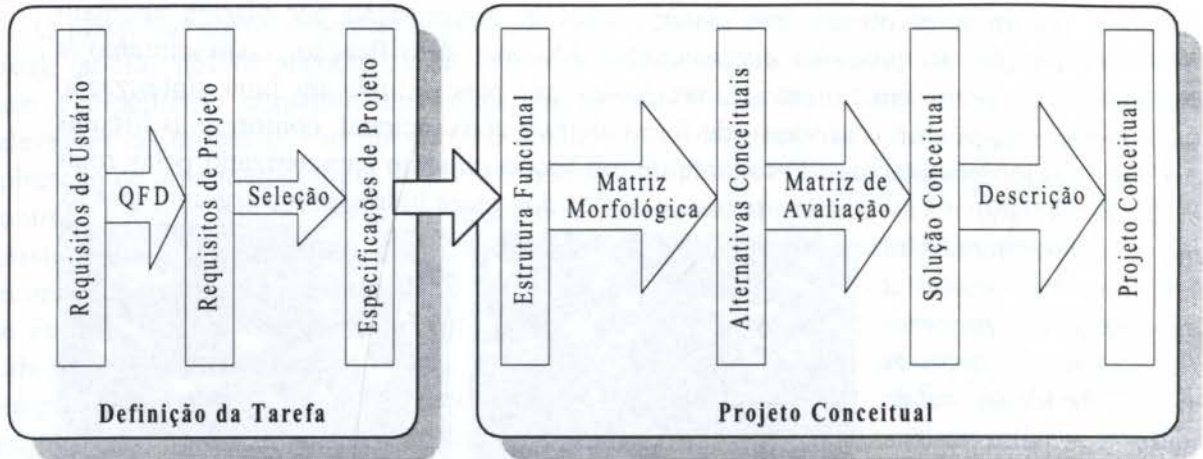


Figura 5 - Etapas percorridas até o projeto conceitual.

A metodologia de projeto de Pahl & Beitz (1988) aplicada teve as suas duas primeiras etapas subdivididas conforme a Figura 5, permitindo delinear uma seqüência de atividades no trabalho. Conforme o fluxograma, a primeira atividade desenvolvida neste projeto foi o levantamento dos requisitos dos usuários, entendendo-se aqui por usuários todos os indivíduos envolvidos nas diferentes fases do ciclo de vida do reator piloto (projeto, construção, utilização, etc.). Com os requisitos dos usuários pode-se determinar os requisitos de projeto, informações de cunho preferencialmente quantitativo de interesse direto dentro do projeto. Uma ferramenta adequada para organizar e classificar estas informações é a técnica de QFD (Hauser & Clausing, 1988). Uma seleção de requisitos de projeto, classificados em ordem de importância do ponto de vista do usuário, segundo critérios intrínsecos do QFD, é transformada em especificações de projeto. Não cabe aqui expor a quantidade de informações contida na matriz de QFD, são apresentadas somente as principais especificações de projeto na Tabela 1. As especificações de projeto balizam o final da primeira etapa e carregam um conjunto de decisões fundamentada numa pesquisa sistematizada da necessidade a ser atendida.

Tabela 1: Especificações de Projeto do Reator.

Especificação de Projeto	Objetivo	Sensor	Saída Indesejável	Obs.
1. Ergonomia do reator	Máxima	Inspeção	Utilização difícil ou danosa ao usuário	Parcialmente subjetivo
2. Desempenho econômico	Máximo	Análise de custos	Tecnologia mais cara do que a convencional, por forno a vácuo	Relativo à tecnologia convencional
3. Sistemas monitorados e controlados	5	Contagem	Baixa repetibilidade do processo	
4. Espaço útil de processamento na câmara	20 l	Controle dimensional	Baixa capacidade de processamento	Atrelado à geom. dos componentes tratados
5. Densidade de corrente característica	30 mA/cm <sup>2</sup>	Amperímetro e dimensional	Entrada em regime de arco (*)	
6. Sistemas de segurança e proteção	Máximo	Inspeção	Acidentes com o usuário (podem ser fatais)	Altas tensão, corrente e temperatura envolvidos.
7. Capacidade de potência da fonte	75kW	Amperímetro e voltímetro	Baixa capacidade de processamento	
8. Capacidade de corrente da fonte	200 A	Amperímetro	Baixa capacidade de	



			processamento	
9. Temperatura máxima do cátodo	Min. 1400 °C	Pirômetro	Menor gama de materiais sinterizáveis	
10. Temperatura máxima da carcaça	80 °C	Termopar	Falhas nas vedações	
11. Incerteza na temperatura	±15°C	Pirômetro óptico	Baixo controle sobre o processo	Dado intrínseco do pirômetro
12. Limite inferior de vácuo	10 <sup>-2</sup> torr	Baratron	Má limpeza da câmara	
13. Consumo nominal argônio	40 cm <sup>3</sup> /s	Fluxímetro	Alto consumo	
14. Consumo nominal hidrogênio	20 cm <sup>3</sup> /s	Fluxímetro	Alto consumo	
15. Consumo nominal nitrogênio	40 cm <sup>3</sup> /s	Fluxímetro	Alto consumo	

\* Nesta condição, a carga pode ser danificada.

#### 4. ESTRUTURA FUNCIONAL E ALTERNATIVAS CONCEITUAIS

Conhecidas as especificações de projeto, o próximo passo consiste na idealização de um conjunto de funções parciais do reator piloto que, de forma integrada, realize o processo desejado. Este conjunto de funções parciais e suas interdependências compõem a estrutura funcional do reator. A estrutura funcional contendo a hierarquia principal de funções parciais do reator pode ser vista na Figura 6. Cada função parcial pode ser executada, normalmente, de muitas maneiras, empregando diferentes princípios de solução. As diversas possibilidades de combinação dos princípios de solução, que executam as funções parciais, levam a diferentes alternativas de concepção. Estas possibilidades são planejadas em uma matriz de funções parciais versus princípios de solução, conhecida por matriz morfológica. Uma versão compacta da matriz morfológica, contendo os principais itens de interesse no projeto do reator, pode ser vista na Tabela 2.

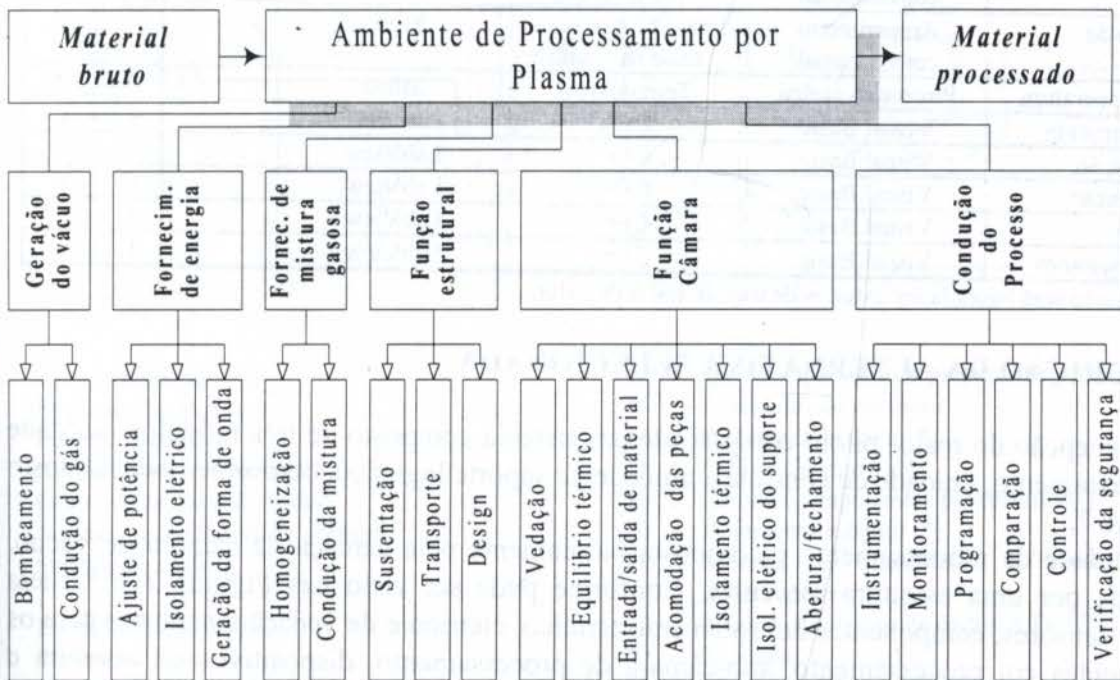


Figura 6 - Estrutura de Funções Parciais para o Reator.

Para escolher as melhores configurações, utilizou-se uma matriz de avaliação. Esta emprega um critério onde é feita uma ponderação dos itens de avaliação pela importância atribuída pelo usuário, dentro de uma faixa de valores pré-estabelecida. Computados os pontos, ao maior escore corresponde a configuração que tem melhor resposta aos requisitos dos usuários



inicialmente levantados. As duas configurações de melhores escores estão apresentadas nas colunas S1 e S2, à direita da matriz morfológica.

Tabela 2: Matriz morfológica do reator piloto e soluções melhor classificadas S1 e S2.

Função parcial	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Alt. D	S1	S2
Evacuação	Bomba rotatória	Grupo roots	Sist. Turbo-molec.		B	B
Cond. do gás	Tub. de aço inox				A	A
Ajuste de potência	Potenciômetro	IGBT (sist. Pulsado)			B	B
Isolamento elétrico	Cerâmica	Quartzo	Boro-silicato	Misto	D	D
Ger. forma de onda	Retif. CC	Retif. CC pulsada	RF	HF	B	B
Homogeneização	Escoam. natural	Difusor			B	B
Condução da mist.	Tubulação de cobre	Tub. de aço inox	Conduitos flexíveis		B	B
Estrutural	Pórtico de perfilados soldados	Mesa e colunas			A	A
Vedação	Silicone	Borracha	Anéis de cobre		A	A
Eq. térmico reator	Convec. nat. (Ar)	Convecção forçada	Trocador de calor		*	*
E/S material	Peças individual..	Em lote no suporte			B	B
Disposição das peças	Coluna, disposição radial	Coluna, disposição retangular	Suportes específicos	Misto	D	A
Isol. térmico	Anteparos térmicos	Refletores de calor	Misto		C	C
Isol. do suporte	Cerâmica	Quartzo	Boro-silicato	Misto	D	D
Abert./fecham.	Tampa	Suspensor (cabo)	Elevador	Báscula	C	C
Sens. pressão	Sens. Capacitivo	Sens. Resistivo			A	A
Sens. fluxos gases	Fluxím. de massa				A	A
Medição de tensão	Voltímetro convencional	Sinal DC condicionado na fonte	Misto		C	B
Medição de corrente	Amperímetro convencional	Sinal DC condicionado na fonte	Misto		C	B
Sens. temperatura	Pirômetro óptico	Termopares	Misto		C	A
Monitoramento	Visual Basic	C++	LabView		C	C
Comparação	Visual Basic	C++	LabView		C	C
Programação	Visual Basic	C++	LabView		C	C
Controle	Visual Basic	C++	LabView		C	C
Verif. segurança	Visual Basic	C++	LabView		C	C

\* Esta decisão será baseada em estudos de transferência de calor.

## 5. DESCRIÇÃO DA ALTERNATIVA SELECIONADA

A concepção do reator piloto compreende um sistema composto de três módulos: unidade de processamento, unidade de controle e unidade de suporte logístico, conforme pode ser visto na Figura 7.

A unidade de processamento é composta basicamente pela carcaça da câmara de vácuo, suportada por uma estrutura mecânica. Conforme pode ser visto nas Figuras 7 e 8, nela figuram sensores, componentes de isolamento térmico, elétrico e de vedação, suportes para os componentes em processamento, sub-câmara de processamento, dispositivos de abertura e fechamento da câmara, acoplamentos com os sistemas de vácuo, de potência e de alimentação dos gases, uma janela de inspeção e outros.

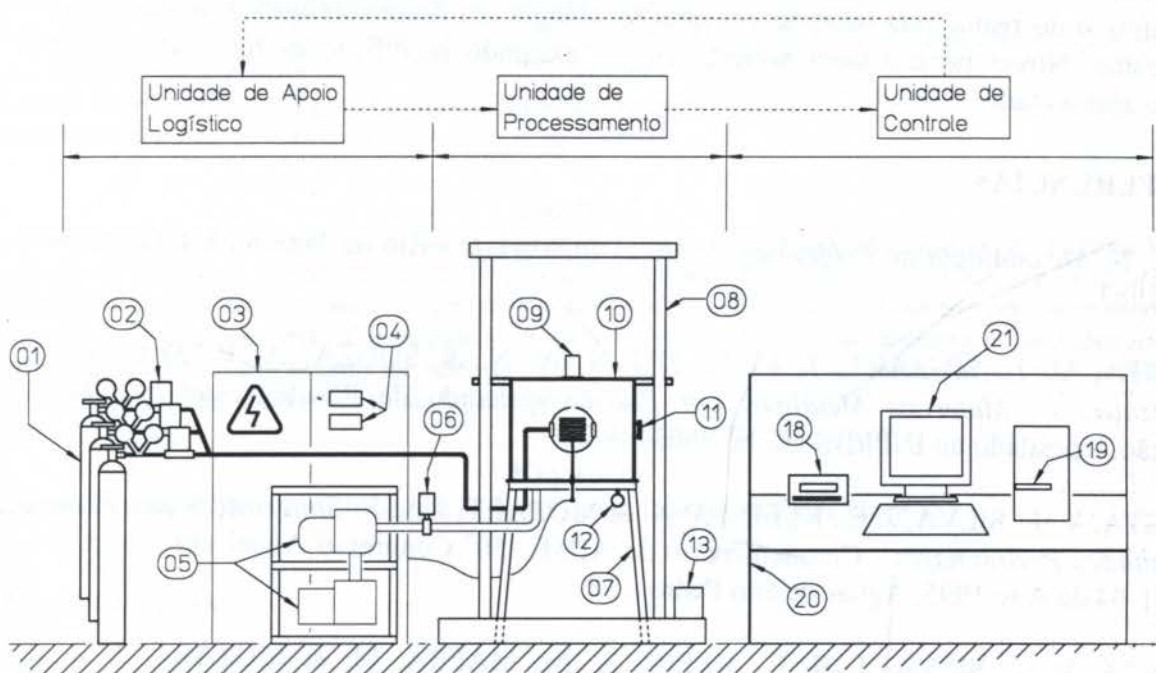
A unidade de controle é composta de um microcomputador operando um sistema de aquisição de dados e um módulo de alimentação e controle de instrumentos, integrados ao software (LabView). Este faz a interface com o usuário, por meio de gráficos on-line de monitoramento, alarmes de aviso e segurança, rotinas de programação de ciclos de



processamento e registro de históricos. Este sistema envia os sinais que regem o comportamento dos sistemas de vácuo, de potência e de alimentação de gases. Além disto, a operação remota de chaves e válvulas será prevista.

A unidade de suporte logístico compreende os sistemas e equipamentos satélites da câmara de vácuo, tais como: grupo de vácuo, fonte de potência, cilindros de gás, tubulações, válvulas, suportes e outros.

A interação do usuário com o sistema se dá principalmente por meio do computador, que mantém em execução o software LabView (National Instruments). O módulo de alimentação e controle dá suporte aos fluxímetros de massa, ao baratron e opera a válvula controladora de pressão, comunicando-se com o computador por meio de uma interface RS-232. A fonte de potência envia sinais condicionados de tensão e corrente para um placa de aquisição de dados conectada ao computador e recebe as informações de controle de amplitude e tempos ligado e desligado para o sistema de ajuste da fonte, baseado em um transistor IGBT. A comunicação do pirômetro com o computador também é feita por meio de uma interface RS-232.



- |    |                                 |    |  |
|----|---------------------------------|----|--|
| 01 | Cilindros de gás                | 12 | Sensor capacitivo de pressão (baratron)          |
| 02 | Fluxímetros de massa            | 13 | Acionador do elevador                            |
| 03 | Fonte de potência               | 14 | Refletores de calor [*]                          |
| 04 | Amperímetro e voltímetro        | 15 | Difusor de gases [*]                             |
| 05 | Grupo de bombas de vácuo        | 16 | Cátodo (componentes processando) [*]             |
| 06 | Válvula controladora de pressão | 17 | Isolamento elétrico [*]                          |
| 07 | Suporte da câmara               | 18 | Módulo de alimentação e controle de instrumentos |
| 08 | Elevador da câmara              | 19 | Placa de aquisição de dados A/D - D/A            |
| 09 | Pirômetro óptico                | 20 | Bancada  |
| 10 | Câmara de vácuo                 | 21 | Microcomputador / LabView                        |
| 11 | Janela de inspeção              | *  | Ítems na Figura 8.                               |

Figura 7: Leiaute geral do sistema do reator piloto.

## 6. CONCLUSÕES

O estudo inicial de necessidades destaca a importância do aspecto ergonômico, o que no projeto deve se traduzir em cuidados com o propósito de assegurar a facilidade de operação do reator. Em segundo lugar, o desempenho econômico, que em escala de laboratório tem apresentado vantagens em relação ao processo convencional.

O projeto do reator piloto segue para a etapa de projeto preliminar, onde serão realizadas análises de comportamento e estudos de previsão de desempenho, que determinarão os ajustes necessários à configuração final. São necessários estudos detalhados do problema de equilíbrio térmico, do suporte dos componentes dentro da câmara de processamento e da integração entre os sistemas eletrônicos.

O projeto do reator está baseado em uma tecnologia em desenvolvimento, a sinterização por plasma. Novas necessidades poderão surgir, exigindo modificações ou adaptações no modelo apresentado.

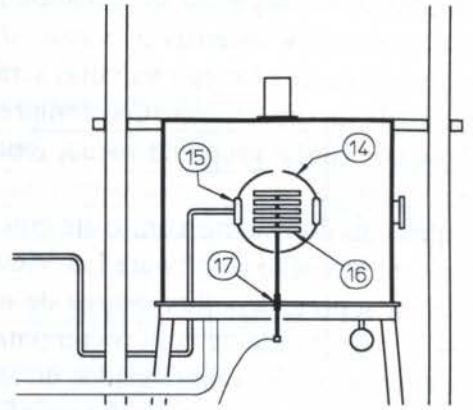


Figura 8: Detalhe da câmara do reator.

## 7. REFERÊNCIAS

- BACK, N. *Metodologia de Projeto de Produtos Industriais* - Rio de Janeiro, Ed. Guanabara Dois, 1983.
- BATISTA, V. J., MUZART, J. L. R., KLEIN, A. N. & SOUZÁ, A. R. *Processo de Sinterização de Materiais Metálicos por Plasma* - Pedido de Privilégio de Patente de Invenção depositado no INPI/BR (PI N° 9603488-2).
- BATISTA, V. J., SILVA, J. E., KLEIN, A. N. & MUZART, J. L. R. *Sinterização por Plasma - Resultados Preliminares* - Cinquentenário da ABM - 50º Congresso Anual vol. 5, pp.311-318, 01-04 de Ago 1995, Águas de São Pedro - SP.
- BATISTA, V. J., SILVA, J. H. E., KLEIN, A. N., MAFRA, M. & MUZART, J. L. R. *Sinterização pelo Processo Plasma de Aço Inoxidável 316L* - Anais do 12º Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciência dos Materiais, pp. 916-919, 08-11 de Dez 1996, Águas de Lindóia - SP.
- CHAPMAN, B. N. *Glow Discharge Processes* - New York, John Wiley & Sons, 1980.
- FONSECA, A. J. H. *Desenvolvimento de Uma Sistemática para a Obtenção das Especificações de Projeto de Produtos Industriais* -Dissertação de Mestrado -Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - UFSC, 1996.
- HAUSER, J. R. & CLAUSING, D. *The House of Quality* - Harvard Business Review, May-June, pp. 63-73, 1988.
- PAHL, G. & BEITZ, W. *Engineering Design: A Systematic Approach*, Springer-Verlag, Berlin, 1988.





PAPER CODE: COB1320

## ANALYSIS AND DESIGN OF A MACHINE FOR STEEL WIRE INDENTATION

A. A. ROJAS SALGADO

*Departamento de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería, UNAM*

*Apartado Postal 70-256, Cd Universitaria, 04510 México, D. F., México - E-mail: arojas@servidor.unam.mx*

J. L. HERNÁNDEZ ANDA

*Centro de Asimilación Tecnológica, Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán, UNAM.*

*Cuautitlán Izcalli, Edo. de México, México.*

### Abstract

The Theory of Elasticity is applied to the *Mechanics of the Contact* on this paper, the equations for knowing the magnitude of the forces in the indentation process are developed. The pressures, that are generated upon producing the notches, are calculated based on the mechanics of the contact and the boundary conditions as well as the properties of the material. The purpose is to apply these equations for the designing of the Indentation machine. The equations that describe the behavior of the stress in the edges of the notches of the indenter roller are used to compare the stress when its angles changes.

### Keywords

Mechanics of contact, Theory of Elasticity, Elastic half-space, Indentation, Finite Element.

### 1. INTRODUCTION

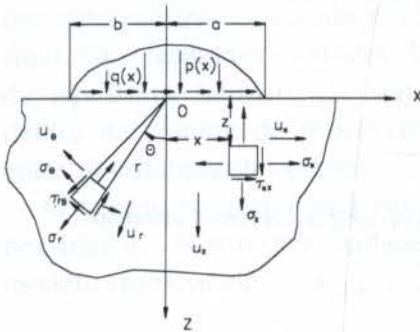
The indentation process (Johnson, 1958 & 1970 and Barber, 1982) of a high resistance steel wire that is processed in the steel industry for the industry of construction, is made by rollers that applied normal forces to produce small permanent deformations (notches) considered in the contact problem (Conry, 1971 and Goodman, 1965).

On this paper, the equations from the deformations produced in the process are obtained by making the following considerations: i) The deformations are small in comparison with the size of the bodies; ii) The bodies follow the linear laws of the elasticity; iii) The stress concentration occurs in the contact region but it reduces quickly when moved away from this region. These equations are integrated for to learn the displacement as a function of the forces that produce it and they will be used to calculate the forces that act on the supports of the machine where the wire passes during the indentation process.

The behavior of the stress functions in the corners of the rollers, was developed by Dundurs & Lee (1972) and is applied to obtain about the behavior of the stress when the angle of the corners changes.

**2. THE CONTACT PROBLEM**

In the elastic half-space of Fig. 1, the forces  $p(x)$  and  $q(x)$  are applied on the surface in the region  $x = -b$ , to  $x = a$ . It is required to find the stress components  $\sigma_x, \sigma_z, \tau_{xz}$  in all the points of solid, the components of the displacement  $u_x, u_z$ , from a point in position without distorting and the distribution on the surface. The stress components must satisfy the differential equations of equilibrium, the deformations ( $\epsilon_x, \epsilon_z, \epsilon_{xz}$ ) must satisfy the compatibility conditions under plane stress  $\epsilon_y = 0$ , and  $\sigma_x = \nu (\sigma_x + \sigma_z)$  the stress-strain relations.



If the stress function  $\phi(x,y)$  is defined as

$$\sigma_x = \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2}, \quad \sigma_z = \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2}, \quad \tau_{xz} = - \frac{\partial^2 \phi}{\partial x \partial z}, \quad (1)$$

the equilibrium equations, compatibility, and Hooke's Law are satisfied and  $\phi(x,z)$  satisfies the biharmonic equation  $\nabla^4 \phi = 0$ .

In addition, the half-space must satisfy, for  $z=0$  that  $\sigma_z = \tau_{xz} = 0$ ; for  $x < -b, x > a$  outside of the loaded region,

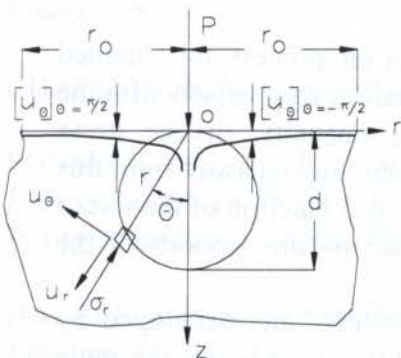
$$\sigma_z = -p(x) \text{ y } \tau_{xz} = -q(x); \text{ for } -b \leq x \leq a \quad (3)$$

Fig.1: The elastic half space within the loaded region.

The normal and tangential displacement are  $u_z(x)$  and  $u_x(x)$ . Finally for long distances from the loaded zone ( $x,z \rightarrow \infty$ ) the stress  $\sigma_x, \sigma_z, \tau_{xz} \rightarrow 0$  tend to vanish. To solve a particular problem, two of the four variable  $p(x), q(x), u_x(x)$  and  $u_z(x)$ , must be specified within the loaded region. For the present study, in which a rigid punch is in contact with an elastic half-space  $u_z$  is specified. If the interface is frictionless, the second boundary condition is the shear force  $q(x) = 0$ .

**3. CONCENTRATED NORMAL FORCE**

In this case, the contact problem consists of finding the stress distribution generated by a force  $P$  per unit of length, this force is distributed along the  $r$ -axis and works in normal direction to the surface, see Fig. 2.. Flamant(1892) proposed as solution for this problem the stress function  $\phi(\rho, \theta) = A r \theta \sin \theta$ ,



which substituted in the stress, for polar coordinates gives

$$\sigma_r = \frac{2A \cos \theta}{r \pi}; \quad \sigma_\theta = \tau_{r\theta} = 0 \quad (5)$$

This stress system has a radial distribution that passes through the point  $O$ , where the force is applied. The constant  $A$  is found by equating the components of the stress that moves in a semicircle or radius  $r$  around the applied force, therefore  $-P = A\pi$ , and

Fig.2: Displacements under



concentrated normal force

$$\sigma_r = \frac{2A \cos \theta}{r\pi} \quad (6)$$

$\sigma_r$  has a constant magnitude -  $2P/\pi d$ , on a circle of diameter  $d$ , which passes through  $O$ , and as  $\tau_{r\theta} = 0$ ,  $\sigma_r$  and  $\sigma_\theta$  are principal stresses, and the maximum shear stress  $\tau_1$  in  $(\rho, \theta)$  has the value  $\sigma_r/2$  and acts in a  $45^\circ$  plane for the radial stress direction. Therefore, the contours of  $\tau$  are a family of circles that pass through  $O$ .

Changing coordinates to the equation (6) and substituting in the Hooke's Law, the following expressions are obtained for the stress and the displacement:

$$\begin{aligned} \sigma_x = \sigma_r \sin^2 \theta &= -\frac{2P}{\pi} \frac{x^2 z}{(x^2 + z^2)^2} & \frac{\partial u_r}{\partial r} = \epsilon_r &= -\frac{(1-\nu^2) 2P \cos \theta}{E \pi r} \\ \sigma_z = \sigma_r \cos^2 \theta &= -\frac{2P}{\pi} \frac{z^3}{(x^2 + z^2)^2} & \frac{u_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} = \epsilon_\theta &= \frac{\nu(1+\nu) 2P \cos \theta}{E \pi r} \end{aligned} \quad (7)$$

$$\tau_{xz} = \sigma_r \sin \theta \cos \theta = -\frac{2P}{\pi} \frac{xz^2}{(x^2 + z^2)^2} \quad \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial u_\theta}{\partial r} - \frac{u_\theta}{r} = \gamma_{r\theta} = -\frac{\tau_{r\theta}}{G} = 0$$

From these equations, Timoshenko & Goodier(1951) obtain

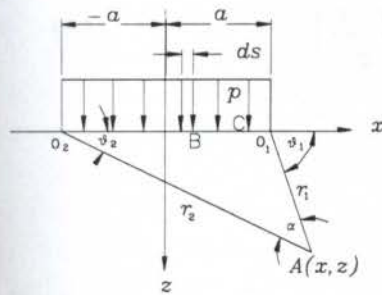
$$[u_r]_{\theta=\frac{\pi}{2}} = [u_r]_{\theta=-\frac{\pi}{2}} = -\frac{(1-2\nu)(1+\nu)P}{2E} \quad (8)$$

$$[u_\theta]_{\theta=\frac{\pi}{2}} = -[u_\theta]_{\theta=-\frac{\pi}{2}} = -\frac{(1-\nu^2)}{\pi E} 2P \ln r + C \quad (9)$$

$C$  is determined choosing a point on the surface, from a distance  $r_0$  on the  $z$  axis, thus

$$[u_\theta]_{\theta=\frac{\pi}{2}} = -[u_\theta]_{\theta=-\frac{\pi}{2}} = -\frac{(1-\nu^2)}{\pi E} 2P \ln \left( \frac{r_0}{r} \right) \quad (10)$$

#### 4. NORMAL UNIFORM PRESSURE



The force that acts on a surface at point  $B$  (Fig. 3), at a distance  $s$  from  $O$  on an element of area of width  $ds$  can be regarded as a concentrated force of magnitude  $pds$  acting normally on the surface. The stress at point  $A$  due to these forces is given by equations (7), replacing  $x$  for  $(x-s)$  and integrating on the loaded region, we have the components of the stress due to the distribution  $p(x)$ , as follows:

Fig. 3: Normal uniform pressure

$$\begin{aligned}\sigma_x &= -\frac{2z}{\pi} \int_{-a}^a \frac{p(s)(x-s)^2 ds}{[(x-s)^2 + z^2]^2} & \sigma_z &= -\frac{2z^3}{\pi} \int_{-a}^a \frac{p(s) ds}{[(x-s)^2 + z^2]^2} - \frac{2z^2}{\pi} \\ \tau_{xz} &= -\frac{2z^2}{\pi} \int_{-a}^a \frac{p(s)(x-s) ds}{[(x-s)^2 + z^2]^2} - \frac{2z}{\pi}\end{aligned}\quad (11)$$

If the pressure is uniform on the indentation zone ( $-a < x < a$ ) and there is no tangential force, the pressure  $p$  is constant and it can be taken outside the integral.

The elastic displacement on the surface is deduced from the equation (8), denoting the displacement in point C due to the action of  $p(x)$ , by the displacement gradients on the surface  $\partial u_x / \partial x$  and  $\partial u_z / \partial x$  instead of  $u_x$  and  $u_z$ , we obtain

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} = \frac{(1-2\nu)(1+\nu)}{2E} p(x) \quad (12)$$

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} = -\frac{2(1-\nu^2)}{\pi E} \int_{-a}^a \frac{p(s)}{x-s} ds \quad (13)$$

But since  $p(x)$  is a constant value, integrating the equation (12),

$$u_x = \frac{(1-2\nu)(1+\nu)}{2E} px, \quad (14)$$

and from equation (13), taking into account the result which is known as the principal value of Cauchy of the integral, we have

$$u_z = -\frac{(1-\nu^2)}{E} p \left[ (a-x) \ln \left( \frac{a+x}{a} \right)^2 + (a-x) \ln \left( \frac{a-x}{a} \right)^2 \right] + C \quad (15)$$

The constant C must be found with  $\dot{u}_z = 0$  for  $x = \pm c$  where  $c$  is outside of the indentation zone, this way

$$\begin{aligned}u_z &= -\frac{(1-\nu^2)}{E} p \left[ (a+x) \ln \left( \frac{a+x}{a} \right)^2 + (a-x) \ln \left( \frac{a-x}{a} \right)^2 \right] + \\ &+ \left[ (a+c) \ln \left( \frac{a+c}{a} \right)^2 + (a-c) \ln \left( \frac{a-c}{a} \right)^2 \right]\end{aligned}\quad (16)$$



5. EXAMPLE 1

In Fig. 4, is shown a wire of 5 mm diameter that is being indented by a rollers system, we wish to calculate the force  $P$  generated during the process, for a depth of the indentation  $u_z = 0.010"$ , and the parameters are:  $2a = 0.078"$ ;  $c = 0.057"$ , the broad of the notch  $y = 0.219"$ ,  $E = 30 \times 10^6$  psi and  $\nu = 0.3$ .

Clearing  $P$  of the equation (16) and substituting values, the resulting pressure is  $p = 1.6 \times 10^6$  psi and the force acting on the area of indentation is  $P = 17,500$  lb.

The forces on the bracket of the roller indenter, represented in Fig. 5, can be obtained by the free body analysis, then

$$R_2 = 13,496 \text{ lb}; R_{1x} = 12,157 \text{ lb}; R_{1y} = 27,210 \text{ lb}$$

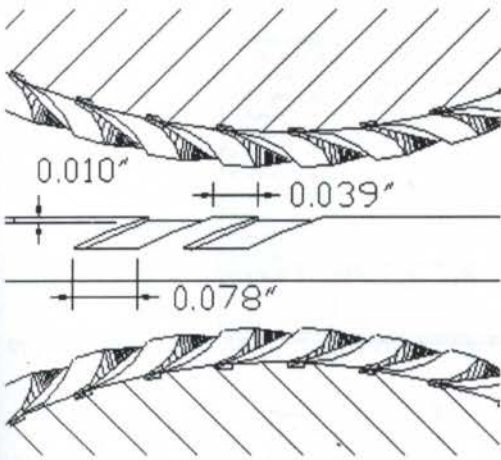


Fig. 4: Roller indenter

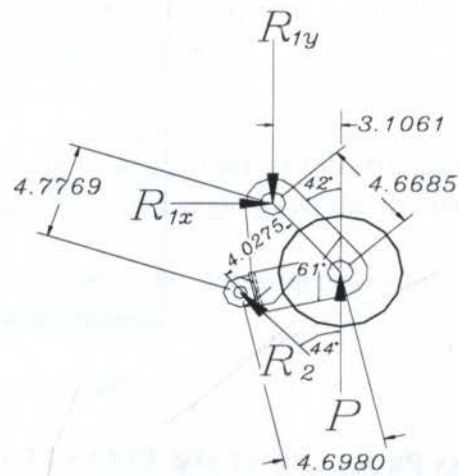


Fig. 5: Roller bracket

The force  $P$  is generated during the indentation process,  $R_{1x}$  and  $R_{1y}$  are the reactions in the arm of the machine that supports the bracket and,  $R_2$  is the force in the mechanism which adjusts the depth of indentation, housed in the body of the machine ( Fig.6 ).

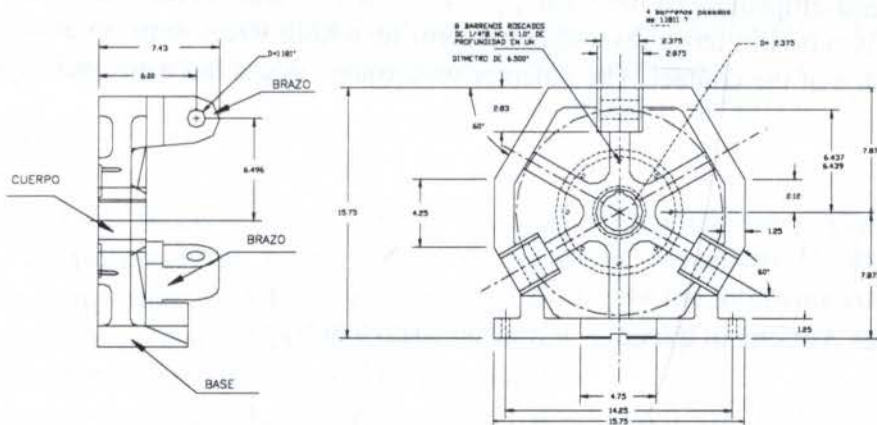


Fig.6: Indentation machine frame

With these results the maximum deflection, that the arm of the indenter machine is having during the process, can be calculated. The parameters of the arm, considering it as a cantilever beam, for the load  $R_{1y} = 27,210$  lb are:

$L = 4$ ", length of the arm

$E = 29 \times 10^6$  lb, for 1035 steel

$b = 2.375$ ", width of the arm of the machine Fig.6

$h = 2.830$ ", height of the arm Fig. 6

Then, the maximum deflection of the arm is  $v_{\max} = 0.0045$ " , and the stress distribution  $\sigma_x$  obtained by the Finite Element Method shown in the Fig. 7.

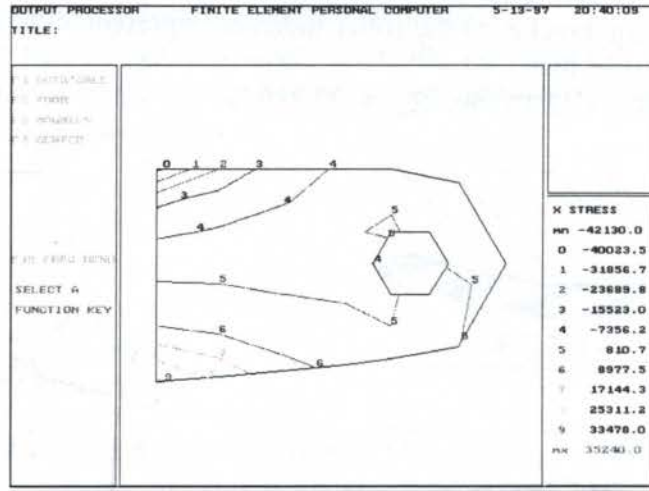


Fig. 7: Stress distribution  $\sigma_x$

## 6. STRESS PRODUCED AT THE EDGES OF THE CONTACT

The pressure distribution between the surface of two bodies in contact is not determined uniquely by their profiles (Nadai 1963). Two further conditions have to be satisfied: i) that interface should not carry any tension and ii) that the surfaces should not interfere outside the contact area. These conditions eliminate terms in the pressure distribution of the form  $p_o = (1 - x^2/a^2)^{-1/2}$  which give rise to infinite at the edge of the contact area, and the resulting pressure was found as a semi-ellipsoidal of the form  $p_o = (1 - x^2/a^2)^{1/2}$ , and is reduced to zero at  $x = \pm a$ . If one of the two bodies has a discontinuous profile, a high stress concentration would be expected at the edge of the contact. The indenter with square edges has a pressure distribution of the form

$$p(x) = \frac{P}{\pi \left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right)^{1/2}} \quad (17)$$

at a short distances  $\rho$  of one of the edge, it may be written as

$$p(x) = \frac{P}{\pi \left(1 - \frac{\rho}{a}\right)^{1/2}} \quad , \quad (18)$$



however large stress do not exist in reality, since materials yields plastically at a finite stress and these results no longer would be reliable since the Theory of the Elasticity is only applicable for small deformations.

A question now arises: What happens with the stress concentration if the angle of the indenter edge is different from 90° and if the indenter is also elastic?. This question has been also investigated by Dundurs & Lee(1972), Gdoutos & Theocaris (1975) for frictionless contact; by Comninou(1976) for frictional contact; and by Bogy(1971) for no slip. They analyze the state of stress for two dimensional elastic wedge of angle  $\phi$  as shown in Fig. 8.

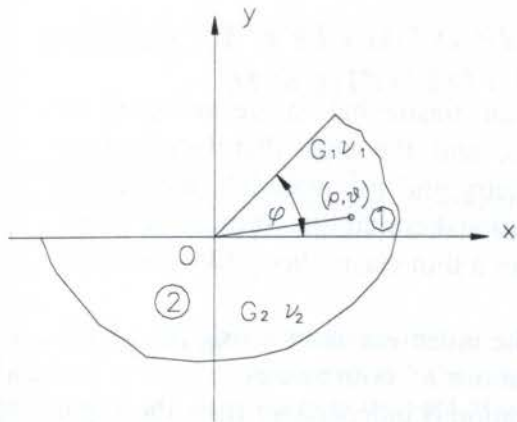


Fig. 8: Two dimensional elastic wedge

The elastic half-space itself may be thought like a second wedge with an angle  $\pi$ . The variation of the stress with  $r$  near the corner of the wedge may take one of the following forms:

- a)  $\rho^{\lambda-1}$ , if  $\lambda$  is real and  $0 < \lambda < 1$
- b)  $\rho^{\xi-1} \cos(\eta \ln \rho)$  or  $\rho^{\xi-1} \sin(\eta \ln \rho)$ , if  $\lambda = \xi + i\eta$  is complex and  $0 < \xi < 1$
- c)  $\ln \rho$
- d) constant

depending on the elastic constant of the wedge and the half-space, the wedge angle  $\phi$  and the frictional conditions.

Dundurs (1972) shows that the influence of the elastic constants will be governed by two independent variables:

$$\alpha \equiv \frac{\left[ \frac{(1-\nu_1)/G_1}{(1-\nu_1)/G_1} \right] - \left[ \frac{(1-\nu_2)/G_2}{(1-\nu_2)/G_2} \right]}{\left[ \frac{(1-\nu_1)/G_1}{(1-\nu_1)/G_1} \right] + \left[ \frac{(1-\nu_2)/G_2}{(1-\nu_2)/G_2} \right]} \quad \beta \equiv \frac{1}{2} \frac{\left[ \frac{(1-2\nu_1)/G_1}{(1-\nu_1)/G_1} \right] - \left[ \frac{(1-2\nu_2)/G_2}{(1-\nu_2)/G_2} \right]}{\left[ \frac{(1-\nu_1)/G_1}{(1-\nu_1)/G_1} \right] + \left[ \frac{(1-\nu_2)/G_2}{(1-\nu_2)/G_2} \right]} \quad (19)$$

$\alpha$  varies from - 1.0, when the wedge is rigid, to 1.0 when the half-space is rigid.  $\beta$  has extreme values  $\pm 1/2$  when one body is elastic and the other rigid, however  $|\beta|$  seldom exceeds 0.25.

If both bodies are incompressible  $\beta = 0$ .

The  $\lambda$  values may be defined by the equation given by Gdoutos & Theocaris(1985)

$$\begin{aligned} & [\sin^2[\lambda(\pi-\phi)] - \lambda^2 \sin^2\phi] \alpha^2 + 4\sin^2(\lambda\pi)[\sin^2(\lambda\phi) - \lambda^2 \sin^2\phi] \beta^2 + 4\lambda^2 \sin^2(\lambda\pi) \sin^2(\phi) \alpha\beta + \\ & + 2[[\lambda^2 \sin^2\phi - \sin^2(\lambda\phi)] + \sin^2(\lambda\pi)[1 - 2\lambda^2 \sin^2\phi]] \alpha + 4\lambda^2 \sin^2(\lambda\pi) \sin^2(\phi) \beta + \\ & + [\sin^2[\lambda(\pi+\phi)] - \lambda^2 \sin^2\phi] = 0 \end{aligned} \quad (20)$$

## 7. EXAMPLE 2

Consider an elastic indenter with flat edges in contact with a half-space. Close to the edge of corner the pressure may be determined by means of the equations 18 and 19 with the  $\lambda$  values given in equation 20, with a wedge angle of  $\phi=90^\circ$ , for the following conditions:

- a) If the indenter is rigid and the half-space is elastic;  $\alpha = - 1$  and  $\beta = - 0.28$ ,  $\lambda = 0.5$  and the pressure close to the corner varies as  $\rho^{-0.5}$  in equation 19.
- b) If the indenter is elastic and the half-space is rigid,  $\alpha = 1$  and  $\beta = 0.28$ ,  $\lambda = 1$  and the pressure varies with  $\rho^0$ , then the pressure in the face of the half-space is uniform.
- c) Finally if the indenter and the half-space are of the same material  $\alpha = 0$  and  $\beta = 0$ ,  $\lambda = 0.77$  and the pressure varies with  $\rho^{-0.23}$ .



If the wedge angle is  $\phi=60^\circ$  it would have the following results:

- a)  $\alpha = -1$  and  $\beta = -0.28$ ,  $\lambda = 0.5$  and the pressure close to the corner varies as  $\rho^{-0.5}$
- b) If  $\alpha = 1$  and  $\beta = 0.28$ ,  $\lambda = 0.9$  and the pressure varies with  $\rho^{-0.1}$ .
- c) Finally if  $\alpha = 0$  and  $\beta = 0$ ,  $\lambda = 0.62$ , the pressure varies with  $\rho^{-0.38}$ .

If  $\phi = 120^\circ$

- a) If  $\alpha = -1$  and  $\beta = -0.28$ ,  $\lambda = 0.5$  and the pressure about the corner varies as  $\rho^{-0.5}$
- b) If  $\alpha = 1$  and  $\beta = 0.28$ ,  $\lambda = 0.6$ , the pressure varies with  $\rho^{-0.4}$
- c) Finally if  $\alpha = 0$  and  $\beta = 0$ ,  $\lambda = 0.51$ , the pressure varies with  $\rho^{-0.49}$ .

## 8. CONCLUSIONS

1. The displacement equations of the points within an elastic half-space are used to calculate the forces produced during an indentation process, and the stress that the elements of the machines support in order to calculate their geometry and the materials with those which should be manufactured in order to satisfy the operational conditions. It must be noted furthermore that the stresses generated upon trying to indent a thin elastic body like a wire of 5 mm diameter is around  $1.6 \times 10^5$  psi for each 0.001".

2. The singularity in the field stress at the corners of the indenters upon acting on a half-space was determined for all the possible material combinations of both bodies.

For a rigid indenter the singularity in the stress concentration is independent from the angle of the wedge. While for an elastic indenter the singularity is made more severe as the wedge angle increases. In other words,  $\lambda$  decreases as the angle  $\phi$  increases. Then the singularity is more severe as the angle of the wedge increases.

## 9. REFERENCES

- Barber, J. R. (1982). Indentation of an elastic half space by a cooled flat punch. Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics, 35, 141.
- Bogy, D.B. (1971). Two edge-bonded elastic wedges of different materials and wedge angles. Trans. ASME, Series E, Journal of Applied Mechanics, 38, 377.
- Comninou M. (1976). Stress singularities at a sharp edge in contact problems with friction. ZAMP, 27, 493.
- Conry, T. F. (1971). A Mathematical Programming Method for Design of Elastic Bodies in Contact. Journal of Applied Mechanics, June 1971, pp 387 - 392.
- Dundurs J. & Lee M. (1972). Stress concentration at a Sharp edge in contact problems. Journal of Elasticity, 2, 109.
- Flamant (1892). Compt. Rendus, 114, 1465, Paris.
- Gdoutos E. & Theocaris P. (1975). Stress concentrations at the apex of a plane indenter acting on an elastic half plane. Journal of Applied Mechanics, Trans. ASME, Series E 42, 688.
- Goodman, L.E. & Keer, L. M. (1965). The contact stress problem for an elastic sphere indenting an elastic cavity. Int. Journal of Solids and Structures, 1, 407.
- Johnson K. L. (1958). The effect of a tangential contact force upon the rolling motion of an elastic sphere on a plane. Trans. ASME Journal of Applied Mechanics, 25, 339.
- Johnson K. L. (1970). The correlation of indentation experiments. Journal of Mechanics and Physics of Solids. 18, 115.
- Nadai, A.I. (1963). Theory of Flow and Fracture of Solids, Vol. II, Mc Graw Hill, New York
- Timoshenko S. & Goodier J.N. (1951). Theory of Elasticity, Mc Graw Hill, N. York.



PAPER CODE: COB19

## DESIGN OF A FEEDING SYSTEM FOR AN AUTOMATIC SAWING MACHINE TO CUT ALUMINIUM PROFILES

VICTOR MARTINS SARAIVA

*Universidade do Minho, Escola de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica  
Campus de Azurém, 4810 Guimarães, Portugal – E-mail: vmsaraiv@eng.uminho.pt*

### Abstract

The author presents an alternative design solution for an automatic feeding/handling system for a sawing machine to cut aluminium profiles. The major problems arose from the need to handle profiles of widely differing shape, and also from the need of compatibility with the rest of the machine, previously designed, mainly concerning space availability. The Total Design approach has been used to carry out this project. The final design proposal is a combination of pneumatic, electric and electronic systems and components, essentially consisting of a pneumatic gripper driven by a servo-motor.

### Keywords

Sawing Machine, Aluminium Profiles, Design Process.

## 1. INTRODUCTION

The aim of this paper is present a new design proposal for an automatic feeding system to be implemented in a sawing machine to cut aluminium profiles.

The main objective is to design a system that enable the automatic feed/handle of aluminium profiles with a relative large range of different cross sections (please see figure 1) and lengths (from 15x15 to 100x100 mm square section, and from 100 to 4000 mm long) with the positioning accuracy of 0.1 mm. The system should also be able to bring the cut pieces to a separation area.

The need of more flexible production systems is increasing everyday as well as the necessity of reducing the required time to manufacture a product. These are major issues to allow a company to become more competitive and achieve technological advantage. It is important to make products better and faster than competitors, so automation became indispensable also because of this need of versatility and flexibility. On the other hand, issues such as waste reduction, data integration, control of processes, errors elimination, etc. are also very important to every company.

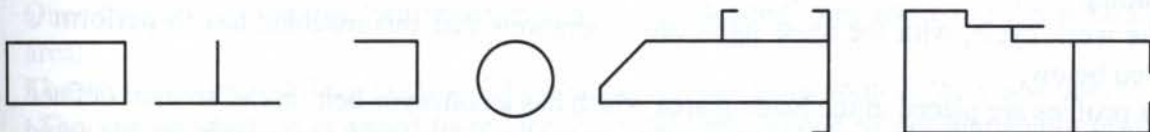


Figure 1 - Examples of extruded aluminium profiles to be cut on the sawing machine.

2300

## 2. THE AUTOMATIC SAWING MACHINE

This machine is intended to cut aluminium profiles at a high cadence. The saw blade has an angular stroke of  $120^\circ$  (from  $-60^\circ$  to  $+60^\circ$ ) and will enable the cut of a large range of profiles with different cross sections and sizes.

The machine should require a few number of adjustments according to the type of the profile to be cut. The automatic operations previewed will enable both quality and speed increase. It is possible to define a great variety of pieces to be cut, with different cutting angles, sizes and sections, what makes this machine flexible.

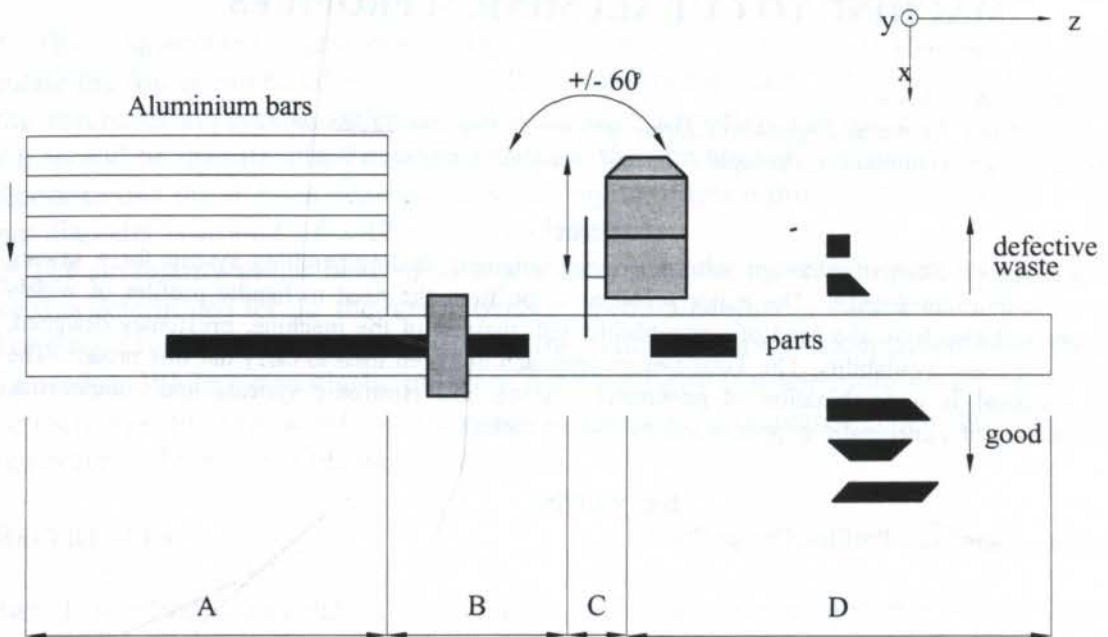


Figure 2 - Basic layout of the Sawing Machine. A-Loading; B-Orientation and Pre-Feeding (500mm); C-Cutting; D-Feeding and Separation.

The control of the machine is done by a Personal Computer (PC), including a data base of parts and a cut optimisation programme. The PC control will enable:

- the determination of the quantity of profiles required to complete the total number of desired parts;
- the optimisation of the number and sequence of cuts to reduce waste of material.

The machine is divided into five sub-systems in order to be possible to transform a certain amount of profiles loaded in one end of the machine, in the desired number of pieces in the other extreme. These systems are (please see figure 2):

- loading;
- orientation and pre-feeding;
- cutting;
- feeding;
- separation.

The work cycle, with the most significant operations that this machine has to perform is presented below:

1. The profiles are placed in the loading area which has a conveyor belt, in the amount defined by the PC software, maximum 10 profiles at a time. This belt has separators to avoid shocks between the profiles. The maximum length of the bars is 6.5 m, and they must be



placed in their most stable position previously defined (information provided by the software);

2. After reaching the border of the belt, the profile is carried to the guiding rollers and the orientation device catch the end of the bar;
3. The profile is fixed and oriented according to the desired cutting direction. Rotations up to  $360^\circ$  are allowed (Z axis);
4. After orienting the profile this mechanism is able to pre-feed the bar to the cutting area. This movement has a stroke length of 0.5 m and is powered by a hydraulic cylinder. Before reaching the cutting area the profile passes through a "mask" or "slide" which has the negative geometry of the profile, to ensure this is on the correct position;
5. Now the end of the bar is close to the cutting blade and needs to be correctly positioned for the cut operation. Here is where the feeding device has to ensure an accurate displacement of the bar, for a desired length of the resulting piece;
6. After the correct placement of the bar, three horizontal fixtures (one on the left side of the saw blade, one on the right side, and one in the direction of the blade) and two vertical fixtures (one on each side of the blade), press the bar during the cut operation. Please see figure 3, where are represented these fixtures and both vertical and horizontal references. Note the reduced space available;

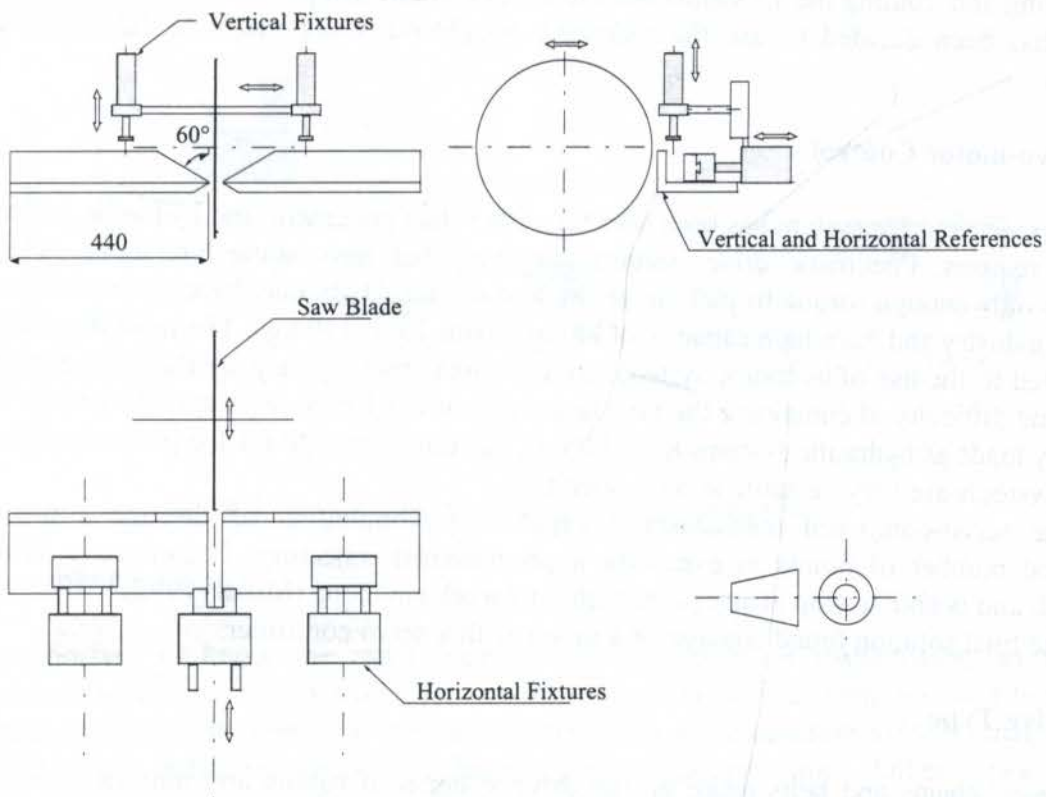


Figure 3 - Scheme of cutting area. Saw blade, Vertical and Horizontal References and Fixtures (front, top and side views).

7. Once the cut is made, the fixtures open and the pieces need to be moved to the separation area;
8. The cycle is repeated from point 4. for the same bar, and from point 2. for a new one.

The sawing machine is aimed to reduce the total time needed to cut aluminium profiles used in such different applications as: building industry (civil engineering) to produce doors

and windows frames and guides, banisters to staircases (uprights and hand rails), and bicycles manufacturers to produce light chassis (aluminium bicycles).

The reduction of time needed to cut a large quantity of profiles will enable the increase of productivity. The set-up time should be as little as possible to take maximum advantage of the machine.

### **3. PROPOSED DESIGN FOR FEEDING SYSTEM**

After carrying out the concept generation and evaluation stages, the concept development has led to a final design proposal presented next. In the previous stages, methodologies such as Objectives Tree, Product Design Specifications (PDS), Brainstorming, Morphological Chart, Weighted Evaluation and respective Ranking of Criteria have been used in this design process.

The final concept selected to develop consisted basically of pneumatic gripper moved by a servo-motor that controls the displacement and therefore the parts length, using the same system to feed the bars to cut and to bring the pieces to the separation area. A scheme layout drawing of the proposed solution is presented in figure 4.

The final horizontal, vertical and angular gripper position is manually defined by the operator, when setting-up the machine. The work cycle is performed automatically in a bi-dimensional work envelope. The gripper arm is a square steel tube, which enable a good positioning and routing the air supply hose to the pneumatic gripper.

It has been decided to use the following bought-out components to fulfil this design solution.

#### **3.1 Servo-motor Control**

An electric drive system has been selected rather than pneumatic and hydraulic, because of several reasons. Pneumatic drive systems are cheap but have some limitations. They can develop only enough torque to pick up about 3 to 4.5 kg. Hydraulic drive systems are largely used in industry and have high capacity of lifting (about 20 to 140 kg). The main disadvantages associated to the use of hydraulic systems are the cost (generally they are the most expensive), speed and difficulty of containing the fluid under pressure. Electric drive systems cannot handle as heavy loads as hydraulic systems (3 to 80 kg), but this is enough for the present application. These systems are very versatile in their operation .

The servo-controlled mechanism is capable of stopping at or through a practically unlimited number of points in executing a programmed trajectory. It can move back and forward, and is able to stop at any point within its work envelope (Miller, 1992).

The final solution found consists of a motor with a servo controller.

#### **3.2 Drive Type**

Gears, chains and belts make up the drive systems of robots and automatic machines. These elements become useful to move the manipulator, transferring energy/power. The big task is to transfer the energy from the actuator (electric servo controlled motor) to the manipulator.

Gears are the most popular method for transferring energy from an actuator to an end effector. There are many different gear arrangements, but would not be appropriate to the current design solution due to the large distance of displacement required (over 4000 mm).



Chains are appropriate for long-distance transfer of energy (longer than gears and shorter than belts). Roller chains can be suitable to this design but they are heavier and require maintenance.

The final choice has been a belt. Belts are able to absorb some of the shock produced by the stop-and-go operations of the machine. However, belts have some limitations, as they are flexible and subject to wear, and slippage can occur in flat belts. Flat belts have tendency to slip and do not allow heavy loads. They are cheap but do not suit for high speed systems. In other types of belts this problem is minimised, for example in V-belts and synchronous belts.

A synchronous belt has been selected for this design solution, although their relative high cost. Pulleys are specifically designed to go with this type of belt. The teeth of the belt mesh with the grooves in the pulley to avoid slippage. They provide positive grip and can be used where constant changes of direction of rotation is required.

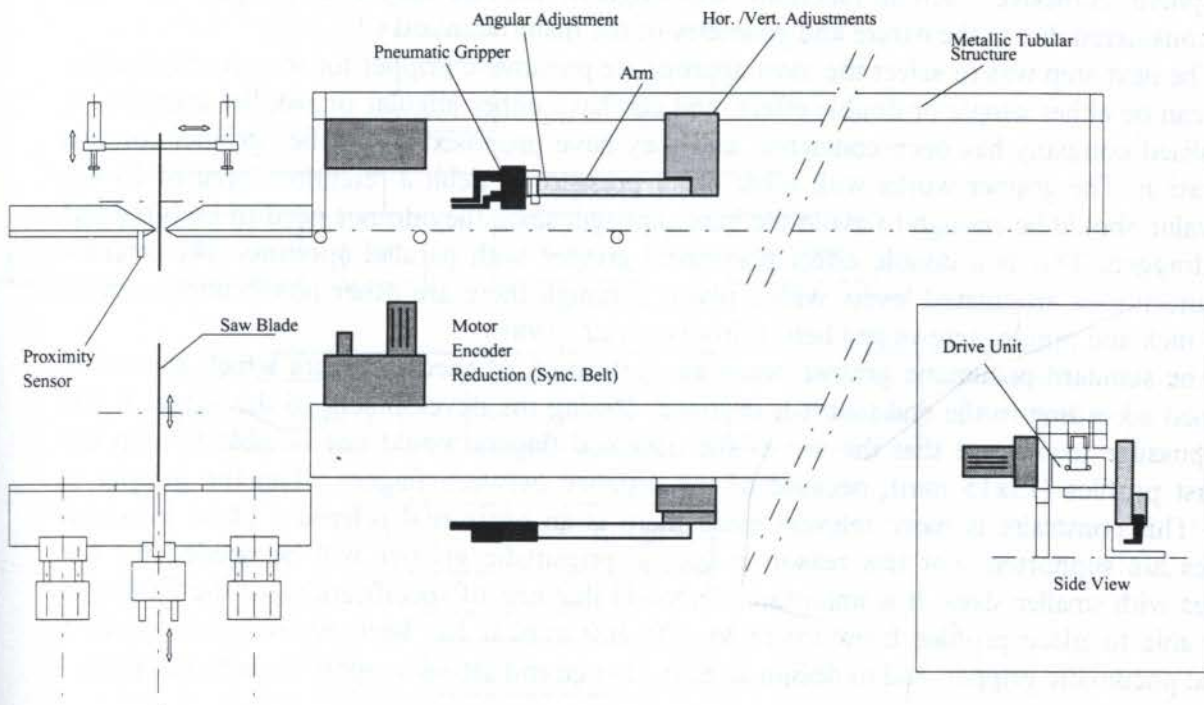


Figure 4 - Layout scheme drawing of design proposal.

### 3.3 Displacement Sensing

It is important to know the exact location of the gripper or manipulator, so this information can be fed into the controller for action. Among the various methods used to tell the controller where the gripper is at a specific time, there are measuring systems that use resistive, capacitive, inductive sensors, or based upon optical principles. Other types are encoders (optical) and resolvers. They can be either linear or circular (Ebel & Nestel, 1992; Groover *et al.*, 1989; Miller, 1992).

Initially, for this design solution it has been selected a linear measuring system, probably capacitive or optical, also named digital ruler, but the large distance that the arm has to go through has led to the final choice of another solution.

It has been decided to use an encoder (optical) which is much more simpler to implement, after calculating the transmission ratio.



### 3.4 Pneumatic Gripper

The first issue analysed concerning the gripping device was the power used to actuate this mechanism. Although the winning concept used a pneumatic gripper, all possibilities have been studied in detail.

Electric grippers are relatively inexpensive, fast and easily adapted to sophisticated control techniques, but they have power limitations, and backlash, since they require gear trains for the transmission of power (Miller, 1992).

Hydraulic grippers are not recommended to the present application, since they should be used when heavy weights must be lifted, and are relatively slow. They are also expensive and have the tendency to leak and make a lot of noise in operation.

The pneumatic gripper has been definitively selected mainly because it is cheap, clean and safe. It is high speed and does not pollute the workspace since it exhausts clean air into the atmosphere. Adhesive, vacuum (suction), and magnetic (electro-magnetic) grippers have not been considered due to the nature and geometry of the material involved.

The next step was to select the most appropriate pneumatic gripper for the present design. They can be either simple or double effect, and can have either angular or parallel aperture. A specialised company has been contacted, and they have proposed a specific gripper for this application. The gripper works with 6 bar of air pressure to debit a retention force of 20 kg. This value should be enough to avoid the bars slippage, since they do not need to be lifted but only dragged. This is a double effect pneumatic gripper with parallel aperture. The internal mechanism uses articulated levers with a pivot, although there are other possibilities such as cams, rack and pinion, screws and belts (Groover *et al.*, 1989).

The standard pneumatic gripper needs an application of special fingers which should be designed according to the end that it is destined. During the development of this finger it has been possible to observe that the use of the designed fingers would not be able to grip the smallest profiles (15x15 mm), because of the distance between fingers when the gripper is open. This constraint is more relevant since there is an horizontal reference plane in which profiles are supported. For this reason, a second pneumatic gripper will be needed for the profiles with smaller sizes. It is important to remind that one of specifications of the PDS was to be able to place profiles from 15x15 to 100x100 mm. It has been necessary to select a second pneumatic gripper, and to design an easy change and set-up support for both grippers.

### 3.5 Proximity Sensor

The use of a proximity sensor is required to inform the system when the bar end is on the origin of the length measurement, for the first cut of a new bar. This sensor will be placed by the cutting area to enable the correct positioning of the aluminium profile. This origin can be either aligned with the saw blade, or may be positioned a few millimetres preceding the blade in the horizontal plane of reference. Other possibility is to integrate this sensor with the left horizontal fixture in a safe position to enable the detection.

Due to the exiguous space available and also because of the required accuracy (0.1 mm), it has been decided to install an opto-electronic proximity sensor. These sensors are small, robust, have a long life service, and can detect small objects (Ebel & Nestel, 1992).

There are some different existing principles, as follows;

- through-beam sensors;
- retro-reflective sensors;
- diffuse sensors.



Trough-beam and diffuse sensors can use designs with fibre-optics cable, which enable their use in very small spaces. The use of one or another system depends on the final cost and space availability, but a diffuse sensor has been selected at a first stage, because of its compactness, and allowance of moving the sensing elements.

This type of sensor does not require an additional reflector, and is able to detect any object material.

### 3.6 Information Flow and Control

In figure 5 is represented the basic layout of the flow information in the sawing machine. A Personal Computer and specific Software (PC-SW) and a Programmable Logic Controller (PLC) are responsible for the correct operation of the machine.

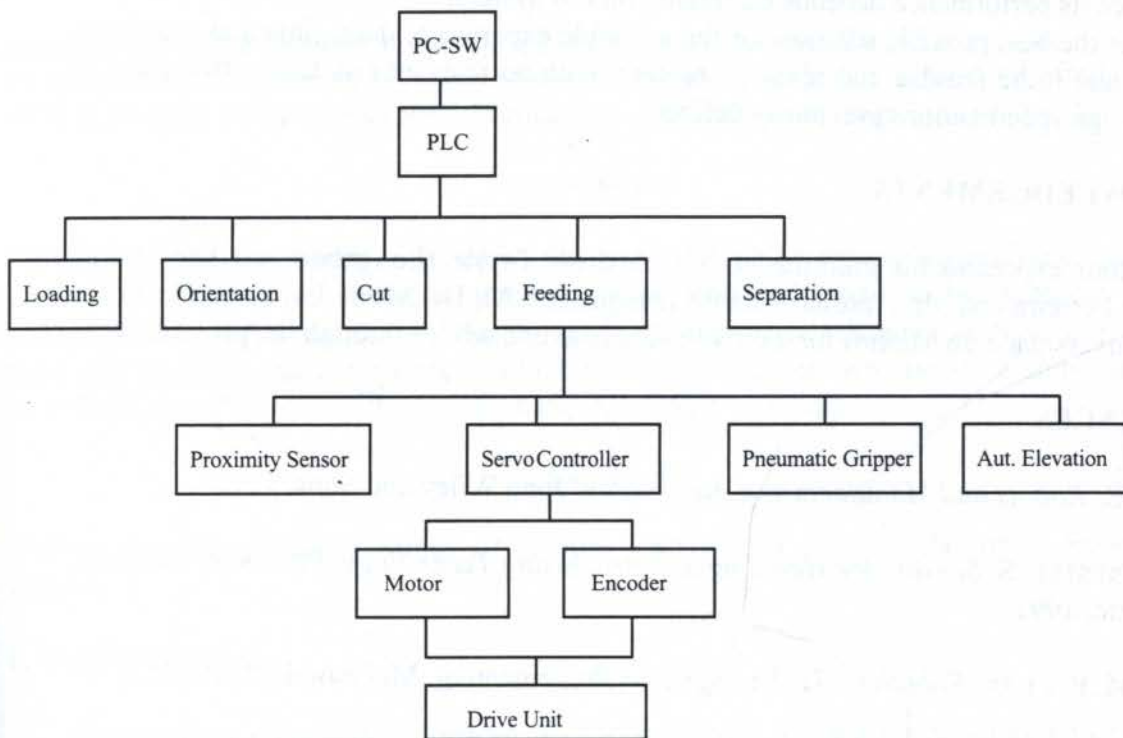


Figure 5 - Information flow and control in the automatic feeding system.

## 4. CONCLUSIONS AND FURTHER WORK

Further work concerning this design solution includes some improvements that will be possible during and after the prototyping and testing stages of the machine. Preliminary tests were a very important step to check how accurate the system really is, and how appropriate are speed, acceleration, power, strokes, forces, and eventually some dimensions of some parts. Corrections, changes, adjustments and modifications were necessary. The finger design may also be improved, essentially its geometry after developing a finite element analysis to determine critical points of stress concentration. The same is applicable to the angular and linear manual adjustment assemblages.

A recommendation concerning these manual system of adjustment is to impress, print or paint some sort of scale in order to facilitate the set-up operation. The instructions given by the

software would include a reference to the required position of these assemblages, information given by a number. At the moment this system is designed to be adjusted manually by the operator with no specific and exactly placements given.

The main objective of this project was to design an automatic feeding system for a sawing machine to cut aluminium profiles, with complex cross sections, with a positioning accuracy of 0.1 mm. It is important to move one bar at a time by linear displacement keeping its correct orientation, and ensuring the capability of the mechanism to work with different sizes and cross sections of aluminium profiles.

Preliminary tests have been carried out on the prototype and have shown that this design solution is able to perform the required tasks with the desired speed, accuracy and repeatability.

The feeding system should have been designed at the same time, or prior to the rest of the machine, since its performance depends essentially on this system.

This was the best possible solution for the available experience, data, time and resources, and it is thought to be feasible and realistic solution, with no relevant risk taken, that meet all important design specifications previously defined.

## 5. ACKNOWLEDGEMENTS

The author expresses his gratitude to Mr. Andrew Taylor (Loughborough University), Mr. Barbosa Ferreira and Mr. António Peixoto (Maquisis, SA), Dr. Mário Lima and Dr. Sousa Miranda (Universidade do Minho) for their valuable help and advice through the present work.

## 6. REFERENCES

- ASFAHL, C. R. *Robots and Manufacturing Automation*, John Wiley and Sons, 1992.
- EBEL, F. & NESTEL, S. *Sensors for Handling and Processing Technology. Proximity Sensors*, Festo Didactic, 1992.
- GROOVER, M. P. ET AL. *Robotics - Technology and Programming*, McGraw-Hill, 1989.
- MILLER, R. *Fundamentals of Industrial Robots and Robotics*, PWS-KENT Publishing Company, 1992.
- SARAIVA, V. M. *Study of an Automatic Feeding System for a Sawing Machine to Cut Aluminium Profiles*, Master of Science in Engineering Design Thesis . Loughborough University of Technology, 1996.



PAPER CODE: COB218

## **EVOLUÇÃO TECNOLÓGICA NO DIMENSIONAMENTO DA TERCEIRA UNIDADE GERADORA PARA A UHE COARACY NUNES**

José Adalberto Lage Calainho, Carmo Gonçalves, Cid Antunes Horta e Wandyr Ferreira  
ELETRONORTE – Gerência de Projeto Eletromecânico Hidrelétricas – Tel: (061) 212-5753  
SCN-Q. 06-Conj. A- Bl. B, Sala 506 – Brasília-DF – CEP 70710-000 – Fax: (061) 212-5355

### **Abstract**

This work has the finality to show the project's philosophies, technologic advances, dimension's calculation methods and the results obtained from an International bid for COARACY NUNES Hydropower Station, third generation unit (Kaplan Turbine with vertical shaft and 30 MW) and comparing its obtained results with the two operating units, installed in 1975 (Kaplan Turbine with vertical shaft, and 20MW per unit).

### **Keywords**

Turbina Kaplan , Coaracy Nunes , Evolução Tecnológica , Estado da Arte , Filosofia de Projeto.

### **1. INTRODUÇÃO**

Os primeiros estudos direcionados para a construção de uma Usina Hidrelétrica no Rio Araguari, nas imediações da Cachoeira do Paredão, no Estado do Amapá, são da década de 50.

Estes estudos avançaram de forma intermitente, no decorrer das décadas de 50 e 60, até que em 27 de dezembro de 1967, foi aprovado o relatório de ensaio do modelo em escala reduzida, com testes pontuais, sem levantamento de curva de colina, para a aquisição de duas turbinas Kaplan de eixo vertical de 20 MW cada, para queda de 23,0 m. A ELETRONORTE assumiu oficialmente as responsabilidades da usina, em fase inicial de construção, no início da década de 70.

Sob a responsabilidade da ELETRONORTE, as obras foram concluídas em 1975, abrangendo o sistema de geração e transmissão. Neste mesmo ano as duas unidades geradoras foram colocadas em operação comercial, e já prevendo o crescimento da demanda e considerando a hidrologia do Rio Araguari, foi deixado pronto, um bloco de concreto de primeiro estágio com as mesmas dimensões dos blocos das unidades em operação, para que, no futuro, fosse instalada mais uma unidade geradora e que operasse em conjunto com o parque térmico de Macapá, passando a ser um sistema hidrotérmico isolado.

A expansão crescente e contínua do consumo de energia elétrica no Estado do Amapá, da ordem de 10,5% ao ano, levou a ELETRONORTE a concentrar esforços na atualização e otimização dos seus projetos, visando ponderar o custo da elevação de potência com o custo da energia gerada por fonte de geração térmica com ressarcimento parcial do custo do combustível.

## 2. PARÂMETROS RESTRITIVOS IMPOSTOS À TERCEIRA UNIDADE E FILOSOFIAS DE PROJETO

O bloco de concreto de primeiro estágio existente foi um parâmetro restritivo na definição e limitação de determinadas dimensões e níveis importantes tais como:

- Nível máximo normal de montante 120,00m;
- Nível mínimo normal de montante 113,00m;
- Nível mínimo normal de jusante 96,60m;
- Dimensões das Grades da Tomada D'água;
- Dimensões da Comporta vagão da Tomada D'água;
- Dimensões da Comporta Ensecadeira da Tomada D'água;
- Dimensões Máximas da Caixa Semi-Espiral;
- Elevação Inferior do Tubo de Sucção ( 83,00 m).

Também foi considerado para o dimensionamento da 3a. Unidade, a nova curva chave do canal de Fuga ,  $Q = 134,151 \cdot (H-95,8)^{1,259938}$ , e os fatores de ponderância das quedas líquidas que são apresentados na Tabela 1, abaixo:

Tabela 1: Quadro demonstrativo de quedas e fatores de ponderância

QUEDAS LÍQUIDAS (m)	FATOR DE PONDERÂNCIA (%)
23,3 (máx)	(desprezível)
22,8	15
21,9	80
18,7	5
18,6 (mín)	(desprezível)

As principais filosofias adotadas no dimensionamento e Especificações Técnicas da 3ª Unidade Geradora foram as abaixo discriminadas:

- Incrementar a potência média ponderada;
- Foi dada liberdade aos fabricantes quanto a escolha da forma de sustentação (cruzeta ou cone) e quanto ao arranjo dos mancais;
- O patamar inferior da potência da Turbina deverá ser de 27,0 MW para a queda de 23,0 m sob rotação a ser definida pelo fabricante;
- As pás do rotor da turbina deverão ser de cromo-níquel (13/4) ou de material de melhor qualidade, com relação à resistência à cavitação;
- Os rendimentos do Modelo hidráulico deverão ser convertidos para as condições do Protótipo utilizando a fórmula abaixo, que é uma composição das IECs publicações 193 e 497, assumindo o expoente 0,16 no lugar de 0,2, que é um valor médio melhor para o



range de número de Reynolds coberto por turbinas hidráulicas, conforme especificado na IEC-995 de 1991;

$$\Delta\eta = (1 - \eta_{om}) 0.8 \left[ 1 - \left( \frac{R_{eym}}{R_{eyp}} \right)^{0.16} \right] \quad (1)$$

onde:

$\Delta\eta$  = Incremento Constante de Majoração Rendimento

$\eta_{om}$  = Rendimento Ótimo do Modelo

$R_{eym}$  = Número de Reynolds do Modelo

$R_{eyp}$  = Número de Reynolds do Protótipo

- O peso limite da peça mais pesada não deverá ultrapassar 120 t, que é a capacidade máxima da ponte rolante da Casa de Força;
- Aproveitamento dos pórticos da Tomada D'água com capacidade 12/3,5 t e de Sucção com capacidade de 7 t;
- Aproveitamento das Comportas Ensecadeiras.

### 3. DIMENSIONAMENTO DA TERCEIRA UNIDADE GERADORA A NÍVEL DE PROJETO BÁSICO

Foram realizadas simulações utilizando os métodos de F. de Siervo and F. de Leva, A. Lugaresi and A. Massa e Schweiger and Gregori e consultados fabricantes nacionais e internacionais, e utilizado os dados do relatório de ensaio de modelo reduzido da UHE Balbina, cujas rotações específicas são semelhantes às da UHE Coaracy Nunes.

Os principais resultados destes estudos forneceram uma potência esperada para a 3a. Unidade da UHE Coaracy Nunes de 27,0 MW para a queda de 23,0 m e um diâmetro esperado para o rotor de 4,14m para uma rotação de 150 RPM. Para verificar o nível tecnológico das turbinas existentes, foi realizada uma comparação com turbinas semelhantes de projetos mais recentes como mostra o Anexo 1.

Foram selecionados os resultados apresentados pela transposição, do modelo da UHE Balbina para a definição dos parâmetros principais e elaboração das especificações técnicas da turbina, tendo em vista a maior confiabilidade e por apresentar dimensões inferiores às do método estatístico.

A UHE Balbina situada no estado do Amazonas, é uma usina da ELETRONORTE, cujos principais parâmetros técnicos de suas turbinas são os mostrados na Tabela 2 abaixo:

Tabela 2: Principais Parâmetros das Turbinas da UHE Balbina

• Diâmetro do Rotor:	5.900 mm
• Rotação Síncrona:	105,88 rpm
• Fator de Escala:	1:15,53
• Queda Nominal:	21,72 m
• Potência Nominal:	51,5 MW

A comparação dos principais resultados obtidos pelo Método estatístico de Siervo e Leva, pela transposição do Modelo existente, os fornecidos pelos proponentes que participaram da licitação e com as máquinas existentes, são mostrados no Anexo 2.

#### 4. CRITÉRIOS DE LICITAÇÃO

Os resultados obtidos nos estudos técnicos possibilitaram estabelecer um patamar para a potência mínima aceitável pela ELETRONORTE para a queda de maior frequência (21,90m) de 24,5 MW. A utilização de uma licitação do tipo técnica e preço, com ponderação da técnica, levou os proponentes a buscar o limiar do estado-da-arte de turbinas Kaplan, e apresentar propostas com a maior potência e rendimento médios ponderados, com o menor custo possível, pois a proposta vencedora seria a de melhor relação custo benefício.

A avaliação final dos benefícios técnicos e de custos foi efetuada pela fórmula abaixo:

$$NAF=(7 \cdot NTC+3 \cdot NPR)/10 \quad (2)$$

onde:

NAF = Nota de avaliação final

NTC = Nota relativa ao aspecto técnico

NPR = Nota relativa ao aspecto preço

Sendo que:

$$NTC = 2,079 PP + 20,893 NP + 0,721 P_2 \quad (3)$$

onde:

PP = Potência média ponderada

NP = Rendimento médio ponderado

$P_2$  = Potência na queda mais frequente

e

$$NPR = 155 - 3,276 \cdot 10^{-6} \cdot VP \quad (4)$$

onde:

VP = Valor presente da proposta

#### 5. CONCLUSÕES

- Como pode-se ver no Anexo 2, os dimensionamentos realizados pelo método estatístico, bem como, pela transposição do modelo reduzido da UHE Balbina, mostraram-se bastante coerentes com os resultados propostos pelos proponentes, sendo que os diâmetros encontrados pela Eletronorte, foram um pouco conservadores, entretanto proporcional a potência calculada, contudo o rendimento, o coeficiente de evolução tecnológica, a rotação e o peso da turbina, foram bastante próximos aos apresentados.
- A evolução das turbinas deve-se principalmente à melhoria dos materiais dos rotores, dos perfis hidráulicos, das passagens hidráulicas, da instrumentação destinada ao monitoramento e controle da cavitação. Estes avanços permitem atualmente projetar turbinas com rotações específicas mais altas e com fator de segurança com relação à cavitação menor.
- Os critérios de licitação e as filosofias de projeto adotadas pela Eletronorte, estimulou os proponentes a elevar ao máximo a potência média ponderada e o rendimento médio ponderado, a um custo equivalente, atendendo ao recesso de concreto existente, objetivando vencer a licitação do tipo técnica e preço.



- A utilização da fórmula de transposição de rendimento do modelo para o protótipo com o número de Reynolds, como apresentado, trouxe resultados de rendimentos do protótipo mais realísticos, tendo em vista, que os efeitos de escalas foram considerados.
- Recesso de concreto existente foi um fator limitante da potência para a terceira unidade, uma vez que a hidraulicidade do Rio Araguari, permitiria um engolimento maior para a turbina, entretanto mesmo assim, foram obtidos níveis de potência que podem ser considerados bastante elevados.
- Fato de a Eletronorte ter limitado apenas a potência mínima aceitável para queda de 21.90 m ; e ter dado liberdade para os demais níveis de potência, possibilitou os proponentes a buscarem o limiar do estado-da-arte e da potência para a turbina e para o gerador, com o melhor custo benefício.
- Pelo fato do processo de aquisição ser do tipo “turn key”, e licitação tipo técnica e preço, o proponente vencedor não foi o proponente que apresentou a maior potência e o maior rendimento médios ponderados e sim o que apresentou o menor custo da energia gerada, por meio de nota final.

## 6. REFERÊNCIAS

Bureau of Reclamation, “Selecting Hydraulic Reaction Turbines”, Water Resources Technical Publication - Engineering Monograph N° 20 - 1976.

Eletronorte, Relatórios Técnicos.

Fabricantes, Catálogos Técnicos da Impsa, Mep, Voith e Hidro Vevey.

Hitachi, “Model Test Report of 20,000 kW Vertical Kaplan Turbine for CEA, Coaracy Nunes Hydroelectric Power Station, Dec 1967.

Kovalev N.N., “Hydroturbines Desing and Contruction” - Copyright-S. Monson - Jerusalem 1965.

Krivchenko, G. I., “Hydraulic Machines Turbinas and Pumps” - Mir Publishers Moscow - 1986.

Lugaresi, A. and Massa, A. , “Kaplan Turbines: Design Trends in The Last Decade”, Water Power and Dam Construction, May 1988.

Neyrpic, Essais de Reception Sur Modele Reduit Effectues Chez Neyrpic, Grenoble - Balbina Turbines - Septembre - Octobre 1982.

Schweiger, F. and Gregori, J. , “Developments in Kaplan Turbines”, Water Power and Dam Construction, August 1985.

Siervo, F. and Leva, F. “Modern Trends in Selecting and Designing Kaplan Turbines”, Water Power and Dam Construction, Part one, December 1977 and Part Two, January 1978.

Vivier, L. , “Turbines Hydrauliques et Leur Régulation – Éditions Albin Michel - Paris-1966.

Anexo 1 - Principais Parâmetros de Turbinas Semelhantes

EVOLUÇÃO TECNOLÓGICA NO DIMENSIONAMENTO DA TERCEIRA...

ITEM	USINA	FABRICANTE	QUEDA	ROTAÇÃO	POTÊNCIA	COEFICIENTE DE EVOLUÇÃO	ANO
01	C. NUNES	HITACHI	23,00	138,5	20,00	1865	1967
02	KATAKADO	HITACHI	20,00	125,00	22,5	1983	1970
03	MACÁGUA II	HITACHI	23,0	94,7	88,2	2678	1993
04	HUDSON FALLS	KVAERNER	21,00	163,6	22,4	2496	1992
05	GRAYFOSS	KVAERNER	19,1	142,9	30,2	2719	1993
06	VERBOIS	HYDRO VEVEY	21,0	136,4	24,3	2168	1987
07	FEISTRITZ	HYDRO VEVEY	23,0	136,4	44,1	2727	1990
08	ZILINA	HYDRO VEVEY	25,8	150,0	38,1	2558	1994
09	MIMOSO	VOITH	23,8	163,30	20,0	2143	1972
10	HONEFOSS II	VOITH	21,0	166,70	22,7	2560	1975
11	TAQUARUÇU	VOITH	21,9	85,70	103,0	2717	1980
12	BALBINA	MEP	21,72	105,88	51,5	2388	1981

Anexo 2 - Comparativo dos Principais Parâmetros de Turbinas

MÉTODO	ROTAÇÃO (RPM)	POTÊNCIA (MW)	DR (m)	RFTS (m)	CTS (m)	LTS (m)	HS (m)	PTT (t)	PRT (t)	PMP (MW)	RMP (%)	K
SIERVO LEVA	150,0	27,000	4,26	9,70	19,90	11,88	2,64	248,0	32	-	-	2347
MODELO DE BALBINA	150,0	27,000	4,14	7,00	18,90	9,90	3,80	240,0	31	25,5	93,5	2347
HYDRO VEVEY	163,6	27,089	4,35	10,20	22,00	12,60	3,10	245,0	31	25,915	93,5	2563
IMPESA	144,0	28,603	4,30	9,03	22,00	12,60	3,57	227,5	29	27,240	92,7	2319
MEP	138,5	30,878	4,50	10,58	22,00	12,60	2,70	258,6	26	29,586	93,6	2318
VOITH	150,0	30,730	4,70	9,89	22,00	12,60	2,40	324,0	41	29,424	93,3	2504
UNIDADES EXISTENTES	138,5	20,000	4,30	9,47	22,00	12,60	2,63	255,0	36	18,77	89,20	1865

onde:

- DR Diâmetro do Rotor da Turbina
- RFTS Distância da linha de Centro do Rotor da Turbina ao Fundo do Tubo de Sucção
- CTS Comprimento do Tubo de Sucção
- LTS Largura do Tubo de Sucção
- Hs Calagem da Turbina
- PTT Peso Total da Turbina
- PRT Peso do Rotor da Turbina
- PMP Potência Média Ponderada
- RMP Rendimento Médio Ponderado
- K Coeficiente de Evolução Tecnológica



PAPER CODE: COB222

**AVALIAÇÃO DOS PARÂMETROS ENVOLVIDOS NO  
DESENVOLVIMENTO DE UMA MÁQUINA COLHEDORA DE CAFÉ  
POR SUCCÃO AERODINÂMICA / PARAMETER'S EVALUATION OF A  
COFFEE HARVESTER MACHINE BY AERODYNAMIC SUCTION**

FERNANDO SILVA DE ARAÚJO PORTO (1), JOSÉ ANTONIO PERRELLA BALESTIERI (2), NAZEM NASCIMENTO (2) & MAURO MASSAYOSHI KIMURA (3)

- 1 Faculdade de Engenharia Química, FAENQUIL / DEMAR, Caixa Postal 116, Lorena SP Brasil CEP 12600-000 telefax (012) 553 3006 e.mail: ftilor@eu.unsp.br - subject: Fernando Porto.
- 2 Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, FEG/ Universidade Estadual Paulista, UNESP - Caixa Postal 205 Guaratinguetá SP Brasil CEP 12500-000 telefax (012) 532 2466 e.mail: perrella@feg.unesp.br, nazem@feg.unesp.br
- 3 Rua Agostinho Pupo 68, Mogi das Cruzes SP Brasil CEP 08730-450 telefax (011) 461-5780

**Abstract**

The present work has like main objective the necessary parameter's evaluation to development of simple and portable coffee (*Coffea arabica* L., *Coffea canephora* Pierre) harvester machine by aerodynamic suction. The parameter's evaluation was done by means of the physical-mathematical model elaboration, prototype design and assembly, which was field tested at coffee harvest time. The results showed the coffee grains need flow velocity near 270 m/s for efficient suction, and the leafs are injured close by 60 m/s flow velocity band. These results permit the follow conclusions: a) the main objective, the harvest machine project parameters identification and quantification, was successfully performed; b) the proposed physical-mathematical model was appropriated, anticipating the velocity flow value necessary for efficient coffee grain suction; c) the methodology used at this study can be adopted in others harvest machines project development process, with distinct target objectives, like different fruits, fibres (such as *Chorisia speciosa* fibres), leafs, or flowers with commercial value.

**Keywords**

Agricultural machines, Coffee, Coffee cultivation, Harvest machine, Coffee harvest machine, Máquinas agrícolas, Café, Cultivo de café, Colheita, Colhedora.

**1. INTRODUÇÃO**

O custo da operação de colheita é de extrema importância em qualquer cultura agrícola. A evolução dos custos nos países mais desenvolvidos indica que em futuro próximo todo produto agrícola cuja colheita não possa ser mecanizada tenderá a desaparecer da lista do consumidor, por não poder competir economicamente com aqueles colhidos mecanicamente (Ortiz-Cañavate *et al*, 1987). Portanto, a mecanização da cafeicultura, assim como de outras culturas agrícolas, deveria ser o caminho mais indicado para a otimização do processo.

Entretanto, os atuais projetos de máquinas colhedoras de café (*Coffea arabica* L., *Coffea canephora* Pierre) exigem altos investimentos. As máquinas até agora desenvolvidas são de grande porte, e necessitam de cafezais especialmente constituídos para permitir sua operação: espaçamento adequado entre as fileiras de pés de café, terreno plano e isento de acidentes de



relevo, padronização das características dimensionais do cafeeiro, etc (Figueiredo *et all*, 1980, Honda *et all*, 1979, *Guia Rural Teste Colheita de Cafê*, 1991).

Sendo assim, fica atraente a possibilidade de se desenvolver uma máquina colhedora simples e portátil, capaz não só de realizar a operação de colheita do fruto em tempo menor que o demandado pelo atual processo manual, mas também habilitada a operar nos cafezais existentes na atualidade, independentemente do espaçamento entre as fileiras e do tipo de terreno considerado. A questão do custo inicial seria assim minimizada tão somente à aquisição da máquina.

O objetivo deste trabalho foi avaliar a exequibilidade desta proposta mediante o dimensionamento e construção de um protótipo correspondente, realização de testes com a máquina em condições de campo no período de colheita da safra do café, e a identificação e quantificação dos parâmetros necessários à elaboração de uma máquina de série.

## 2. PROTÓTIPO

Tendo em vista os requisitos básicos desejáveis para esta máquina de colher frutos de café (baixo custo inicial e de operação, pequeno tamanho, peso adequado ao porte individual, capacidade de colher os frutos em diversas alturas e estágios de desenvolvimento em diferentes cultivares de cafeeiros, capacidade de colher e ensacar o fruto em um processo contínuo, grande autonomia de operação), foi considerado preliminarmente que um sistema de aspiração, em conjunto com um pequeno motor de combustão interna seria o mais adequado, uma vez que atende aos requisitos de baixo custo (não seria necessário desenvolver uma tecnologia inovadora, pois tanto sistemas de aspiração como motores de pequeno porte são equipamentos plenamente adaptáveis ao projeto, considerando seu atual estágio de produção comercial), pequeno peso e tamanho, capacidade de operar com ramos em diferentes alturas (é exigido tão somente um longo e leve bocal de sucção), autonomia e capacidade de realizar as tarefas de colheita e ensacamento em um processo contínuo (o que exige a adaptação de tecnologias já utilizadas em processos semelhantes, de grande porte, tais como as que efetuam transporte contínuo de grãos no embarque/desembarque portuário).

Para se dimensionar a colhedora, foi necessário criar um modelo físico/matemático simples e, simultaneamente, representativo da realidade. A partir disto, um protótipo de avaliação do conceito foi construído. É importante ressaltar que esta máquina foi desenvolvida para viabilizar a identificação e quantificação dos parâmetros envolvidos pelo conceito, não sendo portanto uma versão preliminar de um equipamento de série.

Concordando com o modelo físico/matemático, um protótipo foi construído para que o conceito fosse testado integral e diretamente em condições de campo. A construção do protótipo foi considerado como um fator indispensável para o equilibrado dimensionamento de uma máquina real, pois as incertezas envolvendo o relacionamento entre o fluxo gerado na sucção, e os aglomerados de frutos de um determinado ramo (cercados por aglomerados de outros ramos, e folhas), é elevado, impossibilitando um equacionamento preciso.

O modelo físico/matemático adotado inicialmente para o dimensionamento considerava somente os requisitos mínimos de operação, ou seja, considerava unicamente o esforço de se sugar um único fruto de café em condições ideais de proximidade do bocal.

## 3. ENSAIOS PRELIMINARES

Construído o protótipo (figura 1), uma série de testes foi realizada com a finalidade de se encontrar outros parâmetros e condições de contorno que envolvessem não só o



relacionamento entre o fluxo de sucção e os aglomerados de frutos, mas também entre o fluxo e as folhas e os ramos do cafeeiro.

Os primeiros testes envolvendo ramos reais de cafeeiros foram realizados com galhos cortados da planta, levados ao laboratório. Estes ramos, carregados de frutos ainda verdes de café, foram confrontados a um bocal de 21,5 mm. Verificou-se nesta ocasião que a velocidade do fluxo no bocal (275 m/s) poderia ter sido excessivamente alta uma vez que frutos verdes isolados foram arrancados de seus pedúnculos sem que o bocal estivesse necessariamente



Figura 1: Vista geral do protótipo mostrando em primeiro plano o compressor e comando do sistema elétrico.

muito perto do fruto. Também as folhas receberam danos graves, partindo-se em tiras ou sendo arrancadas ao se aproximarem dos pontos de maior velocidade do fluxo.

Para diminuir a velocidade de admissão, aumentou-se o diâmetro do bocal para 48 mm, reduzindo a velocidade média no bocal então para 55 m/s.

Ao se testar novamente com ramos carregados de frutos verdes, esta velocidade de fluxo foi insuficiente para arrancar frutos verdes isolados, porém quando o bocal se aproximava dos aglomerados de frutos, alguns frutos se desprenderam de seus pedúnculos e foram sugados. Isto se deve provavelmente à ocorrência do efeito de porosidade do meio. O fluxo, ao envolver o agregado de frutos, não exerce sobre cada fruto uma força de arrasto individual e singular. A baixa velocidade do fluxo no espaço interior do conjunto faz com que o aglomerado inteiro comporte-se frente ao fluxo como um objeto único, maciço. O resultado disto é

que alguns frutos na periferia sofrem força de arrasto diversa dos demais, e momentaneamente, muito mais elevada que o suportado por seus pedúnculos.

Também frente a este novo bocal sofreram danos as folhas, sendo algumas destas ainda rasgadas ao acercar-se dos pontos de maior velocidade do fluxo. Isto se deve principalmente a dois fatores:

- Algumas folhas se acercaram em demasia do bocal, obstruindo-o. Uma vez que o motor do aspirador tem um excesso de potência (pois foi idealizado para enfrentar uma perda de carga proporcional à velocidade de 275 m/s, de aproximadamente 2700 mm H<sub>2</sub>O, e a perda de carga proporcional à 55 m/s é de somente 325 mm H<sub>2</sub>O), este tem capacidade de enfrentar esta obstrução diminuindo abruptamente a pressão no interior do *plenum*. Isto faz carregar sobre



esta obstrução um diferencial de pressão de no mínimo 2370 mm H<sub>2</sub>O, ocasionando assim o imediato colapso da superfície da folha.

O valor de 55 m/s exprime a velocidade média do fluxo e não a velocidade máxima deste mesmo fluxo. A equação (1), embora seja válida somente para movimentos permanentes em longos dutos retilíneos de seção constante, em pontos afastados da seção de entrada, pode assim mesmo fornecer uma idéia de quanto a velocidade máxima pode diferir da média (Fox e Mcdonald, 1988). Seja:

$$V = V_{máx} \times \left[ 1 - \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right] \quad (1)$$

conforme apresentado na figura 2.

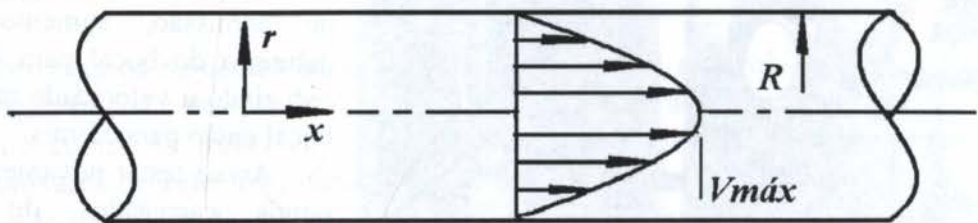


Figura 2: Desenvolvimento de campo de velocidades em escoamento unidimensional.

Tem-se:

$$V_{me'd} = \frac{2 \int_0^R V_{ma'x} \left[ 1 - \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right]}{2R} = \frac{2}{3} V_{max} \quad (2)$$

Desenvolvendo a equação (1) tem-se a velocidade máxima em 50% maior que a velocidade média. Para  $V_{méd}$  em 55 m/s, tem-se o valor aproximado de 83 m/s para a  $V_{máx}$ . Este valor não é o exato para este caso porém é suficiente para ilustrar de quanto a velocidade máxima pode atingir valores mais elevados que a velocidade média.

Porém, mesmo com as folhas apresentando eventualmente danos, decidiu-se manter a princípio o diâmetro do bocal em 48 mm, para não acarretar na diminuição excessiva da força de arrasto. Esta decisão foi tomada tendo por base que testes em campo poderiam apresentar resultados diferentes dos obtidos com folhas advindas de ramos cortados, uma vez que a resistência estrutural das folhas do cafeeiro pode variar com a ausência de hidratação e nutrição advindas através do ramo. Além disto, considerou-se que um pequeno orifício aberto no *plenum* poderia resolver a questão de se diminuir a velocidade do fluxo de entrada sem obrigar a mudar constantemente o diâmetro do bocal. Esta abertura ou orifício agiria como uma segunda entrada de ar, dividindo o fluxo. As conseqüências principais seriam duas:

- Diminuição calculada do fluxo no bocal.
- No caso do bocal ser obstruído, esta abertura suplementar funcionaria como uma válvula de segurança, impedindo que a força total do motor recaia sobre a folha que estiver bloqueando a vazão de entrada.



#### 4. CARACTERÍSTICAS GERAIS

Tendo sido considerados como definitivos todos os seus componentes, o protótipo foi considerado pronto e apto para a seqüência final de testes em condições de campo.

A máquina foi construída sobre um chassi de aço, composto de barras de perfil laminado em "U", de modo a garantir integridade ao sistema no seu transporte e operação, como mostram a figura 1. O bocal de aspiração e a expansão rígida foram fabricados como uma peça única, em folha de aço cortada, calandrada e soldada, com o ângulo de abertura do bocal de aproximadamente 42°. A literatura indica como comprimento ideal para o bocal o valor de 3 (três) vezes o menor diâmetro (*Industrial Ventilation*, 1988, Macintyre, 1988). Porém, este comprimento de bocal afastaria em demasia os ramos e frutos do ponto de maior velocidade de fluxo, bem próximo ao menor diâmetro. Assim sendo, o bocal não apresenta as proporções ideais de comprimento, entretanto as medições realizadas indicam que o esperado aumento de perda de carga causado por este fato é irrelevante.

Devido a questões construtivas, o mangote plástico e flexível de 4 polegadas tem o comprimento de 2 metros, e não 6 como pedido. A conexão entre o mangote e o *plenum* foi realizada através de tubo de PVC rígido também de diâmetro nominal de 4 polegadas, branco, internamente liso. Também devido a questões construtivas, as ligações realizadas por tubos de PVC incluíram 4 curvas de 90° não previstas inicialmente. Também neste caso o aumento de perda de carga foi considerado como irrelevante frente ao excesso de potência do motor.

O *plenum*, montado a partir de um tambor plástico de 200 litros, foi reforçado internamente em aço para que resistisse a ação da pressão interna negativa.

O sistema de ensacamento contínuo não foi implementado devido ao fato de que a finalidade deste estudo se restringiu a determinar os parâmetros limitantes e condições de contorno que fundamentem a construção da colheitadeira real.

Uma vez que o aparelho construído difere do projetado, recalculou-se as perdas de energia do sistema, com o objetivo de verificar-se de quanto as mudanças influíram no sistema.

#### 5. TESTES DE CAMPO

Levado à campo para a série final de testes, o protótipo foi utilizado em cafeeiros carregados de frutos maduros.

Os primeiros testes com ramos carregados de frutos maduros foram realizados com o bocal de 48 mm, dotado de flange com ângulo de abertura em 42°. Ao contrário do esperado, o chamado efeito de porosidade do meio não se revelou efetivo e os frutos maduros revelaram-se resistentes ao fluxo, mesmo quando o bocal aproximou-se de aglomerados de frutos.

Em virtude deste inesperado resultado inicial, concluiu-se que o bocal de 48 mm de diâmetro não induzira uma velocidade de fluxo aspirado compatível com a resistência oferecida por fruto maduros. Assim sendo, retornou-se ao bocal de 21,5 mm de diâmetro, e adaptou-se ao protótipo um sistema de recirculação do fluxo aspirado. Este sistema permitiu a variação deste mesmo fluxo, oferecendo assim um controle sobre a vazão e por conseguinte, da velocidade de admissão no bocal.

O protótipo foi então modificado de modo a permitir a variação, sob controle, da vazão do fluxo aspirado. Esta modificação consistiu da instalação de um sistema de retorno, sistema este que obriga a recirculação de uma determinada fração do fluxo de ar da exaustão. Observe-se a figura 3. O fluxo na saída do compressor, antes direcionado diretamente à atmosfera, encontra agora um tubo em "T". Este tubo ainda permite que parte do fluxo da



exaustão seja enviado à atmosfera, porém na extremidade destinada como saída à atmosfera, encontra-se uma restrição com a função de elevar a perda de carga neste ponto e, por conseqüente, elevar a pressão interna no tubo. Na extremidade restante do tubo em "T", foi conectada uma tubulação, dotada de uma válvula esférica (globo), interligando esta extremidade do tubo em "T" com o *plenum*. Devido ao aumento da pressão na saída à atmosfera, uma fração do fluxo é desviada então para o *plenum* - fração esta que pode ser determinada através do ângulo de abertura da válvula. É evidente que a recirculação de parte do fluxo de escape do compressor faz com que se diminua a vazão do ar aspirado através do bocal.

Através de um tubo *pitot* conectado ao mangote, registrou-se de quanto a recirculação modificou a velocidade do ar admitido no sistema. A alavanca de comando da válvula foi posicionada em diferentes ângulos, e para cada ângulo anotada a correspondente modificação na velocidade de admissão. Testes então foram conduzidos procurando verificar o comportamento dos frutos e das folhas do cafeeiro frente às diferentes faixas de velocidade do fluxo aspirado.

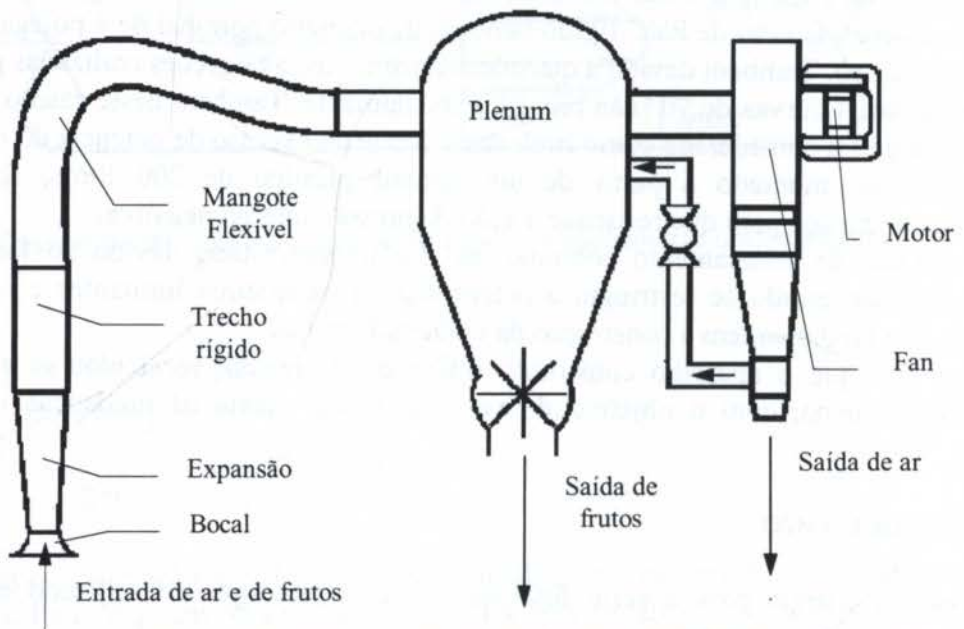


Figura 1: Esquema do protótipo de colhedora, munido de tubulação e válvula para recirculação do fluxo aspirado.

## 6. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Os testes realizados, procurando averiguar o comportamento dos frutos e das folhas do cafeeiro submetidos às diferentes faixas de velocidade do fluxo aspirado, evidenciaram os seguintes fatos:

- Com relação aos frutos, os cálculos baseados nas premissas originais revelaram-se corretos, indicando que as velocidades próximas a 272 m/s promovem o arrancamento imediato do fruto maduro. O processo de retirada dos frutos maduros se inicia a uma velocidade muito mais baixa, na faixa compreendida entre 30 e 40 m/s, na qual alguns frutos de cor carmim (vermelho escuro) são sugados se estiverem diretamente sobre o bocal e se este permanecer sobre o fruto por alguns segundos. O quadro pouco se altera até que se atinja a faixa de 90 a 100 m/s, quando alguns frutos de cor mais clara começam a serem também sugados. O grau de dificuldade com que isto ocorre é entretanto ainda muito grande. A partir de 140 m/s a sucção se revela um pouco mais eficiente, demandando um período de tempo bem mais curto



para realizar o destacamento do fruto. Somente acima da faixa de 240 m/s a sucção apresenta resultados próximos ao desejado. Uma vez que o bocal se aproxime do fruto carmim ou avermelhado, ocorre apenas um breve espaço de tempo até que este seja sugado.

- Surpreendentemente, o chamado efeito da porosidade do meio, que prometia um incremento na capacidade do equipamento, revelou-se pouco útil. A sucção de frutos isolados ou em aglomerados não manifestou diferenças relevantes.

- A entrada do bocal, dotada de flange inclinada à 42°, revelou-se um estorvo, impedindo a aproximação do ramo do cafeeiro do ponto de maior velocidade do fluxo. Após algumas tentativas não bem sucedidas de aproximação, esta entrada foi extirpada do sistema. Isto certamente aumentou a perda de carga no sistema, mas como havia claramente um excesso de potência, não se notou qualquer mudança significativa no desempenho geral da máquina.

- As folhas se revelaram um fator limitante mais importante. As folhas mais velhas, de cor mais escura ou com manchas amareladas começaram a apresentar danos devido ao fluxo aspirado quando este atingiu a faixa de velocidades compreendida entre 30 a 40 m/s. Já em 40 m/s o fluxo iniciou a rasgar levemente as folhas mais novas. Em 50 m/s qualquer tipo de folha passou a sofrer graves danos, mesmo com a passagem rápida do bocal. Em velocidades acima de 60 m/s, as folhas apresentaram total dilaceração e até mesmo arrancamento.

- É importante observar que, ao contrário do que foi pressuposto, os danos nas folhas não são originários tão somente do fato destas se acercarem em demasia do bocal, obstruindo-o. Tal como explanado anteriormente, acreditou-se inicialmente que, uma vez que o motor do aspirador tem um excesso de potência, este teria a capacidade de enfrentar esta obstrução diminuindo abruptamente a pressão no interior do *plenum*. Isto faria carregar sobre esta obstrução um elevado diferencial de pressão, ocasionando assim o colapso da superfície da folha. O que se verificou é que mesmo estando a folha não obstruindo o bocal, e sim disposta longitudinalmente a frente deste, esta folha sofria danos devido ao fluxo. Isto indica que a superfície da folha pode entrar em colapso devido também aos diferenciais de pressão induzidos pela turbulência no bocal. A principal consequência deste fato é que não adiantaria aumentar o diâmetro do bocal para evitar que as folhas obstruíssem o fluxo e, assim, se impedir a ocorrência de danos à estas. A simples sujeição destas ao fluxo seria suficiente para imprimir o estrago.

## 7. CONCLUSÃO

Os principais objetivos deste trabalho, a identificação e quantificação dos parâmetros necessários ao desenvolvimento de uma colhedora portátil e simples, específica para a colheita do café, que atuasse por meio de sucção aerodinâmica, foram alcançados.

A modelagem físico-matemática utilizada mostrou-se apropriada, determinando corretamente a velocidade ideal de fluxo para a eficiente sucção dos frutos de café.

A construção do protótipo revelou-se imprescindível para verificar a exatidão dos valores calculados para todos os parâmetros envolvidos, pois o número de variáveis aleatórias envolvendo o relacionamento entre o fluxo gerado na sucção, as folhas e os aglomerados de frutos de um determinado ramo (cercados por sua vez por aglomerados de frutos de outros ramos e folhas) é elevado.

É interessante notar que o custo da construção do protótipo não ultrapassou o montante de US\$2.200. Mesmo considerando que o custo de uma máquina de série possa ser mais alto, devido aos custos de produção, acessórios e sofisticções, ainda assim seria pertinente observar este valor como um indicativo de que este equipamento de série pode ter um preço acessível a qualquer classe de agricultor, o que concorda com os objetivos iniciais.



Por outro lado, a metodologia usada para o dimensionamento desta colhedora de frutos de café pode ser empregada para o dimensionamento de outras máquinas, específicas para diferentes objetivos, tais como outros frutos, fibras (como as da paineira - *Chorisia speciosa*) ou até mesmo folhas e flores de interesse comercial. Para o aprofundamento deste estudo, portanto, sugere-se a investigação destas possibilidades, se possível com a construção de um protótipo de características similares à de uma máquina de série. Isto permitiria a comparação realista do desempenho operacional deste sistema com outros processos de colheita, mecanizados ou não.

## 8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BATISTELA SOBRINHO, I., MATIELLO, J. B. Efeito da Colheita Mecânica, em Longo Prazo, sobre a Produtividade do Café Conilon. In: *Congresso Brasileiro de Pesquisas Cafeeiras*, 15., 1989, Maringá. *Resumos*. Rio de Janeiro: IBC/GERCA, p 207-8, 1989.

COMMITTEE ON INDUSTRIAL VENTILATION OF AMERICAN CONFERENCE OF GOVERNMENTAL INDUSTRIAL HYGIENISTS. *Industrial Ventilation: A Manual of Recommended Practice*. 20.ed. Cincinnati, Ohio, USA: American Conference of Governmental Industrial Hygienists, Inc., 1988.

FIGUEIREDO, J.P. *et all*. Adaptação da Lavoura Cafeeira à Colheita Mecânica. In: *Congresso Brasileiro de Pesquisas Cafeeiras*, 8., 1980, Araxá, MG. *Resumos*. Rio de Janeiro: IBC/GERCA, p 328 - 32, 1980.

FOX, R. W., MCDONALD, A. T. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. 3.ed. Rio de Janeiro: Editora Guanabara, 1988.

*Guia Rural Plantar: Enciclopédia Prática da Agricultura Brasileira*. 1.ed. São Paulo: Editora Abril, 1991.

*Guia Rural Teste Colheita de Café: Suplemento da Revista Guia Rural de Janeiro de 1991*. 1.ed. São Paulo: Editora Abril, 1991.

HONDA, A. I. *et al*. Colheita Mecânica do Café: Efeito do Estágio de Maturação dos Frutos e Considerações de Ordem Prática. In: *Congresso Brasileiro de Pesquisas Cafeeiras*, 7., 1979, Araxá, MG. *Resumos*. Rio de Janeiro: IBC/GERCA, p 280 - 4, 1979.

HONDA, A. I. *et al*. Eficiência da Colheita Mecânica nas Variedades Mundo Novo e Catuai em Diferentes Condições de Lavoura. In: *Congresso Brasileiro de Pesquisas Cafeeiras*, 7., 1979, Araxá, MG. *Resumos*. Rio de Janeiro: IBC/GERCA, p 267 - 72, 1979.

MACINTYRE, A. J. *Ventilação Industrial e Controle da Poluição*. 1.ed. Rio de Janeiro: Editora Guanabara, 1988.

ORTIZ-CAÑAVATE, J., ALTISENT, M. R., MARTOS, J. L. H. *Las Maquinas Agricolas y su Aplicación*. 3.ed. Madri, Espanha: Ediciones Mundi-Prensa, 1987.



PAPER CODE: COB223

**PROJETO DE CONJUGAÇÃO DE OPERAÇÕES PARA  
IMPLEMENTO AGRÍCOLA / DESIGN OF COMBINING  
EQUIPAMENT FOR AGRICULTURAL OPERATION**JOÃO EDUARDO GUARNETTI DOS SANTOS, ABILIO GARCIA DOS  
SANTOS FILHO, JOÃO CANDIDO FERNANDES & MARCOS ROBERTO  
BORMIODepartamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia e  
Tecnologia - UNESP - Bauru

CEP 17033 - 360 Bauru, Brasil - E-mail: guarneti@bauru.unesp.br

**Abstract**

According to the ASAE (1982), the combined tillage operations are those realized simultaneously utilizing two or more different types of tillage tools or implements to simplify, to control or to reduce the number of pass over a field. These systems have not been the study purpose having a small quantify of researchs about this subject in Brazil. By this evidence, was developed this research to study the influences of an combining equipment over several parameters and design.

**keyword**

Combined tillage, design, agricultural equipment

**1. INTRODUÇÃO**

O uso intensivo das máquinas agrícolas no processo produtivo, tem acarretado excessiva mobilização do solo, ocasionando degradação de suas propriedades físicas. Desta forma, estes fatores, tem estimulado um renovado interesse quanto a seleção e utilização de conjuntos mecanizados de preparo do solo, reduzindo a demanda energética e custos.(AHMED et al 1993, CAÑAVATE 1980, MANFREDI 1986, MARESCA 1986).

Convencionalmente, os sistemas de preparo do solo utilizados são aqueles que empregam equipamentos cujos órgãos ativos são os discos. Esses equipamentos, requer elevado consumo de energia, e assim maior número de horas trabalhadas por hectare, sendo responsáveis pelo aumento da compactação do solo devido ao aumento do tráfego.(HENDRICK 1980).

Dentre as alternativas existentes no mercado que podem minimizar esses efeitos, destacam-se equipamentos conjugados de preparo do solo e semeadura, já utilizados com sucesso em vários países e que vem sendo gradativamente introduzidos no Brasil. Esses equipamentos têm como principal característica a realização de várias operações de forma

concomitante, resultando na diminuição do tráfego e conseqüente minimização da compactação do solo.(CHAMEN et al 1979).

O presente trabalho consiste no projeto de um sistema que permite a adaptação de duas linhas de semeadura em um equipamento de preparo conjugado (enxada rotativa e hastes escarificadoras).A ASAE (1982) define preparo, como sendo a manipulação mecânica do solo pela ação dos órgãos ativos, objetivando condições mínimas para o desenvolvimento e produção das culturas.

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

### 2.1 - Máquinas e Implementos

Para o desenvolvimento do projeto, foram utilizadas as seguintes máquinas:

a) Enxada Rotativa: Enxada rotativa marca CEMAG, tipo “rotavator”, modelo ML-70, pesando 420 kg, acionada pela tomada de potência (TDP) de um trator da marca Massey Fergusson modelo 290 PAVT com lastro.

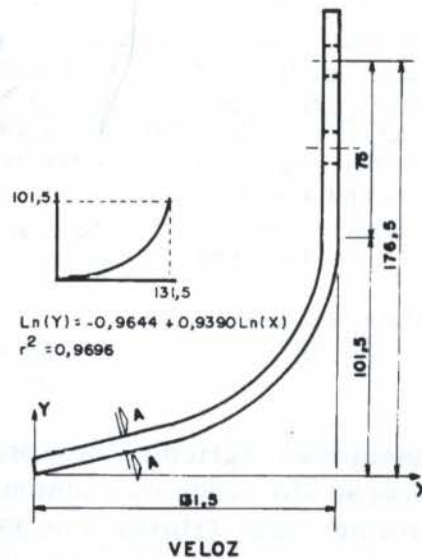


Figura 01 - Dimensões da lâmina veloz utilizada (mm)

O rotor da enxada rotativa apresentava 8 flanges nas quais foram utilizadas 4 lâminas velozes opostas duas a duas em configuração helicoidal. O ângulo de defasagem entre a penetração de duas lâminas consecutivas foi de 15°. A rotação do rotor pode ser alterada mediante a mudança de posição dos pares de engrenagens que recebem o movimento da TDP. Considerando a



rotação de 540 rpm da tomada de potência do trator, as rotações teóricas do rotor da enxada rotativa R1, R2, R3 foram respectivamente: 122, 172, 216 rpm. As dimensões da lâmina veloz utilizada na enxada rotativa com a respectiva equação que definiu sua curvatura são representadas na Figura 01.

b) Hastes Escarificadoras: Foram utilizadas hastes curvas com 710 mm de altura, com ponteira comun com asas (RCA). Todas as hastes foram fabricadas com chapa de aço com espessura de 20 mm. Na Figura 02 podem ser observadas as dimensões e a configuração das hastes utilizadas nas operações de preparo do solo.

c) Barra Porta-Ferramenta: As estruturas de fixação foram adaptadas na parte frontal e traseira da enxada rotativa, duas barras porta-ferramentas, nas quais foram soldadas as estruturas de fixação das hastes escarificadoras. As estruturas de fixação foram distanciadas entre si de 440 mm, permitindo assim o acoplamento de 5 hastes tanto na parte frontal quanto traseira da enxada rotativa. A barra porta-ferramentas da parte traseira foi confeccionada com chapa de perfil "L", soldados, obtendo-se um perfil quadrado e na parte dianteira foi utilizado, uma estrutura tubular ambas com 1797 mm de largura. Tanto a adaptação dianteira como a traseira foram niveladas de forma a manter a profundidade de trabalho. Nas Figuras 03 e 04 podem ser observadas as barras porta-ferramentas.

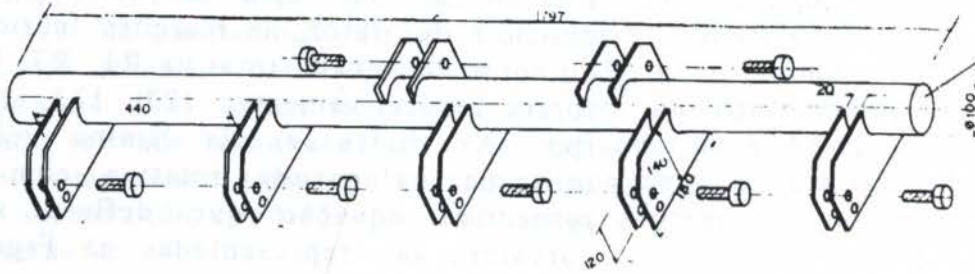


Figura 04 - Dimensões da barra porta-ferramentas frontal (perfil tubular- mm)

d) Semeadora: Foi utilizada uma plantadora-adubadora de precisão hidráulica, marca BALDAN, modelo PAH-2, com duas linhas a qual também foi fixada na barra porta-ferramentas traseira da enxada rotativa.

## 2.2 - Adaptações da Plantadora

Para tal fixação da plantadora, foram feitas adaptações no suporte frontal de cada uma das linhas de semeadura utilizadas. Essas adaptações foram executadas na oficina mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica e realizadas de modo a não comprometer estruturalmente a semeadora, além de continuar permitindo a utilização de todas as hastes na barra porta-ferramentas traseira.

As linhas foram instaladas a 440 mm das extremidades das barras porta-ferramentas, com alinhamento coincidente ao das segundas hastes de maneira a depositar as sementes/adubo sempre sobre a linha de solo descompactada. A regulagem de profundidade, foi feita através da adição de dois patins fixados nas extremidades inferiores da enxada rotativa, possibilitando três profundidades de trabalho através dos três furos de fixação opcional existentes. A Figura 07 mostra a adaptação semeadora-enxada rotativa e visão geral do equipamento com hastes traseira.

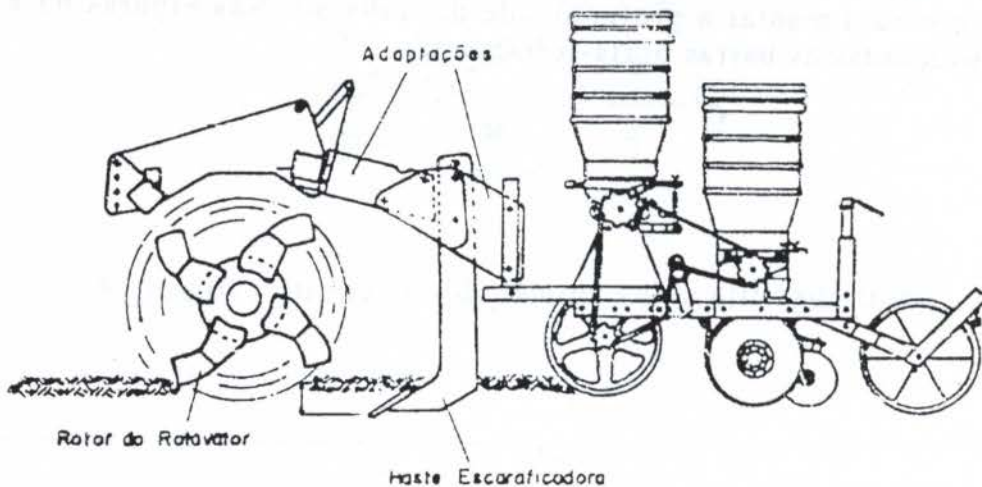


Figura 07 - Visão geral do equipamento com haste traseira



### 3. RESULTADO

Após o teste de campo, foi verificado a viabilidade do equipamento conjugado, observando o preparo do solo e plantio da cultura do milho. Pois, foram feitas verificações do perfil mobilizado do solo, e avaliação da emergência e stand da população da cultura implanta.

### 4. CONCLUSÃO

Através deste trabalho, podemos verificar a viabilidade do equipamento projetado.

Foi verificado em campo, que quanto maior a velocidade do rotor da enxada rotativa, maior o destorroamento do solo, através de verificação visual..

As hastes escarificadoras, trouxeram uma ótima descompactação do solo, na direção das linhas de semeadura, comprovada através da perfilometria.

Obteve-se uma germinação satisfatória do milho, em espaçamento adequado, com apenas uma passada verificado e comprovado após a emergência das plantas.

### 5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AHMED, M.H.; GODWIN, R.J. The influence of wing position on subsolier penetration and soil disturbance. *J. Agric. Res.*, London V. 28, nº 5, p. 489-92, 1993.

ASAE Terminology and definitions for soil tillage and soil-tool relationships. *Engineering Practice*. EP.291.1:229-241, 1982.

CAÑAVATE, J.O. Las maquinas agricolas y su aplicacion. Madrid, Mundi Prensa, 1980, 488p.

CHAMEN, W.C.T.; COPE, R.E.; PATTERSON, D.E. Development and performance of a high output rotary digger. *J. Agric. Res.*, Madison, V.24, nº 3, p. 301-08, 1979.

HENDRICK, G.J. A powered rotary chisel. *Trans. ASAE*, St. Joseph, V.23, nº 3, p. 1349-59, 1980.

MANFREDI, E. Osservazioni sulle nuove teniche per la lavorazione del terreno. *Machine e Motore Agricoli*. V. 44, nº 10, p. 9-11, 1986.

MARESCA, A. Conforme e motivá nella lavorazione del terreno. *Machine e Motori Agricoli*, V. 44, nº 10, p. 33-36, 1986.



PAPER CODE: COB349

## MANCAIS AEROSTÁTICOS PARA EIXOS - ÁRVORES DE MÁQUINAS FERRAMENTAS

Paper code 349

Theme nº 91

### Abstract

The main characteristics and design methods for machine tool spindles aerostatic journal bearings with orifice restrictors are presented. The load capacity and stiffness of front bearing and spindle nose characteristics obtained in a sensed test rig as functions of the supply pressure, spindle overhang and the distance between bearings are analysed and compared with the literature.

### Keywords

Aerostatic bearings, machine tool, spindles, journal bearing, orifice restrictor, stiffness, test rig, spindle nose.

## 1. INTRODUÇÃO

Com a crescente necessidade de alta precisão, estabilidade e elevadas rotações de trabalho, os mancais aerostáticos tem-se destacado nas aplicações em máquinas ferramentas e equipamentos de precisão. Os mancais aerostáticos, quando aplicados às máquinas ferramentas, podem proporcionar, além da alta rigidez, uma elevada precisão de movimento. Relativamente às suas vantagens, são indiferentes à variação de temperatura, apresentam nível elevado de amortecimento, operam em altas velocidades, possuem desgaste nulo, suportam cargas radiais, axiais e combinadas, e apresentam normalmente as formas de construção cilíndricas, planas circulares e anulares. Em vista disso, cabeçotes equipados com mancais aerostáticos são normalmente utilizados como componentes indispensáveis para máquinas ferramentas de precisão ou máquinas especiais.

Este trabalho apresenta os resultados de um estudo experimental sobre o comportamento de eixos árvores equipados com mancais aerostáticos com orifícios de alimentação em função da pressão de alimentação, diâmetro da árvore, distância entre os mancais e distância em balanço. Os resultados experimentais da rigidez do mancal frontal e flexibilidade no nariz do eixo árvore para as configurações estudadas são apresentados na forma de diagramas de projeto e comparados com os modelos teóricos existentes na literatura, estabelecendo-se uma faixa ótima de projeto que proporcione a mínima deflexão no nariz do eixo árvore. Uma síntese do desempenho teórico dos mancais aerostáticos com orifícios de alimentação e um método de cálculo da rigidez no nariz do eixo árvore também fazem parte do contexto deste trabalho.

2327



## 2. MANCAIS AEROSTÁTICOS

Os mancais aerostáticos utilizados em eixos árvores de máquinas ferramentas apresentam quatro mecanismos básicos de lubrificação: aerodinâmico, aerostático, película comprimida e híbrido, conforme ilustra a Figura 1 [ROWE et al., 1991].

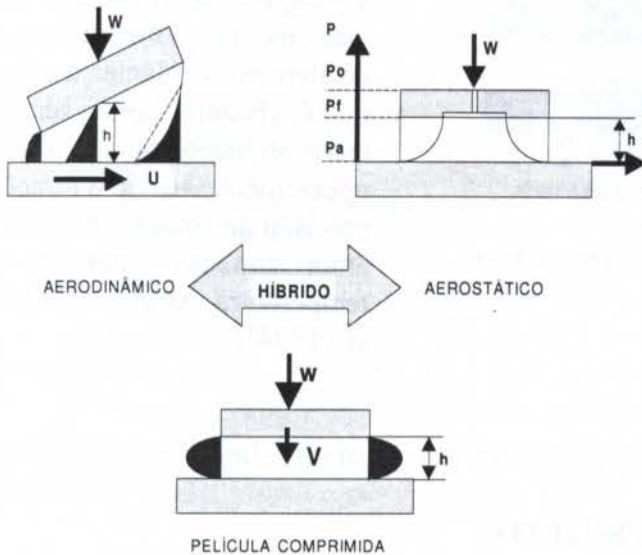


Figura 1- Tipos básicos de mancais aerostáticos para eixos árvores.

problemas de engenharia.

Os mancais aerostáticos, também chamados de pressurizados externamente, têm a pressão de sustentação proporcionada por uma fonte de alimentação externa. Os mancais aerostáticos proporcionam maior capacidade de carga quando comparados com os dois mancais anteriormente citados.

Já o mancal híbrido, combina as soluções aerostáticas e aerodinâmicas para a sustentação da carga. O componente aerostático pode aumentar substancialmente devido aos efeitos do escoamento induzido pelo aumento da velocidade.

Os mancais aerostáticos também podem ser classificados quanto à sua função e geometria. Os mancais radiais suportam cargas na direção radial do eixo e apresentam normalmente a forma cilíndrica. Possuem uma ou duas fileiras circunferenciais de entrada de fluido, posicionadas no meio do comprimento  $L$  do mancal ( $l/L=0,5$ ) ou à um quarto do comprimento do mancal ( $l/L=0,25$ ), sendo que esta última proporciona maior capacidade de carga e rigidez ao mancal. Já os mancais axiais suportam cargas na direção axial e apresentam normalmente formas planas circulares (um restritor central de alimentação) ou anulares (vários restritores dispostos circunferencialmente). Tanto os mancais radiais como os axiais, podem apresentar a forma cônica ou esférica [POWELL, 1970 ; SLOCUM, 1992].

Os mancais aerostáticos são também classificados quanto ao tipo de compensação (restrição) que utilizam [CHENG & ROWE, 1995]. A Figura 2 ilustra os tipos de restritores utilizados em mancais aerostáticos. Os restritores de orifício são os mais utilizados. Esses restritores, com ou sem rebaixo, são compensadores de escoamento turbulento, ou seja, a

Os mancais aerodinâmicos, também denominados de auto-atuantes, geram a sua própria pressão de sustentação no filme lubrificante através do mecanismo de velocidade induzida e cisalhamento viscoso no filme convergente. Nesses mancais, as pressões geradas no filme lubrificante são relativamente baixas. A vantagem desses mancais é a sua independência de qualquer fonte externa de alimentação de fluido para o seu funcionamento.

Os mancais de película comprimida encontram aplicações somente em laboratório, não encontrando utilizações práticas gerais em

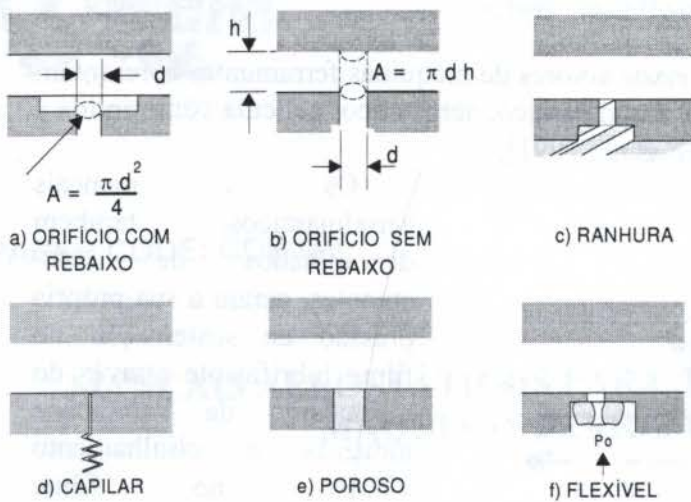


Figura 2 - Tipos de restritores de vazão para mancais aerostáticos.

queda de pressão que neles ocorre é devida a aceleração do gás quando se expande.

Os mancais aerostáticos apresentam uma série de características que lhes proporcionam significativas vantagens em certas aplicações relativamente aos mancais hidrodinâmicos ou de elementos rolantes a saber: o lubrificante pode ser do meio ambiente ou um fluido operacional, baixa vibração, precisão na rotação, excelente amortecimento e operação em temperatura extrema [HAN et al., 1994].

### 3. SÍNTESE DA METODOLOGIA DE PROJETO

O método de cálculo aqui apresentado permite ao projetista estimar a capacidade de carga, vazão, rigidez e dimensões do mancal para os mancais aerostáticos radiais com orifícios de alimentação. As seguintes relações expressando a capacidade de carga, vazão de ar e rigidez do filme lubrificante, estão envolvidas [POWELL, 1970]:

$$W = \bar{w} \cdot L \cdot D \cdot (P_o - P_a) \tag{1}$$

$$Q = \frac{(P_o - P_a) \cdot h_o^3 \cdot \bar{Q}}{\eta} \tag{2}$$

$$K = \frac{2 \cdot W}{h_o} \quad (0 < \varepsilon < 0,5) \quad \varepsilon = \text{excentricidade} \tag{3}$$

O coeficiente de carga  $\bar{w}$  da expressão (1) e o coeficiente de vazão  $\bar{Q}$  da expressão (2) podem ser obtidos da Figura 3, em função da relação  $L/D$ . A rigidez de um mancal aerostático com orifícios de alimentação é inversamente proporcional à folga radial com o eixo concêntrico e pode ser calculada pela expressão (3). O valor ótimo do fator de pressão  $K_{go}$  para o projeto de um mancal com orifícios de alimentação é 0,4, o qual proporciona-lhe a máxima capacidade de carga, e o valor recomendado para a folga de projeto  $h_o$  e pressão de alimentação  $P_o$  são respectivamente,  $13\mu\text{m}$  e  $0,5 \text{ MPa}$ . A relação  $L/D$  (comprimento/diâmetro do mancal) deve ser aproximadamente 1,0 para que o mancal apresente alta capacidade de carga e rigidez. A viscosidade do ar  $\eta$  é  $1,81 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$ .



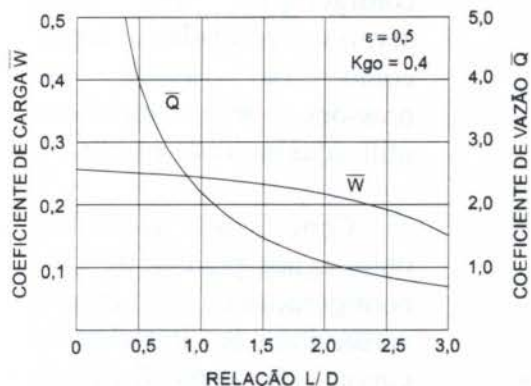


Figura 3- Variação do parâmetro de carga e vazão com a relação L/D.

$$\frac{1}{R} = \frac{d\delta}{dF} \tag{4}$$

é possível escrever a rigidez no nariz do eixo árvore, ou seja [SHUZZI, 1981 ; BRANDON & AL SHAREEF, 1992]:

$$\frac{1}{R} = \frac{a^3}{3 E I_a} + \frac{b a^2}{3 E I} + \frac{1}{K_1} \left(1 + \frac{a}{b}\right)^2 + \frac{1}{K_2} \left(\frac{a}{b}\right)^2 \tag{5}$$

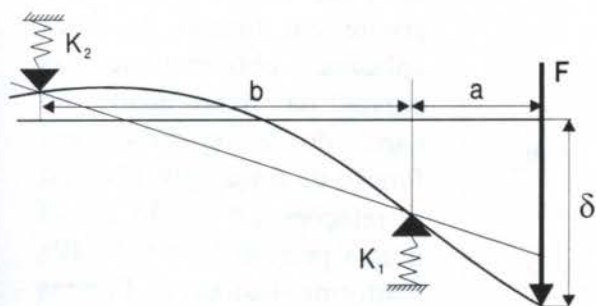


Figura 4 - Deflexão de uma viga montada em suportes flexíveis.

#### 4. RIGIDEZ DE EIXOS ÁRVORES COM MANCAIS AEROSTÁTICOS

Para o equacionamento que se segue, foi considerado o eixo árvore como uma viga apoiada em dois suportes (mancais) separados por uma distância **b**, tendo uma parte em balanço à uma distância **a** do suporte frontal (Figura 4). A força **F**, aplicada na extremidade da parte em balanço da viga, deflete tanto a viga como os mancais.

Considerando a definição de rigidez,

onde, **a** é o comprimento da viga em balanço, **b** o comprimento entre mancais, **E** o módulo de elasticidade, **I<sub>a</sub>** e **I** os momentos de inércia da parte em balanço e entre mancais, **K<sub>1</sub>** e **K<sub>2</sub>**, a rigidez do mancal frontal e traseiro, respectivamente.

#### 5. ENSAIOS E RESULTADOS

A Figura 5 ilustra a disposição geral do banco de ensaios utilizado na experimentação das configurações de eixos árvores equipados com mancais aerostáticos com restritores de orifícios de alimentação, onde obtiveram-se, para diferentes relações **b/a** (vão entre mancais / comprimento em balanço), os valores da capacidade de carga e rigidez do mancal frontal em função da folga radial, e a flexibilidade no nariz do eixo árvore em função da força aplicada. Os parâmetros medidos foram Força **F**(1), deslocamento **δ** (2), rotação do eixo árvore **N** (3) e pressão nos mancais **P<sub>d</sub>** (4).

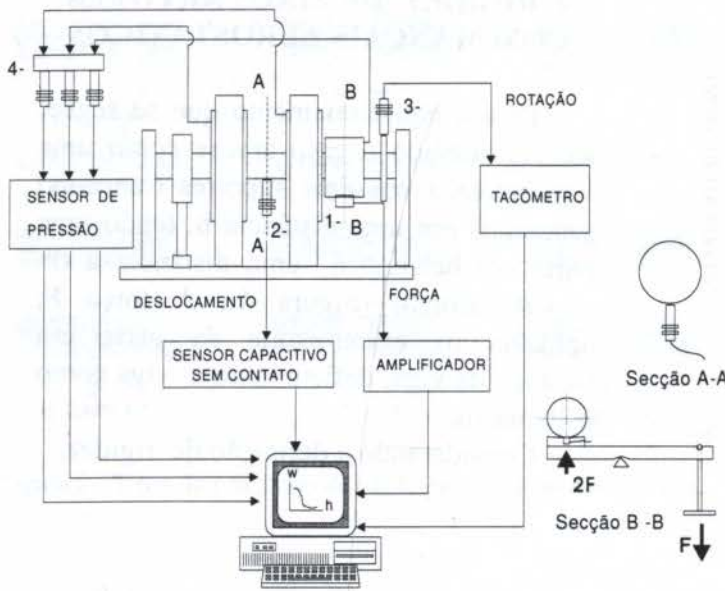


Figura 5 - Banco de ensaios para eixos árvores e sistema de medição empregado.

A Tabela 1 ilustra as principais características das configurações de eixos árvores ensaiadas, assim como, os valores das pressões de alimentação utilizadas em cada ensaio.

Com os resultados obtidos nos ensaios de cada configuração de eixo árvore, construíam-se inicialmente curvas de capacidade de carga e rigidez em função da folga radial. As Figuras 6 e 7 ilustram essas curvas obtidas experimentalmente para uma relação a/d (comprimento em balanço / diâmetro da árvore) = 1,34 à uma pressão de alimentação  $P_0 = 0,5\text{MPa}$ .

As curvas de rigidez da Figura 7 foram obtidas pelos autores derivando-se as curvas de capacidade de carga em função da folga radial. A partir da deflexão  $\delta$  medida no plano A-A (Figura 5), por uma semelhança de triângulos, obteve-se a deflexão total no nariz do eixo árvore para cada carga aplicada.

Tabela 1 - Principais características das configurações de eixos árvores ensaiadas.

Características	Número do vão							
	1	3	4	6	2	5	8	7
Relação b/a	3,09	3,63	2,72	2,36	1,7	1,5	1,3	1,08
Vão entre mancais b [mm]	170	200	150	130	170	150	130	130
Relação a/d	1,34			2,44			2,92	
Comprimento em balanço a [mm]	55			100			120	
Pressão de alimentação [MPa]	0,3 a 0,6 MPa							

A partir das curvas da deflexão no nariz do eixo árvore em função da força aplicada obtiveram-se as curvas da flexibilidade no nariz do eixo árvore em função da força aplicada para as relações a/d = 1,34 e 2,44 à uma pressão  $P_0 = 0,5\text{MPa}$  conforme ilustram as Figuras 8 e 9 deste trabalho. Juntamente com as curvas das Figuras 6,7, 8 e 9 encontram-se os valores teóricos da capacidade de carga e rigidez e flexibilidade

no nariz do eixo árvore [HAHN, 1974].

A partir dos valores mínimos da flexibilidade para cada configuração de eixo árvore ensaiada, construiu-se um diagrama de projeto para as pressões 0,3 a 0,6 MPa, indicando a faixa ótima de operação que proporcione a mínima deflexão no nariz do eixo árvore, conforme ilustra a Figura 10.



Juntamente com essas curvas também encontram-se os valores teóricos da flexibilidade em função da força de corte à pressão  $P_o = 0,5 \text{ MPa}$  [HAHN, 1974].

## 6. ANÁLISE DOS RESULTADOS E CONSIDERAÇÕES FINAIS

Analisando a Figura 6, nota-se que para a relação  $a/d = 1,34$  as configurações  $b/a = 3,63$  e  $3,09$  (vãos 3 e 1) apresentaram a maior capacidade de carga do mancal frontal para uma mesma folga radial, enquanto que a configuração  $b/a = 2,72$  (vão 4) apresentou a menor capacidade de carga do mancal frontal para uma mesma folga radial.

Analisando a Figura 7, nota-se que para a relação  $a/d = 1,34$ , o mancal frontal do vão 4 ( $b/a = 2,72$ ) não apresentou um bom desempenho devido a baixa rigidez obtida em comparação com os demais. Já o mancal frontal dos vãos 3 e 6 ( $b/a = 3,63$  e  $2,36$ ) foram os que apresentaram melhor desempenho (rigidez mais altas) e mais se aproximaram do comportamento teórico.

Analisando as Figuras 8 e 9 nota-se, que com a relação  $a/d = 1,34$  as configurações  $b/a = 3,09$  (vão 1) e  $2,36$  (vão 6), foram as que apresentaram a menor flexibilidade (maior rigidez) no nariz do eixo árvore para uma mesma força de corte, embora, a rigidez do vão 1 seja 43% maior. Já os vãos 2, 5 e 8 ( $b/a = 1,7, 1,5$  e  $1,3$ ) para a relação  $a/d = 2,44$  não apresentaram um bom desempenho devido as mais altas flexibilidades (menores rigidez) apresentadas no nariz do eixo árvore. Portanto pode-se concluir que uma ótima relação  $b/a$  para o projeto de eixos árvores situa-se entre  $2,36$  e  $3,09$ .

Juntamente com as curvas das Figuras 8 e 9 encontram-se o modelo teórico proposto por HAHN (1974), que por sua vez apresentou uma previsão menor (rigidez menor) para os vãos 1 e 5, com variações de 3,7 % e 3,2 % respectivamente, e um pouco além (mais rígido) com variação de 11% para o vão 6.

As discussões conduzidas até aqui neste trabalho evidenciam, a extrema importância da relação  $b/a$  no projeto de eixos árvores de precisão equipados com mancais aerostáticos.

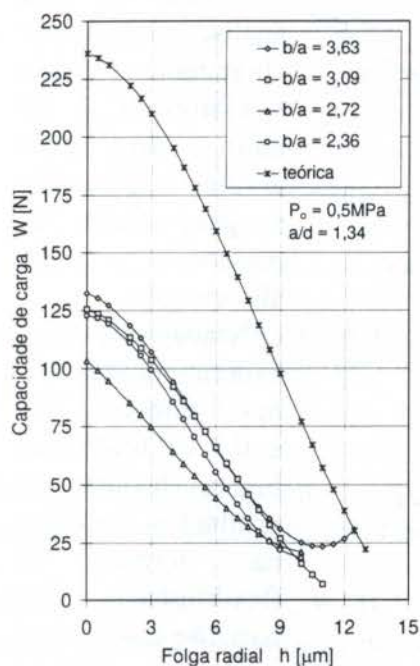


Figura 6 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com os vãos 1,3, 4 e 6.

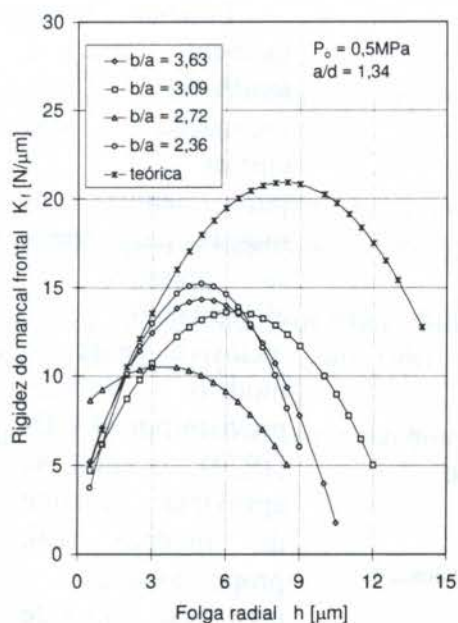


Figura 7 Rigidez x folga radial do mancal frontal com os vãos 1, 3, 4 e 6.

Desta forma, valores impróprios de  $b/a$  conduzem a excessivas deflexões no nariz do eixo árvore, e apresentam conseqüentemente uma baixa rigidez, que pode afetar significativamente a conformidade dimensional e qualidade superficial de uma peça obra.

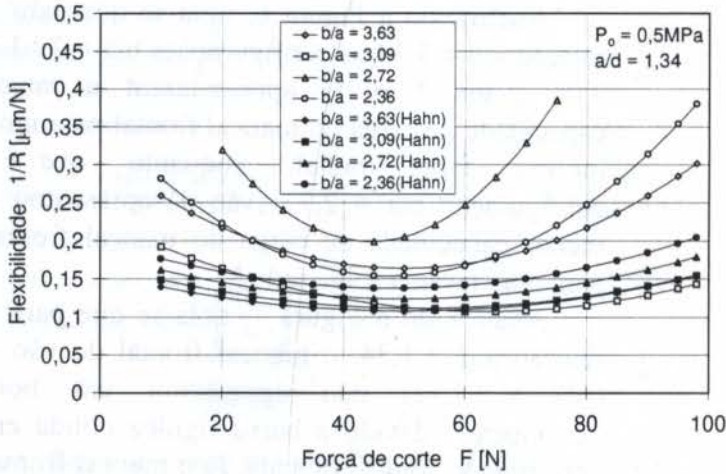


Figura 8 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com os vãos 1, 3, 4 e 6. Comparação com os modelos teóricos.

em função de uma ótima relação  $b/a$ . Analisando essa Figura nota-se que a pressão de alimentação aumenta com o decréscimo da flexibilidade, excetuando-se a faixa entre  $b/a = 1,78$  a  $2,8$  à pressão  $P_0 = 0,6$  MPa devido a ocorrência do fenômeno denominado martelo pneumático nos ensaios.

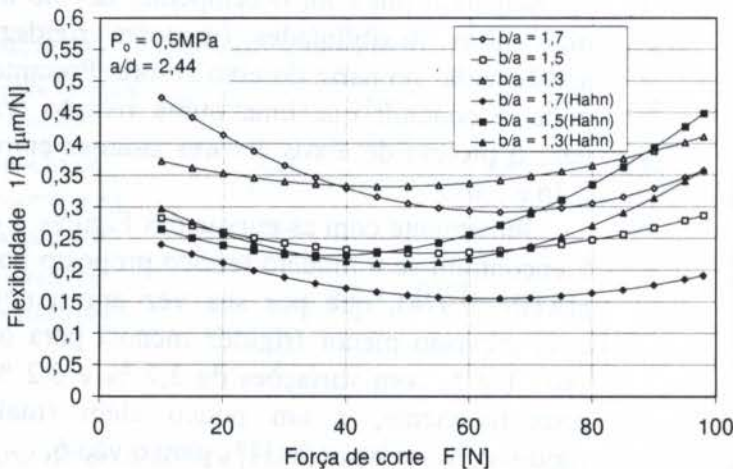


Figura 9 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com os vãos 2, 5 e 8. Comparação com os modelos teóricos segundo Hahn.

Portanto, neste ponto, torna-se necessária uma análise mais abrangente da flexibilidade no nariz do eixo árvore, estendendo-a para todas as pressões de alimentação utilizadas experimentalmente neste trabalho, isto é, 0,3 a 0,6 MPa. A Figura 10 ilustra os resultados obtidos na forma de flexibilidade no nariz do eixo árvore

Pode-se notar também que a tendência de inclinação das curvas é praticamente a mesma para todas as pressões de alimentação inclusive para o modelo teórico previsto por HAHN (1974), o qual se aproxima bastante do modelo real, proporcionando uma faixa ótima de



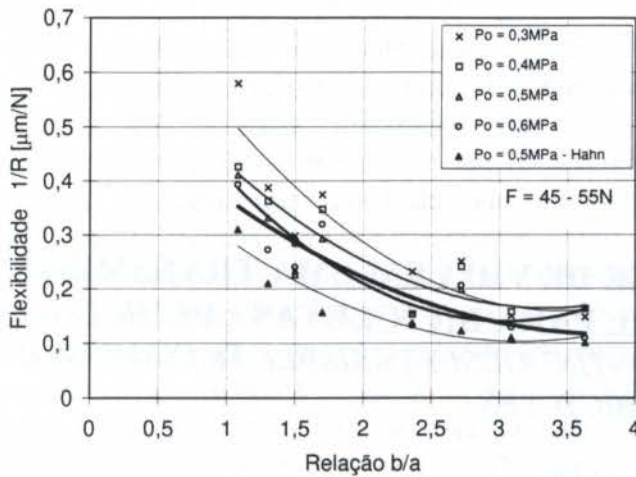


Figura 10 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x relação b/a . Comparação com o modelo teórico segundo HAHN.

projeto da relação b/a praticamente idêntica para todas as pressões de alimentação, situando-se em torno de 2,9 a 3,1 MPa. Isto vem a fortalecer a confiabilidade dos resultados obtidos.

## 7. REFERÊNCIAS

- BRANDON, J. A. & AL - SHAREEF, K. J. H. Optimization strategies for machine tool spindle - bearing systems : A critical review. *Journal of engineering for industry, transactions of the ASME*, vol. 114, pp. 244 - 253. May 1992.
- CHENG, K. & ROWE, W. B. A selection strategy for the design of externally pressurized journal bearings. *Tribology International*, vol.28, n7, pp. 465 - 474, 1995.
- HAHN, W. Das hydrostatische Spindellager bei schiefer Verlagerung. *Werkzeugmaschine International*, vol. 3, pp. 9 -14, jun. 1974.
- HAN, D. C. ; PARK, S. S. ; KIM, W. J. ; KIM, J. W. A study on the characteristics of externally pressurized air bearings. *Precision engineering*, vol. 16, n3, pp. 164 - 173, july 1994.
- POWELL, J. W. *Design of aerostatic bearings*. London, The machinery publishing, 280p, 1970.
- ROWE, W. B. ; CHENG, K. ; IVES, D. A knowledge - based system for the selection of fluid film journal bearings. *Tribology international*, vol. 24, n5, pp. 291 - 297, oct. 1991.
- SHUZZI, Y. A Study of Static Stiffness of Machine Tool Spindles, *Int. J. Mach. Toll Des Res.* , vol. 21, n1, pp. 23 - 40, 1981.
- SLOCUM, A. H. *Precision machine design*. Englewood Cliffis : Prentice Hall, 750, 1992.



PAPER CODE: COB472

**METODOLOGIA DE ANÁLISE DE VIDA EM UMA TRANSMISSÃO  
CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA BICICLETAS / METHODOLOGY  
OF LIFETIME ANALYSIS FOR A CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION OF  
BICYCLES**

Antonio Wagner Forti & Franco Giuseppe Dedini

*Departamento de Projeto Mecânico, Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP*

*Caixa Postal 6051 - CEP 13083-970 - E-mail: awforti@fem.unicamp.br, dedini@dpm.fem.unicamp.br*

**Abstract**

The traction drives continuously variable transmission operate in the high-contact-stress. The achievement of a given number of stress repetitions without failures can only be assigned a probability. Most drives are rated against the 90% probability of surviving the number of stress repetitions associated with the rated number of hours of operation at the rated speed and load. A contact fatigue life analysis for traction drives based on a modified Lundberg-Palmgren fatigue theory and numerical simulations of the Man+Continuously Variable Transmission+Bicycle system for three different types of route and two value of power are used to predict the life of this transmission on a bicycle

**Keywords**

Bicicleta, Transmissões, CVT, Fadiga, Teoria de contato/*Bicycle, Transmission, CVT, Fatigue life, Stress analysis.*

**1. INTRODUÇÃO**

Nos últimos anos, o interesse pelas bicicletas tem aumentado muito. Além da busca pela melhor aerodinâmica e do peso cada vez mais reduzido no projeto de modernas bicicletas, pode-se acrescentar ainda, a necessidade de um bom desempenho e eficiência dos demais componentes. Um dos sistemas que mais tem evoluindo, é o mecanismo de transmissão por marchas. De fato graças a popularidade crescente das bicicletas desenhadas para rodar em qualquer tipo de terreno, que exigem muito mais das marchas, todo o sistema de transmissão evoluiu bastante nos últimos anos. É a chamada linha fora de estrada, off-road ou all-terrain bike (ATB), bicicletas para todo tipo de terreno, que já representam mais da metade de todas as bicicletas vendidas no mundo. Analisando particularmente este tipo de bicicleta notamos uma tendência em aumentar cada vez mais o número de marchas, mesmo não sendo todas efetivamente utilizadas.

Assim sendo, uma Transmissão Continuamente Variável (CVT), por possuir um número infinito de relações de transmissão dentro de uma faixa de trabalho pré determinada, seria uma boa alternativa neste caso. As CVT's transmitem potência sem nenhuma mudança abrupta no torque e na velocidade de saída. As CVT's *por tração* transferem potência mecânica do eixo de uma fonte para a carga por meio do contato entre dois elementos metálicos submetidos a altíssimas pressões e a lubrificação elastohidrodinâmica. Os elementos podem ser cones,

2335



cilindro, discos, anéis, esferas ou toróides. O metal pode ser aço liga ao cromo, ou outro de grande dureza superficial. O fluido pode ser óleo, silicone, ou um lubrificantes sintético naftalênico.

As CVT's tem muitas vantagens sobre as transmissões por engrenagem. A principal delas, é claro, é que a velocidade pode ser mudada continuamente para maximizar o aproveitamento da potência disponível na fonte. Adicionalmente elas trabalham silenciosamente, tem vibração mínima, e são relativamente fáceis de construir por causa da forma circular da seção transversal de seus componentes. Apesar dessas vantagens, a eficiência global da maioria das CVT's é menor do que as das transmissões por engrenagem. Por isso, é importante projetá-las com máxima eficiência, Lim *et al.* (1989).

Contudo, existem poucos dados disponíveis referentes ao estudo da vida por fadiga em teste, bem controlados, de elementos rolantes em contato para CVT's por tração. Todavia devido a similaridade esperada no modo de falha, a análise de vida por fadiga nos contatos dos elementos transmissões por tração esta baseada na teoria de Lunderberg\_Palmgren de fadiga para rolamentos. Assim pode-se estabelecer a capacidade que tais elementos possuem de sobreviver por um dado período de tempo.

## 2. NOMENCLATURA

Ra - Resistência do ar  
 Rr - Resistência ao rolamento  
 Fm - Força motora  
 P - Peso (ciclista+quadro bicicleta)  
 $\theta$  - posição angular da roda  
 $\alpha$  - inclinação do terreno  
 r - raio da roda  
 $m_{total}$  - massa (ciclista+bicicleta completa)

$I_{rd}$  e  $I_{rt}$  - Momento de inércia das rodas dianteira e traseira  
 rt - relação de transmissão  
 $l_1$  - comprimento do pedal  
 ef - eficiência do sistema de correntes  
 g - aceleração da gravidade  
 E - Módulo de Elasticidade  
 $\nu$  - coeficiente de Poison

## 3. SISTEMA EM ESTUDO

A FIG(1), representa um esquema do sistema estudado, no qual foram feitas as seguintes considerações.

- 1.) O conjunto Ciclista+Quadro da Bicicleta foi considerado um corpo rígido de inércia equivalente;
- 2.) Não foi adotado nenhum torque de frenagem, pois o escopo do trabalho era a verificação do desempenho máximo do sistema sem limitações;
- 3.) Não foram considerados movimentos laterais no sistema, assim sendo o mesmo possui um grau de liberdade (desde que seja considerada a condição de contato com o solo);
- 4.) A frequência de pedalar foi mantida em 60 rpm (1 rev./s) durante a maior parte do tempo, uma vez que esta frequência é muito usada em teste de laboratório e é relativamente próxima dos valores dados como ótimo por Seabury *et al.*(1977) nos seus estudos com valores potência idênticas as que foram utilizadas neste trabalho. A faixa de trabalho da CVT, (1.65~0.1833:1), foi determinado por Forti e Dedini (1997);

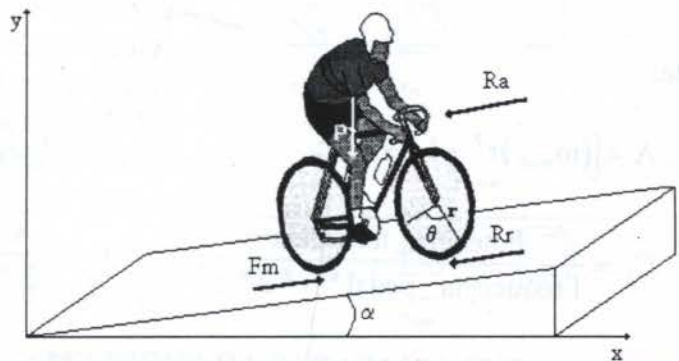


Figura 1 - Forças agindo no sistema ciclista + bicicleta

5.) Três percursos, FIG(2), com dois valores de potência cada (163 e 245 Watts), foram simulados. Durante a simulação dinâmica do sistema, a cada instante armazenou-se valores da força que o ciclista aplicava ao pedal, da relação de transmissão utilizada, da frequência do pedal, do tempo decorrido e da diferença de tempo entre cada interação. Estes dados foram usados num programa escrito em MatLab, para calcular o tempo de vida da CVT segundo a teoria de Lundenber\_Palmegren datada do ano de 1947, em função do tipo de percurso e da potência fornecida pelo ciclista.

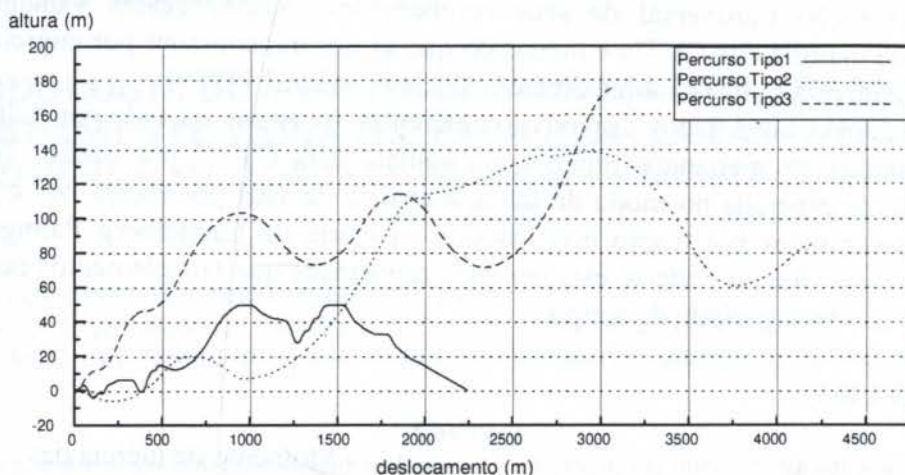


Figura 2 - Topografia dos percursos Tipo1, Tipo2 e Tipo3

#### 4. EQUAÇÃO DE MOVIMENTO DO SISTEMA

Utilizando a modelagem segundo Lagrange, Forti (1997) desenvolveu a equação de movimento para o sistema apresentado na FIG(1) como segue:

$$A \ddot{\theta} - B = \left[ \left( (C_1 + C_2 \sin(2rt\theta - \text{fase})) \left( \frac{l_1 rt}{r} \right) \text{ef} \right) - (0.2 r^2 \theta^2) - (R_r) \right] \cdot r \quad (1)$$

onde:

$$A = \left[ (m_{\text{total}}) r^2 + I_{rt} + I_{rd} \right]; \quad B = m_{\text{total}} g r ;$$

$$C_1 = \frac{\text{Potência\_fornecida}}{\text{Frequência\_pedal} * l_1 * 2 * \pi}; \quad C_2 = \frac{C_1}{2 * \pi}$$

#### 5. TIPOS DE CVT APLICADAS AO PROBLEMA

A FIG(3) ilustra três tipos possíveis de CVT que podem ser aplicadas em bicicletas. Elas tem como características fundamentais, volume reduzido e formas de fácil construção. Neste trabalho optou-se pela configuração (a) da FIG(3).

#### 6. ESTUDO DA VIDA DA CVT

Em 1947 Lundberg e Palmgren publicaram uma teoria estatística para uma distribuição de falhas nas esferas e rolos de rolamentos. O tipo de falha foi assumido para ser a fadiga de origem subsuperficial, sendo esta a mais importante das falhas por fadiga de elementos



rolantes em contato. A vida por fadiga é geralmente determinada em milhões de revoluções, contudo como alternativa ela é frequentemente dada em horas de vida para uma determinada rotação

**6.1 Falha de origem Subsuperficial**

O deslocamento de um corpo sobre o outro provoca, sob a superfície de contato, o deslocamento do estado de tensão de forma conjunta. Isto faz com que determinados pontos interiores ao corpo sejam submetidos a continuadas alterações de sentido na tensão de cisalhamento, resultando em um estado de tensões dinâmico de forma alternada simétrica.

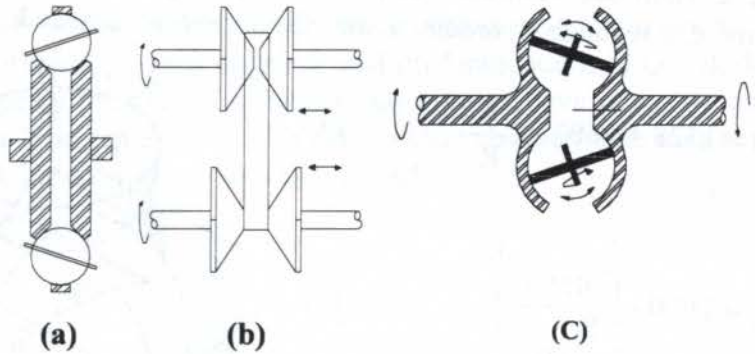


Figura 3 - Diferentes tipo de CVT, (a)Ball and cone, (b) Metal Chain and sheave, (c) Toroidal

Na FIG(4), pode-se ver a esquematização do processo durante o deslocamento de um rolete sobre uma pista plana em três posições subsequentes. Na posição 2 o mesmo ponto interior a uma mesma profundidade é submetido a tensão de cisalhamento de sentidos opostos com a passagem do rolete. Esta tensão de cisalhamento alternada simétrica origina um processo de fadiga na camada subsuperficial. Com a passagem dos ciclos a fadiga do material acaba por acarretar a formação de uma trinca ou fissura a uma determinada profundidade.

**6.2 Região de Contato**

A FIG(5) mostra dois corpos em contato. Os planos x e y são os respectivos planos de curvatura relativa máximo e mínimo dos corpos. Estes planos são chamados de planos principais e são mutuamente perpendiculares. Os planos x e y devem ser escolhidos para que a curvatura relativa no plano x seja maior do que no plano y, ou seja:

$$\frac{1}{r_{Ax}} + \frac{1}{r_{Bx}} > \frac{1}{r_{Ay}} + \frac{1}{r_{By}} \tag{2}$$

O raio de curvatura pode ser positivo ou negativo dependendo se as superfícies são convexas ou côncavas, respectivamente. Quando os corpos são prensados o ponto de contato é assumido para achatar em uma pequena área de contato na forma de uma elipse com eixo maior 2a e menor igual a 2b o plano y contém o eixo maior e o plano x contém o menor eixo, FIG(5). A razão  $k=a/b$  é chamada de razão de elipsidade do contato. Os valores de k variam de 1 até

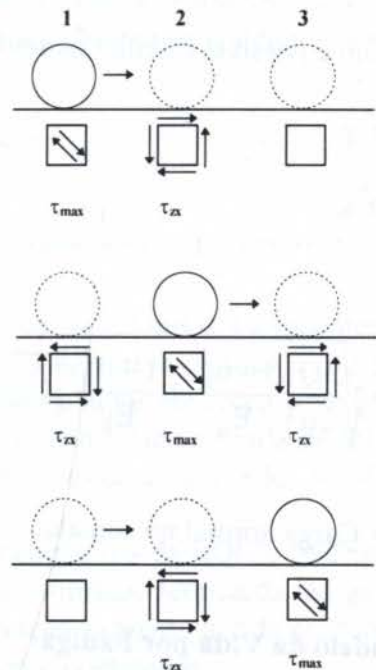


Figura 4 - Tensões de cisalhamento alternadas simétricas no interior dos corpos durante o deslocamento de um corpo sobre outro

infinito para varias combinações de superfícies de contato. Para cilindros em contato, a elipsidade é  $\infty$ , a área achatada de contato é aproximadamente uma faixa retangular. Para esferas em contato a elipsidade é 1. O primeiro tipo é chamado de contato linear e todos os outros tipos são chamados de contato pontual.

A teoria de Hertz é sumarizada por Harris (1991), contudo segundo Coy *et al.* (1981a) Brewe e Hamrock fornecem formulas simples para determinar as integrais elípticas de primeira,  $\epsilon$ , e segunda,  $\zeta$ , ordem, assim como a excentricidade  $k$ .

$$\epsilon = 1.528 + 0.602 \ln \left( \frac{R_y}{R_x} \right) \quad (3)$$

$$\zeta = 1.000 + \left( \frac{0.597}{R_y / R_x} \right) \quad (4)$$

$$k = 1.034 \left( \frac{R_y}{R_x} \right)^{0.636} \quad (5)$$

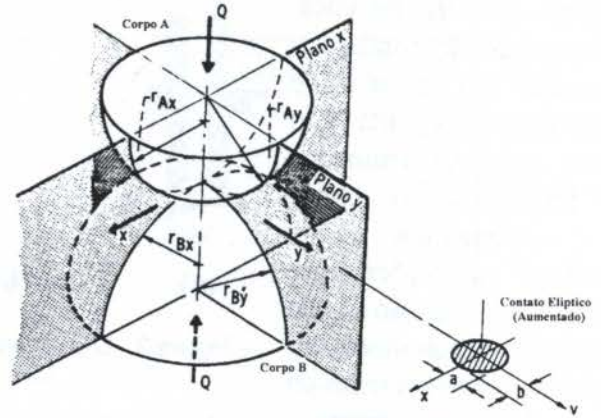


Figura 5 - Geometria de Contato de Corpos Sólidos Elásticos

sendo:

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{r_{Ax}} + \frac{1}{r_{Bx}}; \quad \frac{1}{R_y} = \frac{1}{r_{Ay}} + \frac{1}{r_{By}}$$

Assim é possível calcular os semi-eixos maior, **a**, e menor, **b**, do contato elíptico.

$$a = a^* g \quad (6)$$

$$b = b^* g \quad (7)$$

sendo:

$$g = \sqrt[3]{\frac{3Q}{2\rho} \left( \frac{1-\nu_a^2}{E_a} + \frac{1-\nu_b^2}{E_b} \right)}; \quad a^* = \sqrt[3]{\frac{2k^2\epsilon}{\pi}}; \quad b^* = \sqrt[3]{\frac{2\epsilon}{\pi k}}$$

Q = Carga normal no contato;

$$\rho = \frac{1}{r_{Ax}} + \frac{1}{r_{Bx}} + \frac{1}{r_{Ay}} + \frac{1}{r_{By}}$$

**6.3 Modelo da Vida por Fadiga**

O modelo simplificado de análise de vida por fadiga para contatos em transmissões por tração é descrito por Rohn *et al.* (1981), e serviu de base neste estudo. Para um elemento rolante de aço, o número de ciclos de tensões resistidos antes da falha ocorrer é dado pela seguinte equação:



$$L = \left( \frac{K_1 z_o^h}{\tau_o^c V} \right)^{1/e} \quad (8)$$

A EQ(8) é uma forma modificada da teoria de Lundberg\_Palmgren para a predição da vida nos contatos por fadiga, e é aplicável a engrenagens, rolamentos, e outros elementos de contato por rolamento. A tensão cisalhante crítica,  $\tau_o$ , EQ(9), é considerada como sendo a máxima tensão cisalhante cíclica ortogonal a qual ocorre a uma profundidade  $z_o$ , EQ(10), da superfície de contato, e é uma medida relativa da distância que a trinca deve percorrer até atingir a superfície e causar a falha. Esta tensão não é a maior tensão subsuperficial, mas tem o componente de maior variação, o que é crítico no processo de fadiga.

$$\tau_o = \frac{\sqrt{2t-1}}{2t(t+1)} Q \quad (9)$$

$$z_o = \frac{b}{(t+1)\sqrt{2t-1}} \quad (10)$$

$$t = 1 + 0.304 k^{-1.856} \quad (11)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{3Q}{2\pi a b} \quad (12)$$

O termo do volume tencionado,  $V$ , EQ(13), é importante pois a teoria de Lundberg-Palmgren é baseada na probabilidade de encontrar o início de uma falha por fadiga no volume de material que esta sendo tencionado.

$$V = a z_o 2\pi |R| \quad (13)$$

Sendo,  $R$  o raio de rotação do elemento, o termo  $2\pi |R|$  é igual ao comprimento da trilha que é percorrida durante uma revolução do elemento rolante.

Baseado nos testes de vida das esferas e rolos de rolamentos, os valores dos expoentes, da EQ(8), são:  $h=7/3$ ,  $c=31/3$ , e  $e=10/9$  para o pontos de contato da forma elíptica e  $3/2$  para linha de contato. Para elementos rolantes de rolamento, e corpos rolantes em contato em geral, feitos de aço AISI 52100, dureza Rockwell-C62, com uma probabilidade de vida de 90 por cento, o valor de  $K_1$  na EQ(8), para determinar a vida em milhões de ciclos, é  $K_1 = 1.430 \cdot 10^{95}$  (N.m), Coy *et al.* (1981b).

Pelo uso das EQ(9), EQ(10) e EQ(13), os importantes parâmetros da EQ(8), podem ser encontrados. Assim uma formula mais simples que expressa a estimacão teórica da fadiga dos elementos rolantes no contato pode ser desenvolvida. Tal equação expressa a vida em termos das constantes do material, carga aplicada e geometria dos corpos contactados.

$$L = K_3 (K_2)^{9/10} \left[ Q^{-10/3} (E' \rho)^{-7} |R|^{-1} \right]^{9/10} \quad (14)$$

sendo:

$L = 90\%$  de probabilidade da vida para simples contato entre elementos em milhões de ciclos de tensão.

$$K_3 = 8.18 \cdot 10^{90} \text{ (N.m)}; \quad K_2 = \left(\frac{z_o}{b}\right)^{4/3} \left(\frac{\tau_o}{\sigma_o}\right)^{-31/3} (a^*)^{28/3} (b^*)^{35/3}; \quad E' = \frac{E}{1 - \nu^2}$$

Se os corpos em contato são de aço, com  $E = 207 \text{ Gpa}$  e  $\nu = 0.3$ ,

$$L = K_4 (K_2)^{0.9} Q^{-3} \rho^{-6.3} |R|^{-0.9} \tag{15}$$

sendo:

$$K_4 = 2.32 \cdot 10^{19} \text{ (N.m)}$$

Todos os corpos num sistema acumulam ciclos de tensão em diferentes razões porque suas velocidades de rotação e número de ciclos de tensão por revolução pode não ser o mesmo. Para comparar a vida dos componentes, o tempo em horas deveria ser usado. Assumindo que a rotação em revoluções por minuto do  $i$ th corpo é  $n_i$  e que há  $u_i$  ciclos de tensão por revolução, então a vida do corpo  $i$  em horas e dada por:

$$H_i = \frac{L_i}{u_i n_i} \left(\frac{10^6}{60}\right) \tag{16}$$

A vida do sistema é então encontrada aplicando a regra de Weibull, Harris (1991). Se o sistema consiste de  $j$  corpos rolantes e a vida de cada um é designada por  $H_i$  ( $i=1$  até  $j$ ), então a vida do sistema em horas é dada por:

$$H_s = \left[ \frac{1}{(H_1)^e} + \frac{1}{(H_2)^e} + \dots + \frac{1}{(H_j)^e} \right]^{-1/e} \tag{17}$$

sendo:

$e = 10/9$  para contato elíptico e  $3/2$  para contato linear

A EQ(17), com  $e=10/9$ , foi utilizada para calcular o tempo de vida em horas do conjunto.

## 7. RESULTADOS

Forti (1997) simulou a EQ(1), nos percursos apresentados na FIG(2), com valores de potência constante de 163 e 245 Watts; armazenou os dados necessários para estudo da vida da CVT, e obteve os resultados apresentados na TAB(1).

As 5770 horas de vida previstas para o dano por fadiga subsuperficial, no percurso Tipo 1 e potência de 163 Watts, seriam suficientes para:

Tabela 1 - Vida da CVT em horas para os diferentes tipos de percursos e potências

Potência [W]	Percurso		
	Tipo 1	Tipo 2	Tipo 3
163	5770	7265	4405
245	2330	2630	2390



1.) Um ciclista que utiliza a bicicleta 4 horas por dia, 7 dias por semana, poderia utiliza-la por aproximadamente 4 anos, sem apresentar falha por fadiga de origem subsuperficial;

2.) Se velocidade média do ciclista ao utilizar a bicicleta for de aproximadamente 15Km h<sup>-1</sup>, as 5770 horas dariam para cobri uma distância de 86550 Km, ou seja, mais do que o suficiente para completar duas volta ao redor do globo terrestre na faixa do equador.

## 8. CONCLUSÕES

A metodologia de análise apresentada neste trabalho, leva em consideração apenas a falha por fadiga de origem subsuperficial, que é o tipo de falha preponderante quando estuda-se falhas por fadiga em transmissões por tração.

Os resultados obtidos, vislumbram a viabilidade da implementação deste tipo de transmissão em bicicletas, contudo deve-se primeiro construir um protótipo para testes experimentais e assim poder comparar os resultados experimentais e teóricos.

Embora a vida por fadiga seja um fator importante, as questões relacionadas a estabilidade do sistema de controle e eficiência, também deveriam ser levados em consideração e devem ser motivos de futuros estudos.

## 9. REFERÊNCIAS

Coy J. J., Roh, D.A., Loewenthal, S. H. Life Analysis of Multiroller Planetary Traction Drive. *Nasa Technical Paper 1710*, 1981a.

Coy J. J., Roh, D.A., Loewenthal, S. H. Constrained Fatigue Life Optimization of a Nasvytis Multiroller Traction Drive. *Journal of mechanical Design* v.103, p.423-428. April 1981b.

Forti A. F., Dedini F. G. A comparison between Continuously Variable Transmission Drives and traditional transmission systems in bicycles. *In: Proceedings of 7<sup>th</sup> International Conference on Dynamic Problems* p.223-225, 1997 Angra dos Reis - RJ

Forti A. F. Projeto e Otimização de uma Transmissão Continuamente Variável (CVT) para bicicletas. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP, 1997. Dissertação de Mestrado.

Harris T. A. Rolling Bearing Analysis. John Wiley 1991, 1013p.

Lim, K.H., Ullman, D.G. Optimal Design of Traction Drive Continuously Variable Transmissions. *Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design*, v.111, pp.264-269, 1989.

Rohn, D.A., Loewenthal, S. H., Coy J. J. Simplified Fatigue Life Analysis for Traction Drive Contacts. *Journal of Lubriction Technology*, v.103, p.430-439, 1981.

Seabury, J.J., Adams, W.C., Ramey, M.R. Influence of Pedalling Rate and Power Output on Energy Expenditure During Bicycle Ergometry. *Ergonomics*, v.50, n.5, p.491-498, 1977.



PAPER CODE: COB456

## DESIGN OF A RECOVERY SYSTEM FOR SMALL ORBITAL PAYLOADS

VICTOR KOLDAEV, EDMAR DE QUEIROZ FIGUEREDO & PAULO MORAES JR.

*Divisão de Sistemas Espaciais, Instituto de Aeronáutica e Espaço/Centro Técnico Aeroespacial  
12228-904 São José dos Campos-SP, Brasil*

### Abstract

Small returnable orbital payloads or spacecrafts needs safe, efficient and affordable recovery systems. Systems based on parachutes are the most reliable choice, due to its proven reliability and low cost. The present work deals with the preliminary design features of a high performance ground recovery system for small orbital payloads based on parachutes. The proposed system comprises a three stage parachute system with an air-bag as ground impact attenuator. The paper shows and discusses the specification, concept and design of the system.

### Keywords

recovery system, orbital payloads, returnable spacecraft, parachute, impact attenuator  
sistema de recuperação, carga-útil orbital, satélite retornável, pára-quedas, atenuador de impacto

## 1. INTRODUCTION

Parachutes are used as aerodynamic decelerator systems to a wide spectrum of applications, as for instance: load recovery after drop test, rocket payload recovery, aircraft landing deceleration, vehicle stabilization etc. (Pepper & Maydew, 1971) (Peterson, 1990). They differ in type and size according to their application, so that practically the mission specifies the most adequate parachute system.

Small returnable orbital payloads or spacecrafts need safe, efficient and affordable recovery systems. Systems based on parachutes are the most adequate choice, due to its proven reliability and low cost (Ewing, 1968). The present work deals with the preliminary design features of a high performance recovery system for small orbital payloads based on parachutes.

The development of such a system includes the consideration of:

- determination of parachute area and mass,
- filling time and inflation dynamics,
- drag, stability and stress analysis of the parachute,
- wake flow characteristics,
- land, flying and impact (crash) testing,
- materials selection and testing,
- manufacturing processes, and
- fly testing.

2343



Therefore a lot of work has to be initially done concerning the design concept of the recovery system. A good concept and design leads to maximization of performance and consequently to weight minimization of the complete system, that is of great importance for space systems (Deweese, Schultz & Nutt, 1978).

However parachute design and development is still largely empirical, so great effort shall be done in the elaboration and execution of several testing methods and programs.

The present paper shows and discusses the main aspects of the preliminary design of the proposed system and the specification of testing procedures.

## 2. RECOVERY SYSTEM

Aim of the present work is the specification, development, testing and application of a high performance recovery system to be used for the recovery at ground of small orbital platforms (Koldaev & Moraes, 1996).

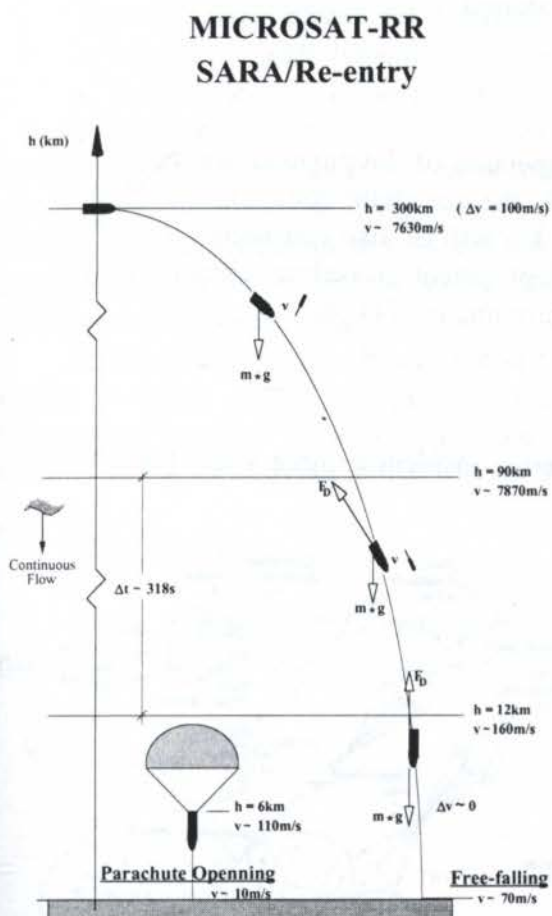


Figure 1 - Re-entry and Landing at Ground

## 3. DESIGN REQUIREMENTS AND FEATURES

The system under study is specified to carry orbital payloads up to 200 kg mass, that will be recovered at ground with a land dispersion of approximately 25 km diameter.

Basic design requirements for the recovery system are:

- stable descent,
- minimal wind influence,



- high reliability (better than 0.999),
- small system weight (less than 10% from capsule weight),
- low capsule deceleration during parachute deployment and ground impact, and
- use for a wide range of payload weight.

High reliability of the recovery system requires simplicity of its construction, that means small quantity of system functional stages and high safety of systems components.

In order to reduce the loads due to land impact, an impact attenuator shall be used as decelerator. So, air bags or similar devices must be considered in the specification and design of the recovery system. To well protect the sensible payload, parachute opening force and ground impact deceleration must be kept under 8 g.

Small system weight should be achieved by selection of high performance parachute design and optimisation of the system parameters, as for instance altitude and velocity for parachute opening, type of parachute, materials, etc.

According to that following general requirements can be established in order to prevent major damages of the payload during its recovery at the ground:

- descent velocity less than 10 m/s,
- impact deceleration less than 8 g, and
- no deformation of the primary structure.

In order to reduce wind influence on the land dispersion of the payload, the parachute system shall be open at altitudes closer to ground. Firstly the parachute system is specified to be opened at 6 km height, but an opening altitude of 2 km will be also considered, then first simulations have shown that the complete parachute deployment procedure takes no longer than 15 s, that corresponds to an altitude decrease of approximately 200 m.

#### 4. PRELIMINARY DESIGN CONCEPT

The preliminary concept of the proposed system considers a three stage parachute system composed of:

- pilot parachute,
- drag parachute,
- main parachute,
- deployment bags,
- riser,
- separation equipment, and
- air bag.

The pilot parachute will be first deployed in order to give an orientation to the payload. In the sequence, the drag parachute rises stabilising and decelerating the load. Finally the main parachute which establishes the necessary and safe rate of descent during the approach to land surface will be deployed. The main parachute can be single or cluster type, Figure 1.

During the final descent phase, an air-bag rises from the button of the payload, fills with the oncoming air stream and serves as ground impact attenuator.

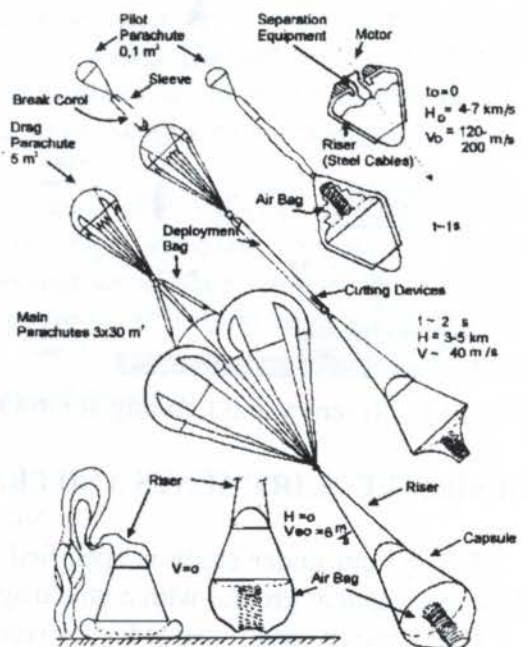


Figure 1 - Scheme of a Recovery System



Pilot parachute:

The pilot parachute represents the first phase of the recovery system. The main feature of this parachute is to stabilise the platform and later stretching out the drag parachute. Figure 2 shows a spring type pilot parachute.

To make use of an air-bag for impact attenuation, that is located on the bottom of the capsule shaped platform, which firstly drops with the nose directed to ground, a turn manoeuvre will be started by rising the pilot parachute.

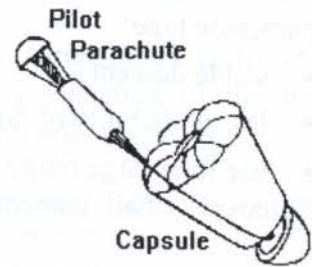


Figure 2 - Pilot Parachute

Drag parachute:

The drag parachute has the function of decelerating the capsule up to speeds admitted to deploy safely the main parachute.

The main requirements for this component are:

- supporting high dynamic pressure and
- produce low parachute maximum opening force.

Taking in account those requirements, conical or blade ribbon canopy types are the most reliable. The conical type has the disadvantage of high opening force ( $C_x \sim 1.3$ ), when compared to the blade type, and complicated canopy construction, due to the need of connecting a great number of ribbons of different sizes.

So, for that reason a blade ribbon type is suggested, Figure 3. Blade ribbon canopies are made of groups of longitudinal parallel ribbons, excluding the necessity of ribbons joints, simplifying in that way its construction.

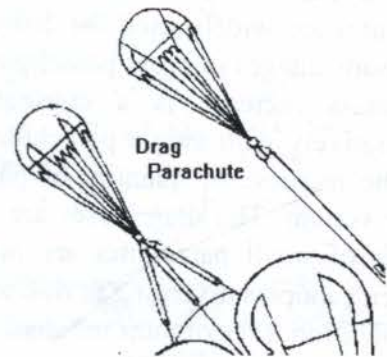


Figure 3 - Drag parachute

Main parachute:

There are recovery systems that makes use of single main parachute, and main parachutes cluster, Figure 4.

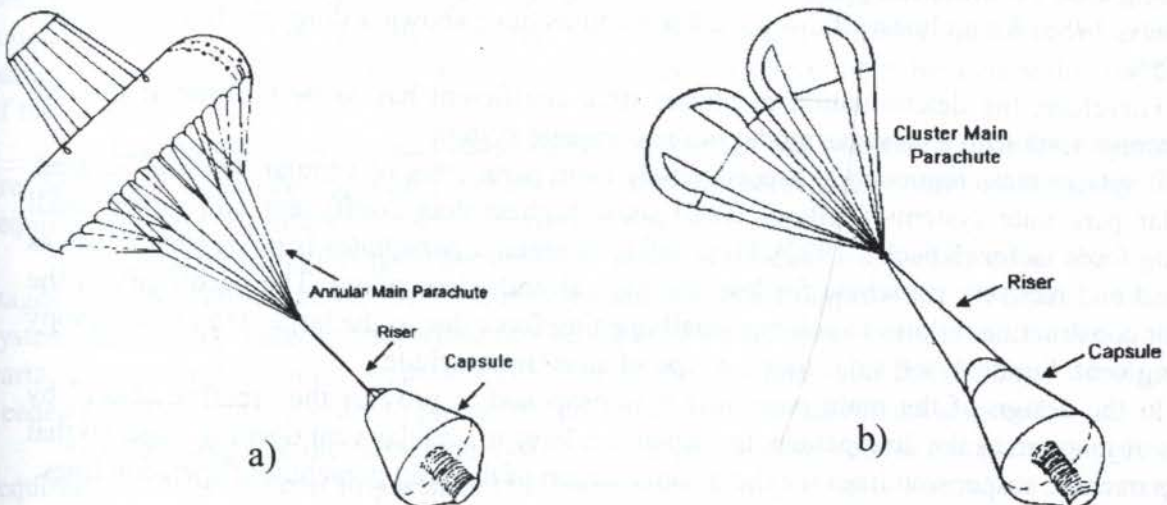


Figure 4 - Main parachutes of single (a) and cluster (b) type



The main parachute of a cluster type has the following advantages compared with a single parachute type:

- stable descent,
- less probability of failures,
- use for a large range of payload weights (from 50 up to 500kg).

Moreover, small parachutes are easier to manufacture, to test, to maintain, and to handle.

Various shapes of cluster parachute canopies are used:

- flat circular,
- poly-conical,
- square,
- cross and others.

Use of cross parachutes in cluster systems allows to alleviate the problem of the dynamics of the deployment of each separate parachute. Tests have also shown that a cluster of cross parachutes is characterised by high motion stability (Koldaev, 1986). Cross parachutes are widely used for different purposes and are proven as safe, simple and cheap. The disadvantages of cross parachute systems can be found in an increase of the system mass. This mass increase is a consequence of non-simultaneous canopy deployment and, comparatively with single parachute systems, reduced structural integrity. Also drag losses with the increase of quantity of parachutes is considered to be another disadvantage of a cluster system. The drag losses are due to a typical feature of those systems, where a great number of small parachutes are non-connected with another, so that the air stream goes between canopies diverging in this way the parachute axis to high angle of attack ( $\alpha > 20^\circ$ ). In this condition a restoration moment compresses inside the canopies and it leads to their drag area decrease.

Other results can be observed for some types of parachutes in a cluster system when a small number of parachutes are joined between themselves in individual contact points in the canopy edges. In this case the air stream coming from the canopies diverges parachutes for angles of  $15^\circ - 20^\circ$ , when maximum value of drag coefficient is observed. Besides this, and due to the canopies junction, diverging parachutes stretch the canopies edges, increasing so their drag area. For instance, test results of cross and square parachutes in the T-1 wind tunnel (Koldaev, 1986) for a cluster of 2-4 joined parachutes have shown a drag coefficient increase of 5-15%.

Therefore, the determination of cluster drag coefficient has to be performed through wind tunnel tests with a concrete model of the complete system.

If system mass reduction is needed, single main parachutes of annular type can be used. Annular parachute systems (Fallow, 1986) show highest drag coefficient and rather small opening force factor (Knacke, 1992). High safety of annular parachutes is proven by its use as personal and recovery parachute for low and high altitude descending. The peculiarity of the annular construction allows to achieve small opening force due to the large size of the canopy opening vent. Figure 4, left side, shows a type of annular parachute.

In the design of the main parachute it is proposed to provide the "reefing effect" by means of junction of the drag parachute suspension lines to annular vent opening edge, so that main parachute suspension lines will be a continuation of the drag parachute suspension lines.



## 5. IMPACT ATTENUATOR

In order to reduce the load due to ground impact, use of attenuators is of great importance. Also, the use of impact attenuators contributes to a reduction of the main parachute area and consequently to a reduction of the recovery system total mass.

As impact attenuators can be used:

- crushable impact attenuator (permanent deformation),
- air bags,
- retrorockets,
- skirt jet retrorockets,
- nose cone deformation, and
- nose spikes.

The most suitable attenuator for small payloads is an air bag, Figure 5. The air bag is inflated just after the deployment of the drag parachute and so it can maintain the impact deceleration under 8 g, which is permissible for sensible payloads.

However the attenuation capability of the air bag is limited by its height, that is determined by the condition of the payload motion stability during the descent and impact at land surface. So, the maximum air bag height should be less than 1.2 of the payload diametrical size (Koldaev & Moraes, 1997).

In case of insufficient air bag capability a retrorocket, an elastic riser, a crushable platform or another impact attenuator can additionally be used.

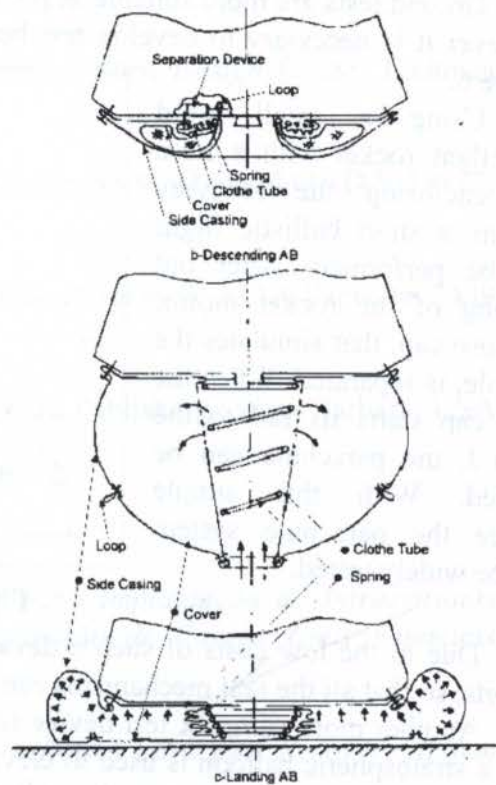


Figure 5 - Scheme of an Air Bag

## 6. TESTING OF PARACHUTE SYSTEMS

The flowfield which is formed around and behind a falling parachute cannot be easily described theoretically. Even the most modern methods of calculation allow to obtain just rough estimations of the variables. Several types of constructive forms, different materials, parachute system equipment, etc., all these do influence strongly the behaviour and dynamics of the system.

For that reason, experimental tests ought to be carried out when new parachute systems are designed. Tests are especially necessary when the parachute system is complex and requires high level of safety (as parachute recovery systems require).

Preliminary estimation tests for different types of models are performed at the initial stages with the aim to choose the best solution and to obtain approximate estimation of the system parameters. Later more precise modelling of the parachute system and its functional parts is necessary for more accurate definition of the variables and coefficients, which are needed for calculation in order to prove the fulfilment of the requirements imposed.

At a last stage of the parachute system development tests of the complete system are required, and it is of great importance that the conditions of the tests should be close to the real conditions, to reveal and to exclude all possible reasons of occasional refusals and to prove necessary level of safety and reliability.



Such a complex cycle of experimental work secures the design of such a parachute system that satisfies all the requirements and guarantees the safety of its functioning.

A complete testing program of a parachute system considers ground, wind-tunnel and tests at real conditions (flight tests). Reference (Koldaev & Figueredo, 1996) shows several test devices, which can be used for ground testing of parachute systems.

Ground tests are more suitable as preliminary tests because they are not very expensive. However it is necessary to develop test beds and devices as for instance the one shown in Figure 6.

Using a small solid propellant rocket with a nose cap enclosing the recovery system, a short ballistic flight can be performed. After out burning of the rocket motor, the nose cap, that simulates the capsule, is separated. When the nose cap starts its fall to the ground, the parachute can be opened. With this simple device the parachute system can be widely tested.

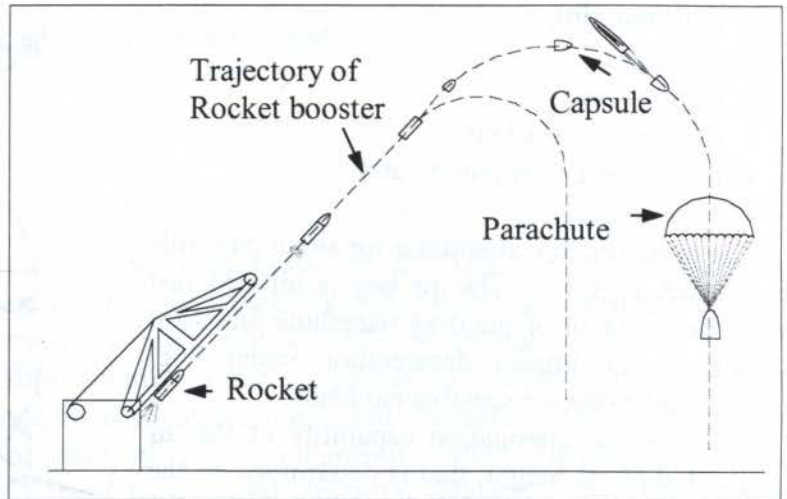


Figure 6 - Scheme for Testing of Parachutes

Due to the low costs of such a device, there is no necessity of working with reduced models, so that all the real mechanisms can be tested as well.

Another more complex test device is described in reference (Moraes, 1997 b). For this case a stratospheric balloon is used to elevate the capsule up to 32 km height. After reaching this height, the capsule will drop directed to ground during a time of approximately 4.5 min. During this time a lot of experiments can be performed, as for instance, aerodynamic measurements, retro motor test, telemetry, etc., but also the recovery system can be verified at higher velocities, closer to the velocities encountered by the re-entry flight.

Also using movable test beds, as for instance those mounted in cars or lorries, test on several parachute sub-systems can be done.

Moreover the following devices and installations can be used for more complete testes:

- wind tunnels,
- pneumatic guns,
- catapult test, etc.

Wind-tunnel tests of parachutes are excellent for comparing different models and modifications, also, they are the most effective means for measuring coefficients of lift, drag, and normal and tangential forces, as well as for determining the load coefficients.

## 7. CONCLUSIONS

To recover small returnable orbital payloads or spacecrafts, a recovery system based on parachutes has been proposed and discussed. The high reliability and low cost of parachute systems leads to its choice as the most adequate for the present case

The high performance recovery system under study is based on a three stage parachute system, to recover orbital payloads up to 200 kg at ground. The system under development considers also the use of impact attenuators, with the aim of reducing the loads during the landing at ground.



The paper showed and discussed the specification, concept and preliminary design features of the recovery system. Results of the work lead to the conclusion that parachute design and development is still largely empirical, so that great effort has to be done in the elaboration and execution of several testing methods and programs.

## 8. REFERENCES

- Deweese, J. H., Schultz, E. R. & Nutt, A. B., *Recovery System Design Guide*, Technical Report, AFFDL-TR-78-151, California, USA, 1978
- Ewing, E. G., *Design Development of U. A. Recovery System*, SAMSO 68-244 (AD 8359172), Jun 1968
- Fallow, A. J., *The Annular. An Approach to Low-Altitude Parachute*, AIAA Paper 86-2449, USA, Oct 1986
- Knacke, T. W., *Parachute Recovery System. Manual*, Para Publishing, Santa Barbara, USA, 1992
- Koldaev, V., *Invention N 281556*, URSS, 30 June 86
- Koldaev, V. & Figueredo, E. Q., *Estudo Preliminar para Implantação de Infraestrutura Básica para Desenvolvimento de Sistemas de Recuperação de Cargas Úteis Espaciais*, CTA/IAE, NT-121-ASE-N (internal report), Nov 1996
- Koldaev, V. & Moraes, P. Jr. *Preliminary Conception of SARA Parachute Recovery System*, CTA/IAE, NT-128-ASE-N (internal report), Dec 1996
- Koldaev, V. & Moraes, P. Jr. *Impact Attenuators for Ground Landing Space Capsules*, CTA/IAE, (internal report under final elaboration), Aug 1997
- Moraes, P. Jr., *Concepção Preliminar de Plataforma Orbital para Experimentação em Ambiente de Microgravidade*, CTA/IAE, NT-132-ASE-N (internal report), Feb 1997
- Moraes, P. Jr., *Uso de Balão Estratosférico para Ensaios em Voo do SARA*, CTA/IAE, NT-133-ASE-N (internal report), Mar 1997
- Pepper, W. B., Maydew, R. C. *Aerodynamic Decelerators - An Engineering Review*, *J. of Aircraft*, vol. 8, no. 1, pp. 3-19, Jan 1971
- Peterson, C. W., *High Performance Parachutes*, *Scientific American. of Aircraft*, pp. 108-116, May 1990

PAPER CODE: COB407

## MAXIMUM ACCELERATION TRAJECTORIES FOR SUPERSONIC FIGHTERS

ROSELIANE DE OLIVEIRA NETO

Departamento de Engenharia Espacial (134-4) - CPD-127 - Caixa Postal do Campus "St. Manoel"

13506-900 - Campinas, SP

ROSELIANE DE SILVA FERNANDES

Departamento de Engenharia Espacial (134-4) - CPD-127 - Caixa Postal do Campus "St. Manoel"

13506-900 - Campinas, SP

# Tema 92

## Controle de Sistemas

### ABSTRACT

The problem of the determination of a trajectory followed by an aircraft that must satisfy a maximum acceleration constraint, is still today of great concern to the flight designers. This kind of problem involves the calculus of variations (Bliss, 1946), or its modern equivalent, the optimal control theory, synthesized in the Pontryagin Maximum Principle (Pontryagin et al., 1962), and, generally, cannot be solved analytically, especially when some of the inputs, like aerodynamic and engine performance data, are usually given in a tabular or algebraic form, as shown in Tables 1, 2 and 3. A large variety of numerical methods have been applied to the resolution of these problems, such as the gradient method (Gill, 1962), the multiple shooting algorithm (Gill & Griffin, 1989), and the linearization method (Sethi & Kennedy, 1965). However, no reference concerning the application of the finite difference method to this kind of problem has been noticed. This method, described in (De Queiroz, 1996), is a variation of the multidimensional Newton-Raphson method, in which the derivatives of the function matrix are replaced by finite-difference algebraic equations and solved by matrix inversion, instead of by integration.

This work deals with the application of the finite difference method to an aircraft performance optimization problem: the determination of the maximum acceleration path of fighter aircrafts.

93342



PAPER CODE: COB107

## MAXIMUM ACCELERATION TRAJECTORIES FOR SUPERSONIC FIGHTERS

PEDRO JOSÉ DE OLIVEIRA NETO

*Instituto de Aeronáutica e Espaço/ASA -L - CTA - CEP 12228-904 São José dos Campos, SP, Brasil -  
E-mail: pjdeoneto@ax.apc.org*

SANDRO DA SILVA FERNANDES

*Departamento de Matemática, Instituto Tecnológico de Aeronáutica - CTA - CEP 12228-900 São José dos  
Campos, SP, Brasil - E-mail: sandro@ief.ita.cta.br*

### Abstract

This work presents the application of the finite difference indirect method (also called relaxation method) to solve the Two-Point Boundary-Value Problem (TPBVP) originated by the determination of supersonic fighters' maximum acceleration trajectories, when stated by the Pontryagin Maximum Principle. In spite of the problem's complexity, the method fitted well.

### Keywords

Finite Difference, Flight Mechanics, Optimal Control, Performance Prediction, Trajectory Optimization/  
Diferenças Finitas, Mecânica do Voo, Controle Ótimo, Predição de Desempenho, Otimização de Trajetórias.

## 1. INTRODUCTION

The problem of the determination of a trajectory followed by an aircraft that must accomplish a mission, optimizing a performance index, is still today of great concern to the Flight Mechanics. This kind of problem involves the calculus of variations (Bliss, 1946), or its modern approach, the optimal control theory, synthesized in the Pontryagin Maximum Principle (Pontryagin *et al*, 1962), and, generally, cannot be solved analytically, especially since some of the inputs, like aerodynamic and engine performance data, are usually given only in tabular or diagram form, as shown in Tables 1, 2 and 3. A large variety of numerical methods have been applied to the resolution of these problems, such as the gradient method (Bryson & Denham, 1962), the multiple shooting algorithm (Oberle & Grimm, 1989), and the quasilinearization method (McGill & Kenneth, 1965). However, no reference concerning the application of the finite difference method to this kind of problem has been noticed. This method, described in (De Oliveira, 1996), is a variation of the multidimensional Newton-Raphson method, in which the derivatives of the Jacobian matrix are replaced by finite-difference algebraic equations and solved by matrix inversion, instead of by integration.

This work leads with the application of the finite difference method to an aircraft performance optimization problem: the determination of the maximum acceleration path of supersonic fighters.

2352

Table 1: Lift and drag coefficients as a function of angle of attack and Mach number for airplane 2.

Aircraft weight  $W_0 = 26,340 \text{ lbf} = 117,200 \text{ N}$   
 Wing reference area  $S = 300 \text{ ft}^2 = 27.9 \text{ m}^2$

$$C_L = C_{L\alpha} \alpha$$

$$C_D = C_{D0} + \eta C_{L\alpha} \alpha^2$$

M	0.	0.40	0.80	0.90	1.00	1.20	1.40	1.60	1.80
$C_{L\alpha}$ [1/rad]	3.52	3.52	3.52	3.66	3.85	4.11	3.91	3.44	3.00
$C_{D0}$	0.025	0.019	0.019	0.020	0.037	0.043	0.043	0.045	0.045
$\eta$ [1/rad]	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0

Table 2: Thrust as a function of altitude and Mach number for airplane 2.

Sea-Level, maximum static-thrust  $T_0 = 29,100 \text{ lbf} = 129,400 \text{ N}$

Mach #	Thrust ratio $T/T_0$						
	Altitude $h$ (thousands of ft)						
M	0	10	20	30	36	40	50
0.	1.000						
0.2	0.981	0.717	0.500	0.333	0.252		
0.4	1.019	0.710	0.494	0.330	0.262	0.222	0.130
0.6	1.065	0.735	0.509	0.345	0.302	0.247	0.154
0.8	1.080	0.802	0.401	0.386	0.355	0.293	0.169
1.0	1.173	0.926	0.664	0.448	0.426	0.354	0.216
1.2	1.250	0.988	0.787	0.540	0.525	0.417	0.324
1.4		1.043	0.849	0.664	0.653	0.550	0.344
1.6			0.997	0.790	0.687	0.584	0.378
1.8				0.893	0.756	0.619	0.378

Table 3: Fuel consumption as a function of altitude and Mach number for airplane 2.

Reference specific fuel consumption  $sf_{c_0} = c_0/T_0 = 1.64 \text{ h}^{-1}$

Mach #	Specific fuel consumption ratio $sf_c/sf_{c_0}$						
	Altitude $h$ (thousands of ft)						
M	0	10	20	30	36	40	50
0.	1.000						
0.2	0.981	0.717	0.500	0.333	0.252		
0.4	1.019	0.710	0.494	0.330	0.262	0.222	0.130
0.6	1.065	0.735	0.509	0.345	0.302	0.247	0.154
0.8	1.080	0.802	0.401	0.386	0.355	0.293	0.169
1.0	1.173	0.926	0.664	0.448	0.426	0.354	0.216
1.2	1.250	0.988	0.787	0.540	0.525	0.417	0.324
1.4		1.043	0.849	0.664	0.653	0.550	0.344
1.6			0.997	0.790	0.687	0.584	0.378
1.8				0.893	0.756	0.619	0.378

## 2. MATHEMATICAL FORMULATION

The point-mass model for motion in a vertical plane that contains the velocity is used to solve the maximum acceleration problem (see Figure 1).

For this model, the equations of motion are



$$\dot{X} = V \cos \gamma, \quad (1)$$

$$\dot{h} = V \sin \gamma, \quad (2)$$

$$\dot{V} = \frac{T \cos(\alpha + \varepsilon) - D}{m} - g \sin \gamma, \quad (3)$$

$$\dot{\gamma} = \frac{T \sin(\alpha + \varepsilon) + L}{mV} - \frac{g \cos \gamma}{V}, \quad (4)$$

$$\dot{m} = -c, \quad (5)$$

where the state variables are the horizontal range  $X$ , the altitude  $h$ , the velocity  $V$ , the flight-path angle  $\gamma$ , and mass  $m$ ; the control variable is the angle of attack  $\alpha$ , measured from zero-lift axis;  $T$  is the thrust;  $D$  is the drag;  $L$  is the lift;  $M$  is the Mach number;  $a$  is speed of sound;  $g$  is acceleration of the gravity;  $c$  is fuel consumption, and  $\varepsilon$  is the angle between thrust axis and zero-lift axis.

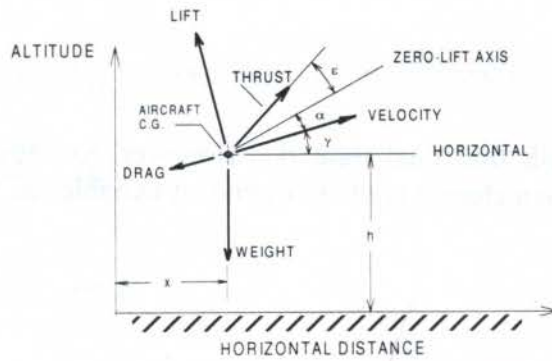


Figure 1: Force diagram used in the problem of maximum acceleration.

Normalization of the variables is performed to avoid numerical problems in matrix inversion. The normalized variables are then defined by

$$x = \frac{g}{a_0^2} X, \quad (6)$$

$$z = \frac{g}{a_0^2} h, \quad (7)$$

$$\theta = \frac{g}{a_0} t, \quad (8)$$

$$v = \frac{V}{a_0}, \quad (9)$$

$$\mu = \frac{m}{m_0}, \quad (10)$$

$$\bar{T} = \frac{T}{m_0 g}, \quad (11)$$

$$\bar{L} = \frac{L}{m_0 g}, \quad (12)$$

$$\bar{D} = \frac{D}{m_0 g}. \quad (13)$$

where  $a_0$  is the sound speed at I.S.A. atmosphere, sea level.

For maximum acceleration problem, the performance index is

$$IP = \theta_f, \quad (14)$$

where  $\theta_f$  is the normalized time

$$\theta_f = \frac{g t_f}{a_0}. \quad (15)$$

This is a problem with free final time  $\theta_f$ . However, to construct the mesh, it is necessary to know its limits, so a change in the independent variable has to be made, replacing  $\theta$  by  $\tau$ ,

$$\theta = \tau \theta_f; \quad 0 \leq \tau \leq 1, \quad (16)$$

and, introducing an additional state equation

$$\frac{d\theta_f}{d\tau} = 0. \quad (17)$$

Accordingly, the new state equations are

$$\frac{dx}{d\tau} = \varphi v \cos \gamma, \quad (18)$$

$$\frac{dz}{d\tau} = \varphi v \sin \gamma, \quad (19)$$

$$\frac{dv}{d\tau} = \varphi \left[ \frac{\bar{T} \cos(\alpha + \varepsilon) - \bar{D}}{\mu} - \sin \gamma \right], \quad (20)$$

$$\frac{d\gamma}{d\tau} = \varphi \left[ \frac{\bar{T} \sin(\alpha + \varepsilon) + \bar{L}}{\mu v} - \frac{\cos \gamma}{v} \right], \quad (21)$$

$$\frac{d\mu}{d\tau} = -\varphi \frac{a_0}{W_0} \dot{m} = -\varphi \mu', \quad (22)$$



$$\frac{d\varphi}{d\tau} = 0. \quad (23)$$

The optimization problem to be solved will be formulated as a Mayer optimal control problem: it is proposed to transfer the aircraft from the initial state  $(x_0, z_0, v_0, \gamma_0, m_0)$  at the initial time  $t_0$  to the final state  $(x_f, z_f, v_f, \gamma_f, m_f)$  at the time  $t_f$ , such that the final normalized time  $\theta_f$  is a minimum, taking the same values for the initial and the final altitudes. Therefore, the performance index to be minimized is

$$IP = \varphi = \theta_f. \quad (24)$$

Following the Pontryagin Maximum Principle, the adjoint variables -  $\lambda_x, \lambda_z, \lambda_v, \lambda_\gamma, \lambda_\mu, \lambda_\varphi$  - are defined and the Hamiltonian  $H$  is formed using Eqs. (18) - (23),

$$H = \varphi \left\{ \lambda_x v \cos \gamma + \lambda_z v \sin \gamma + \lambda_v v_p + \lambda_\gamma \gamma_p - \lambda_\mu \frac{a_0}{W_0} \dot{m} \right\}, \quad (25)$$

where  $v_p = v_p(h, v, \gamma, \mu, \lambda_v, \lambda_\gamma)$  and  $\gamma_p = \gamma_p(h, v, \gamma, \mu, \lambda_v, \lambda_\gamma)$  are defined by the following expressions

$$v_p = \frac{\bar{T} \cos(\alpha + \varepsilon) - \bar{D}}{\mu} - \sin \gamma, \quad (26)$$

$$\gamma_p = \frac{\bar{T} \sin(\alpha + \varepsilon) + \bar{L}}{\mu v} - \frac{\cos \gamma}{v}, \quad (27)$$

and  $\alpha = \alpha(h, v, \lambda_v, \lambda_\gamma)$ , as we will see later.

From the stationary condition of the Hamiltonian with respect to the control variable, we get

$$\lambda_v = \frac{\bar{T} \cos(\alpha + \varepsilon) + \frac{qSC_{L\alpha}}{W_0} \lambda_\gamma}{\bar{T} \sin(\alpha + \varepsilon) + \frac{2qS\eta C_{L\alpha}}{W_0} \alpha} \frac{\lambda_\gamma}{v}. \quad (28)$$

Considering small values for  $\alpha$  and  $\varepsilon$ , Eq. (28) can be simplified to

$$\alpha(t) = \frac{\lambda_\gamma \frac{1}{v} \left( \bar{T} + \frac{qSC_{L\alpha}}{W_0} \right) - \varepsilon \bar{T}}{\bar{T} + \frac{2qS\eta C_{L\alpha}}{W_0}}. \quad (29)$$

The adjoint differential equations are

$$\frac{d\lambda_x}{d\tau} = 0, \quad (30)$$

$$\frac{d\lambda_z}{d\tau} = -\frac{a_0^2}{g} \theta_f \left( \lambda_v \frac{dv_p}{dh} + \lambda_\gamma \frac{d\gamma_p}{dh} - \lambda_\mu \frac{a_0}{m_0 g} \frac{d\dot{m}}{dh} \right), \quad (31)$$

$$\frac{d\lambda_v}{d\tau} = -\theta_f \left( \lambda_x \cos \gamma + \lambda_z \sin \gamma + \lambda_v \frac{dv_p}{dv} + \lambda_\gamma \frac{d\gamma_p}{dv} - \lambda_\mu \frac{a_0}{m_0 g} \frac{d\dot{m}}{dv} \right), \quad (32)$$

$$\frac{d\lambda_\gamma}{d\tau} = -\theta_f \left( -\lambda_x v \sin \gamma + \lambda_z v \cos \gamma + \lambda_v \frac{dv_p}{d\gamma} + \lambda_\gamma \frac{d\gamma_p}{d\gamma} \right), \quad (33)$$

$$\frac{d\lambda_\mu}{d\tau} = \theta_f \left( \lambda_v \frac{dv_p}{d\mu} + \lambda_\gamma \frac{d\gamma_p}{d\mu} \right), \quad (34)$$

$$\frac{d\lambda_{\theta_f}}{d\tau} = -\frac{H}{\theta_f}. \quad (35)$$

Since we have the implicit dependences  $T=T[h,M(h,V)]$ ,  $D=D[h,M(h,V),\alpha]$ ,  $L=L[h,M(h,V),\alpha]$ ,  $c=c[h,M(h,V)]$ , and  $M=V/a(h)$ , the expressions for the derivatives of  $v_p$  and  $\gamma_p$  are very complex and will not be showed here.

The additional boundary conditions are gathered from the transversality conditions

$$\lambda_x(1) = 0, \quad (36)$$

$$\lambda_y(1) = 0, \quad (37)$$

$$\lambda_\mu(1) = 0, \quad (38)$$

$$\lambda_\varphi(0) = 0, \quad (39)$$

$$\lambda_\varphi(1) = -1. \quad (40)$$

The state equations (18) - (23), the adjoint equations (30) - (33), having  $\alpha$  obtained from the Eq. (29), the boundary conditions which define the initial and final states, and the additional boundary conditions (36) - (40) compose the TPBVP to be solved.

### 3. RESULTS

Two supersonic interceptors have been considered in the simulations. Airplane 1 is the 60's F-4A supersonic interceptor fighter (maximum thrust-to-weight ratio near 0.60) whose data have been obtained from (Bryson & Desay, 1969); and airplane 2 is a mathematical model expected to be representative of the current-technology-high-thrust multirole-fighter class (maximum specific thrust near 1.0), whose lift, drag, and thrust characteristics are shown in Tables 1, 2 and 3. Altitude and speed are fixed both at the initial and the final conditions, and the remaining states are free at the final. The trajectories for maximum acceleration have been determined considering initial and final altitudes equal 20,000 ft for both the planes, and are showed in Fig. 3.



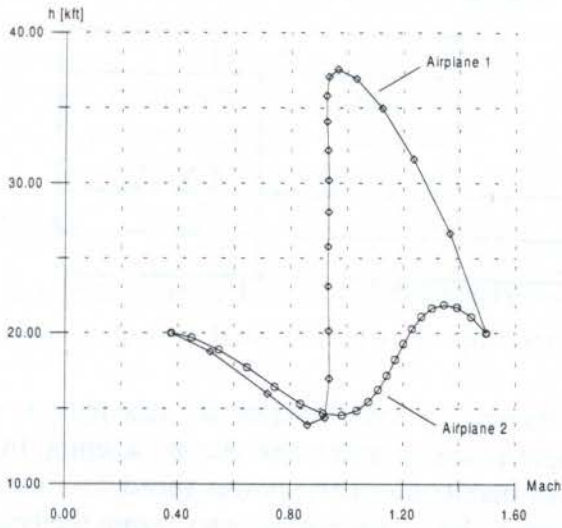


Figure 1: Maximum acceleration trajectories for airplanes 1 and 2

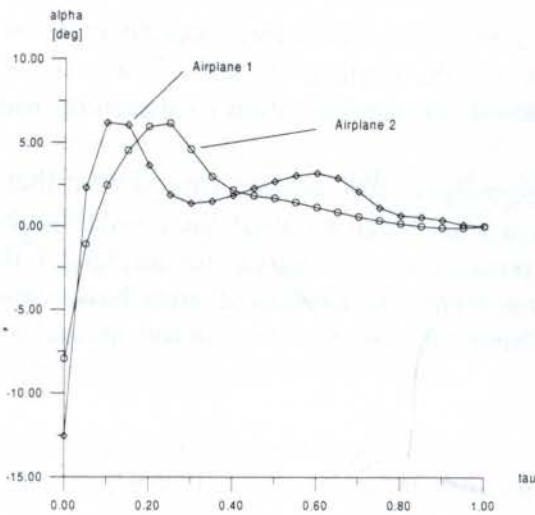


Figure 2: Control history for airplanes 1 and 2

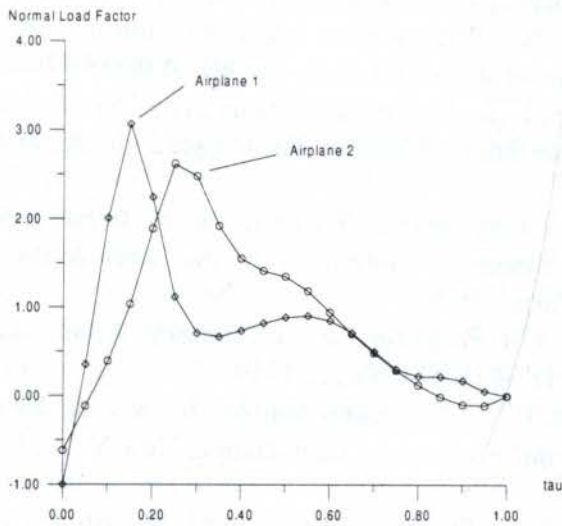


Figure 3: Normal load factor history for airplanes 1 and 2.

Table 4: Time taken by airplanes 1 and 2 to accelerate from 0.4M to 1.5M at 20,000 ft.

	$t_r$ [s]	
	Constant-altitude acceleration	Maximum acceleration trajectory
Airplane 1	209	147
Airplane 2	88	71

#### 4. FINAL COMMENTS

Figure 1 shows that the trajectories have three remarkable phases, which are: the initial dive, where the airplane changes potential by kinetic energy, keeping the total energy nearly constant, and accelerating to the maximum excess power speed; an intermediate phase where the airplane climbs at maximum excess power regime, recovering the height lost in dives; and a final dive, where the airplane accelerates from the maximum excess power speed to the specified final speed.

The conventional, constant altitude acceleration takes about 62 seconds more (+30%) than in the optimized trajectory for the airplane 1, and 17 seconds more (+19%) for the airplane 2, as we can see in Table 4. The optimization is, therefore, much more effective to low-thrust fighters.

Besides the higher thrust-to-weight ratio, another characteristic that influences favorably the acceleration of airplane 2 is at what Mach numbers the constant-energy-height curves are tangents to his specific excess power curves. Whereas for airplane 1 the tangent points has approximately constant Mach numbers, the airplane 2 ones have crescent Mach numbers, allowing this kind of fighter to climb while accelerating, in the optimal trajectory.

#### 5. REFERENCES

- Bliss, G.A. - *Lectures on the Calculus of Variations*, University of Chicago Press, Chicago, Illinois, 1946.
- Bryson Jr., A. E. & Denham, W. F. - A Steepest-Ascent Method for Solving Optimum Programming Problems, *Journal of Applied Mechanics*, vol.29, pp 247-257, 1962.
- Bryson Jr., A. E. & Desay, M. N. - Energy-State Approximation in Performance Optimization of Supersonic Aircraft. *Journal of Aircraft*, vol. 6, pp. 481-488, 1969.
- De Oliveira Neto, P. J. - *Cálculo de Trajetórias Ótimas pelo Método Indireto das Diferenças Finitas*, - M. Sc. thesis dissertation, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, SP, 1996.
- McGill, R. & Kenneth, P. - A Convergence Theorem on the Iterative Solution of Nonlinear Two-Point Boundary-Value System, *Proceedings of the 14th International Astronautical Congress*, Gauthier-Villars, Paris, 1965.
- Oberle, H. J. & Grimm, W. - *A Program for the Numerical Solution of Optimal Control Problems*. - DFVLR, report - DLR IB 515-89/22, 1989.
- Pontryagin, L. S., Boltyanskii, V. G., Gamkrelidze, R. V., & Mishenko, E. F. - *The Mathematical Theory of Optimal Processes*.- Interscience, New York, 1962.



PAPER CODE: COB1154

## An Integrated Control Structure for Surgical Assist Robotics for Laparoscopy

A.P. Slade,\* J.R. Hewit,\* A. Cuschieri, T. Frank

*\*Department of Applied Physics, Electronic and Mechanical Engineering, University of Dundee, Dundee, Scotland, DD1 4HN. U.K. E-mail: A.P.Slade@dundee.ac.uk J.R.Hewit@dundee.ac.uk  
Ninewells Hospital, Department of Surgery, Dundee, Scotland, DD1 9SY. U.K.  
E-mail: A.Cuschieri@dundee.ac.uk T.G.Frank@dundee.ac.uk*

### Abstract:

Minimal Access Surgery, commonly known as keyhole surgery is revolutionising surgery and has been established as a major complement to open surgery. Its growing popularity in recent years, with both patients and surgeons, is due to the numerous advantages it offers over conventional surgery. These include small access wounds (typically 5 or 10 mm in diameter), no forceable retraction of tissue or organs, shorter recovery times and smaller scars. However, these must be balanced by the increased complexity leading to longer operating times and the need for even skilled surgeons to undergo special training in minimal access techniques. The problems of Minimal Access Surgery can be reduced by using robotic systems and intelligent control and interface techniques. In this paper, the authors describe a fully integrated control structure, with three different command and control input systems, which is used to control a compact six degree of freedom surgical assist robot.

**Keywords:** Telemanipulator; Surgical Robotics; Endoscope; Voice control; Integration

## 1. INTRODUCTION

### 1.1 Overview - Open and Closed Surgery

Surgical operations on internal organs and structures of the body require the creation of access wounds to expose the relevant anatomy necessary for the execution of specific procedures. During open surgery, these wounds have to be large enough to give surgeons sufficient use of their hands for manipulation and tactile examination and enable direct vision of the operative field. The size of the wound also depends upon the anatomical accessibility of the structures concerned, and for some deeply placed organs, the size of the access wound has to be disproportionately large with respect to the nature of the operation. In addition, force retraction of the surrounding tissues and organs is always needed to enable the creation of sufficient operating space.

Whilst efforts to minimise access wound trauma are continuously being made, a particular development over the last few decades has led to a radical departure from conventional 'open' surgery towards what is known as minimal access surgery or MAS. This type of surgery is sometimes also referred to as minimally invasive surgery (MIS), endoscopic surgery (ES),

2366



laparoscopic surgery (LS), or, more popularly, as keyhole surgery. The major difference between open surgery and MAS is that in MAS operations an internal operating space is created by gas insufflation (in the abdomen) or lung deflation (in the chest). Access to this space is obtained through small incisions into which are inserted ports known as cannulae, typically 5 and 10 mm in diameter. These allow the insertion of long slender instruments with which the surgical procedures are carried out. Special telescopes and video cameras are used to display the internal anatomy of the patient on a video monitor for viewing by the surgical team. The trauma associated with these small openings is far less than that associated with the large wounds of open surgery and as a result, the duration of post-operative convalescence and its discomfort are both much reduced.

Whilst there are major cost savings from the reduced hospital stay of the patient, there are penalties in the form of equipment costs and the requirement for even the most experienced of surgeons to undergo special training in endoscopic surgical techniques. This training is required because, with present technology, the surgery is difficult and very tiring for the surgeon, and this has led to increased complication rates. The difficulties are the direct result of operating from a video image and using cumbersome instruments with restricted movement and very little tactile sensory feedback. Thus, only a limited number of surgical procedures are suitable for the MAS approach at present. Current research in MAS aims to address this general area but individual research projects are mainly centred on solving one of the problems, for example robotic camera control or improved instrumentation, without addressing the wider problem of integration into the operating theatre. This paper describes a project at the University of Dundee where integration of the robotic system into the operating theatre was considered from the outset and has led to a surgical robotic control system with several control inputs working in unison.

## 2. System Design Parameters

The design of any system should not be taken in isolation and this is especially true of surgical robotics for laparoscopy. It is also important to keep in mind the reasons why robotics are being introduced into the operating theatre and what the main requirements for the system are. The main reasons, apart from reduced cost of operations are that the camera/laparoscope operator, who is often a skilled surgeon, may have difficulty in interpreting the wishes of the principal surgeon and this can lead to further induced stress. Another problem inherent in laparoscopic surgery is the unavoidable interaction between the surgeon and the camera/laparoscope operator. This interaction also causes problems as it is very difficult for the camera/laparoscope operator to maintain a steady picture for the surgeon to operate by. The requirements for a robotic system can be summarised as follows;

- 1) to free a surgeon from the task of acting as a camera/laparoscope operator/ manipulator
- 2) to give the principal surgeon control of the camera/laparoscope in as natural a manner as possible
- 3) to make more room available around the patient for the operating team
- 4) to improve the efficiency of the operation and to reduce the stress levels of the surgical team
- 5) to be capable of integration into a purpose built MAS operating theatre.

Added to this list of desirable attributes, the actual design criteria for a surgical-assist robot for endoscopic manipulation may be listed as follows:

- 1) Together with the endoscope it should have at least 6 d.o.f.
- 2) Its kinematics should favour movements centred on the access port



- 3) It must not be capable of sudden or rapid movements
- 4) It must be as unobtrusive as possible.

These general specifications are based upon satisfaction of the two major constraints, namely:

- 1) It must not harm the patient
- 2) It must not harm or impede the theatre staff.

Using the headings outlined above as the guidelines the Dundee University Minimal Access Surgery Assistant (DUMASS) will be described to show that it meets the criteria.

### **2.1 to free a surgeon from the task of acting as a camera/laparoscope operator/ manipulator**

Being a self contained semi-autonomous manipulator, DUMASS totally fulfils this requirement by relieving an assistant surgeon from the task of acting as the camera/laparoscope operator/manipulator, and also by not requiring any extra personnel to be added to the surgical team in the surgeons place.

### **2.2 to give the principal surgeon control of the camera/laparoscope in as natural a manner as possible**

The term "as natural a manner as possible" is a very subjective term to define. What is perceived by one person as 'natural' could be just the opposite to someone else. In the context of a surgical assist robotic control system it will be defined as follows;

*"Permitting a method of communication with the robot that does not require the surgeon to wear or use cumbersome, restrictive or obstructive equipment nor to have to make movements or gestures which cause a detraction from the smooth flow of the operation."*

The three input systems are voice, hand and optical pointer. Voice is the most natural means of communication between people and it is carried over into the DUMASS control system. A small pointing device known as FingerMouse is incorporated to the surgeon's glove to supplement and augment the voice system, and an optical pointer is also able to be used to highlight an area of interest for the manipulator to move to. These are all natural and widely used methods of communicating information.

### **2.3 to make more room available around the patient for the operating team**

Most competitor systems utilise a commercial robot or equally large custom built robot / manipulator (AESOP (Sackier, 1994), Montreal (Hurteau et. al., 1994), IBM, J.T. Watson (Taylor, et. al., 1992), Berkley (Cohn, et. al., 1995), Imperial College (Potanianos, et. al., 1994), Endo-Sister (Engleberger, 1989)). Robotic structures such as these are generally rigid and therefore much less pliable and will not conform to changes in working environment space as a person is able to do. Since they often require more floor space than the surgeon they are replacing they have clearly failed to meet this criterion. DUMASS is approximately the size of a human hand, and is attached to the operating table by an 'L' bracket which positions the manipulator over the patient's abdomen, and requires only one small umbilical cable to attach it to the command system. Clearly this meets the criterion of this section.



## **2.4 to improve the efficiency of the operation and to reduce the stress levels of the surgical team**

For any system to improve the efficiency and reduce the stress of an operation it must not unnecessarily intrude into the operating space nor must it cause any additional load to fall upon the surgical team, particularly the principal surgeon. Clearly, to satisfy this particular criteria, the surgical assist system employed must not be capable of violating the designated workspace or of causing damage to the patient or theatre staff, something which an industrial robot can very easily do. There is no doubt that some systems, the AESOP for example, work well, but with some systems there must always be that nagging doubt 'Is the software totally reliable?' and 'How quickly can I stop it?'. The ease with which the endoscope can be removed to clean the lens when it gets contaminated, which can only be done outside of the patient, is also very important. The Dundee system has addressed these points in that it is mechanically constrained to a particular envelope, can be very quickly stopped and allows for quick endoscope attachment / removal.

## **2.5: to be capable of integration into a purpose built MAS operating theatre**

Whilst all robotic assist systems have integrated controllers to a greater or lesser extent, there appears to have been little thought given to integrating them into the operating theatre or to other surgical equipment. The reason for this could be that competitor researchers tend to regard the endoscope and manipulator as the research issues and not as to how the system will fit into the operating theatre. At Dundee we have taken the Mechatronics design view that the system has to be viewed as a totality 'a-priori', only by doing so can true synergy be achieved.

The problem with nearly every piece of equipment used in operating theatres is that it is essentially designed in isolation and probably with the hope of 'locking in' the end user into a closed proprietary system much as the early computer systems used to do. With hospital budgets being squeezed ever tighter a system that sets a standard for integration in the operating theatre, much as the PC has done for the computer world, would be welcomed, allowing hospitals to 'pick-and-choose' the equipment that suits their needs best knowing that it will integrate smoothly with the systems that they already have. To this end a SURgical Control Area Network (SURCAN) has been proposed by the team at Dundee.

## **3 COMMAND AND CONTROL INTERFACE**

From the outset it was decided that DUMASS would be multi-input / multi-output and that the systems would be integrated into one cohesive whole as distinct from those found on some competitor systems. The three input systems chosen for the exemplar system were voice, a hand input command and a pointing system and the outputs the control to the manipulator and audio speech output. To give the system robustness and redundancy it was also decided that the system should be able to operate correctly with any two from the three inputs which gives six possible options as seen in Table 1.

The primary command and control medium is based upon voice control. With DUMASS the surgeon can communicate with the robot arm controller using a specific set of command words (right, left, zoom etc.). This set of recognised words and phrases can be increased as necessary. The system is trained to recognise individual surgeons' voice patterns so that the system will only respond to one surgeon (or voice pattern) at any one time. Different surgeons



Table 1: Primary and secondary methods of control of DUMASS

Primary	Secondary
Finger Mouse	Voice
Finger Mouse	Screen Pointer
Voice	Finger Mouse
Voice	Screen Pointer
Screen Pointer	Finger Mouse
Screen Pointer	Voice

may be added to the database of users by means of a training programme. This method of command is 'hands-free' and is hence particularly suited to MAS.

The Dialogue Designer system implemented at Dundee is based on a question and answer protocol originally developed for remote service applications by the University of Abertay, Dundee, but never implemented. It is based on a tree structure of dialogue whereby the control system prompts the operator for an input by a question such as "ok

to switch on the motors?" and then waits for a response. The response is then checked against a list of acceptable words or commands, in this simple example it can only be "yes" or "no", and the control systems will then proceed accordingly. Unrecognised words will cause the system to return to the previous branch of the tree and the question will be repeated. A list of acceptable words or phrases can be displayed at any time by the use of the keyword "menu".

The operators responses to the questions or prompts are replayed as a question as a method of safeguard that the word or phrase was correctly interpreted by the control system, this requires a simple "yes / no" response from the operator. Whilst it is accepted that this is a slower method of actuation than the manipulator moving as soon as the word being spoken is recognised, it none the less an accepted normal method of communication between people when instructions are being relayed between them on some critical operation such as which valve to shut down first in a process control plant.

It is essential that the system respond only to one operator at any one time during an operation and to this end the individual surgeons' voice data are stored on PCMCIA cards or similar types of ROM and activated by a password. In this way the system is rendered truly user-independent without requiring large amounts of data to be stored in the main memory. This method of voice data storage has the advantage that it maintains the integrity of the individual voice data files should there be a major system failure. A further safeguard that is installed is that once a surgeons 'voice card' has been inserted and accepted by one machine, then that surgeon is not allowed to operate another machine until he/she has logged off from the first machine. This prevents copy or 'clone' cards being used by unauthorised personnel.

For fail-safe operation, any command/control system must avoid ambiguity. The voice command system is implemented in parallel with a unique fingertip actuation system developed at Dundee called the FingerMouse. This consists of a miniature controller operating either as a 'mouse' or as a set of switches or joystick which is worn rather in the manner of a thimble but underneath the surgeon's glove. Using this, the surgeon is able to control the various instruments and assist devices without letting go of the handles of the operating instruments.

A further fail-safe feature is common to many MAS support systems. This is an optical pointer. The optical pointer developed at Dundee is attached to the head of the surgeon. Using slight head movements the surgeon is able to point to any desired area of the monitor screen and,



via the FingerMouse or voice, to cause the endoscope manipulator to move to allow the surgeon to bring the desired view to the centre of the screen. By integrating the various degrees of freedom of the endoscope, the endoscope manipulator and, if appropriate, the patient support system, it is possible to give the surgeon the apparent ability to 'drag' the patient across the monitor screen. In this integrating type of application, the Dundee HeadPointer has been shown to be far more effective than devices which rely on gross head movement, pure joystick manipulation or other obtrusive gestures and movements.

#### **4 THE ENDOSCOPE MANIPULATOR**

A major problem facing the MAS surgeon is caused by the fixed rigid configuration of the endoscope which allows the surgeon to see only what is within the fixed field-of-view, and this field-of-view cannot be altered relative to the endoscope axis. To change the field of view various different endoscopes are needed, one to view straight ahead and others to view at different angles to this. Ideally all these viewing angles should be accommodated in a single endoscope and this may be achieved by placing a distal camera on a two degree of freedom steerable platform. A specially designed manipulator with four further degrees of freedom has been designed to hold and move the endoscope. Thus, the endoscope/manipulator system has six degrees of freedom as required for free movement in space. The use of an endoscope manipulator confers two major advantages; first, it releases a skilled surgeon from the task of deploying the endoscope; second, it allows the endoscope to be held stationary or moved smoothly. This latter aspect is important, as the jerkiness of the image captured by a hand-held endoscopic camera is a major cause of nausea and fatigue to the operative surgeon.

When designing the endoscope manipulator, care must be taken to meet the specifications and satisfy the constraints appropriate to MAS. These are quite different to the specifications and constraints appropriate to industrial robots. The industrial robot is designed primarily for load-carrying capacity, reach, speed of movement and accuracy/repeatability. However, these attributes are of minor importance in surgical robotics. The load carried is minimal and predictable, the required reach is small, speed of movement is only required to be slow and smooth and accuracy to only a millimetre or so is adequate except in certain circumstances.

Another important distinction between the industrial robot and its surgical counterpart, lies in the different degree of inherent safety which must be built into each. The industrial robot need not be inherently safe because it will only ever be deployed in locations from which humans are excluded. The surgical robot, by its very nature, must not only perform its tasks in close proximity to humans, but might even participate in the invasion of a human body by the deployment of the endoscope.

#### **5 THE DUNDEE MAS-ASSIST ROBOTIC SYSTEM**

Although the work at Dundee has the longer term aim of completely redesigning the whole surgical theatre and its equipment, this cannot be achieved in a single step. For some time it will still be necessary to make use of existing equipment. In the design stages of the any new type of laparoscopic manipulator, full account must be of the problems experienced by all the operating theatre staff and careful evaluation of their requirements and needs must be balanced with what can be achieved utilising the current operating theatre and its equipment. One of the prime aims of the Dundee work is to increase the space available to the principal surgeon and to decrease the imposed stress levels.



By focusing on the two principal constraints, and then trying to meet the specifications with a particularly sharp eye on space around the surgeon, the Dundee work has led to the design of a very small, compact manipulator with a full six d.o.f. This is interfaced to a completely integrated, multiple input command/control system, unlimited in its expansion capabilities and based around the SURCAN network.

The following might be the command sequence for a particular phase of an operation:

SURGEON: selects appropriate operating mode by saying, for example, "mode three"

VOICE SYSTEM: says "mode three active"

SURGEON: points to top left of screen with the HeadPointer and presses a FingerMouse switch

MANIPULATOR: moves endoscope so that selected point is centred

SURGEON: says "cauteriser on"

VOICE SYSTEM: says "cauteriser on?"

SURGEON: says "ok"

SURCAN: switches cauteriser on.

SURGEON: uses the cauteriser by pressing a FingerMouse switch when required

says "cauteriser off"

VOICE SYSTEM: says "please repeat"

SURGEON: says "cauteriser off"

VOICE SYSTEM: says "cauteriser off?"

SURGEON: says "ok"

SURCAN: switches cauteriser off.

SURGEON: changes to a different operating mode by saying "mode one"

VOICE SYSTEM: says "mode one active"

SURGEON: says "zoom in"

VOICE SYSTEM: says "zoom in?"

SURGEON: says "ok"

MANIPULATOR: slowly moves the camera a small step towards the site

SURGEON: says "again"

MANIPULATOR: moves the camera another step

SURGEON: says "stop"

VOICE SYSTEM: says "stop"

MANIPULATOR: holds endoscope at new position.

## 6 CONCLUSIONS

An integrated system for MAS surgical assist has been described. The hardware consists of an articulated endoscope and a new design of endoscopic manipulator which together have 6 degrees of freedom and a kinematic design optimised for patient- and surgeon-safety. The command interface is based upon two specially designed devices called FingerMouse and HeadPointer by which the surgeon can indicate different areas of interest and can signal different hardware entities. The software controller is based upon a local area network called SURCAN. The main means of man-machine interface is based upon speaker dependent speech recognition.

Using this the theatre staff issue commands to the various pieces of support hardware and receive back confirmatory messages.

The system is believed to be safer, easier to use and more expandible than other extant systems.

## 7 REFERENCES

Cohn, M.B., Crawford, L.S., Wendlandt, J.M., Sastry, S.S. Surgical Applications of Milli-Robots. *Journal of Robotic Systems*, Vol. 12 No. 6 pp 401-416, 1995.

Engleberger, J.F. *Robotics in service*. Kogan Page, London 1989.

Hurteau, R., DeSantis, S., Begin, E., Gagner, M. Laparoscopic surgery assisted by a robotic cameraman: concept and experimental results. *Proceedings of the IEEE International conference on Robotics and Automation*, Pt 3, pp 2286-2286, 1994.

Potanianos, P., Davies, B.L., Hibberd, R.D. A robotic system for minimal access surgery. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 208, pp 119-126, 1994.

Sackier, J.M., Wang, Y. Robotically assisted laparoscopic surgery. *Surgical Endoscopy*, Vol. 8 No. 1 pp 63-66, 1994.

Taylor, R.H., Funda, J., LaRose, D., Treat, M. A telerobotic system for augmentation of endoscopic surgery. *Proceedings of the Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society*, Vol. 14 pp 1054-1056, 1992.

## 8 ACKNOWLEDGEMENTS

The authors wish to acknowledge the support given to the project by the U.K. Medical Research Council under their ROPA (Realising Our Potential Awards) Scheme.

Robert Smith did much of the mechanical and electronics design. The voice control system uses Dialogue Designer due to Dr. A Sapeluk of University of Abertay, Dundee.

This paper will be supported by visual material.



PAPER CODE: COB1190

## VARIABLE STRUCTURE CONTROL APPLIED TO LINEAR HYDRAULIC ACTUATORS<sup>0</sup>

LUÍS GUSTAVO C.O. LOPES<sup>††</sup>, EDSON R. DEPIERI<sup>†</sup> & RAUL GUENTHER<sup>◊</sup><sup>†</sup>Lab. Controle e Microinformática, Departamento de Automação e Sistemas - CTC/UFSC<sup>◊</sup>Departamento de Engenharia Mecânica - CTC/UFSC<sup>†</sup>Departamento de Engenharia Elétrica e Sistemas de Potência - CT/UFPE

### Abstract

The work presented in this paper is concerned about robust control design applied to robots with hydraulic actuators. A cascade structure is used to decouple the mechanical dynamics from hydraulics. Once a linearizing control for the hydraulic part is obtained, a sliding mode outer-loop control is applied to guarantee closed-loop performance.

### Keywords

Hydraulic actuators, cascade control, variable structure, sliding modes, robustness / *Atuadores hidráulicos, controle em cascata, estrutura variável, modos deslizantes, robustez*

## 1. INTRODUCTION

In most industrial applications, big and heavy loads have to be manipulated or handled, and available space for machinery is restrict, which implies that machines should be sufficiently strong and small. Hydraulic machines utilizes pressurized fluid as a power amplification medium, allowing that output signals at very high power levels can be obtained from small input signals [DeSilva, 1989]. Due to its excellent rate of dimension to delivered torque, hydraulic devices are widely used in industry. But it should be noted that hydraulic systems are often used to transmit forces in situations which are essentially static, so that dynamic behavior is not of interest. Examples of this type include braking systems and hydraulically actuated clutches in automobiles. In other situations, however, the dynamic behavior may be important (or even crucial) as in the nose landing gear steering system of an airplane or in the use of hydraulic actuators to control the motion of mechanical objects such as large robotic manipulators [Burton, 1994]. This work is especially concerned about this last case.

Hydraulic actuators exhibit lightly damped dynamics, which leads to detrimental effects on the system response. Furthermore, its parameters are not

<sup>0</sup>This work has been supported partially by grants from CAPES and CNPq - Brazil

well known, and the mathematical model is very sensitive to parametric uncertainties and external disturbances. Since hydraulic actuators are very difficult to control, several works have been proposed to overcome all these problems, in a way to achieve performance statements, as damping improvement, and make the application of hydraulically driven robot for precision jobs an available choice [Cunha, 1997],[Guenther *et al.*, 1996],[Heintze, 1997],[Lopes, 1997].

In this paper, we propose a control algorithm of a hydraulic positioning system based on a cascade approach. Applying this technique, the actuator dynamic is decoupled in two. In other words, we will treat the hydraulic actuator as a mechanical subsystem driven by a hydraulic subsystem, and these two subsystems will be treated separately in terms of control: a feedback linearization control law is used in the hydraulic part, while a variable structure control scheme ensures robustness and stability for the mechanical part.

Then, the paper is organized as follows. Section 2 gives a brief description of the mathematical model used. In section 3, the proposed cascade control approach is presented and the control of the hydraulics is made. The sliding mode based variable structure control is given in section 4. Some simulation results are given in section 5, and finally section 6 brings the conclusions of this work.

## 2. LINEAR HYDRAULIC ACTUATOR MODEL

The linear hydraulic actuator considered in this paper can be seen in figure 1. Basically, it consists of a cylinder, to whom is connected a mechanical load, whose position and velocity control are the main aim of this work. The oil flow to and from the cylinder is controlled by a critical center four-way spool valve, and all leakage effects are neglected. An energy conversion occurs from hydraulic energy (fluid at high pressure  $P_S$ , which is maintained constant by a not shown pump) to kinetic energy (load displacement). Thus, the actuator mathematical model can be established considering both mechanical and hydraulic dynamics (A more detailed modelling procedure can be found in [Lopes, 1997]).

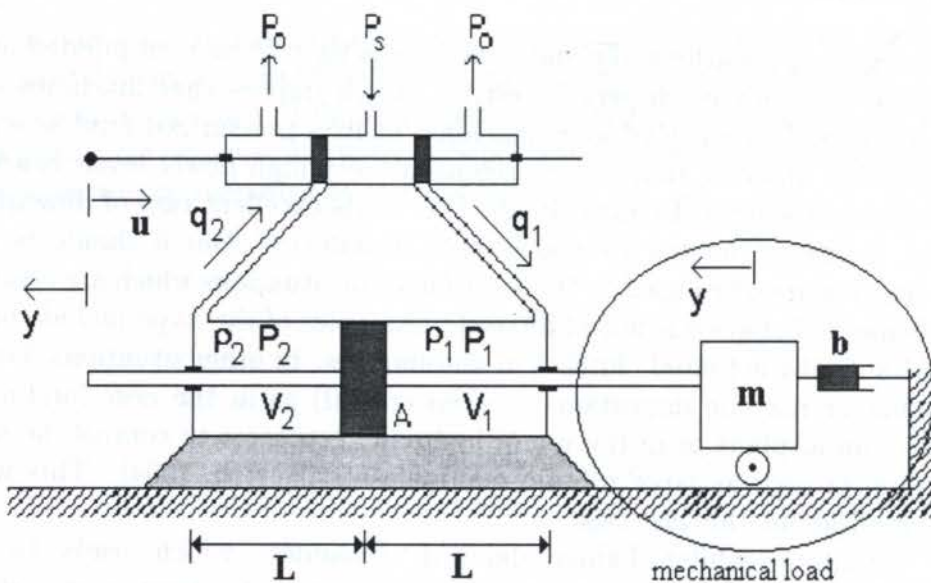


Figure 1: Linear hydraulic actuator



The equation that describes the mechanical dynamic is obtained applying the Newton's 2<sup>nd</sup> law of motion to the load displacement:

$$m \ddot{y} + b \dot{y} = A \Delta P + F_E \quad (1)$$

where  $y$  is the load position,  $m$  is the load mass,  $b$  is the damper viscous coefficient (which represents all viscous effects in the system),  $A$  is the cylinder cross sectional area,  $\Delta P$  is the pressure difference  $P_1 - P_2$  across the actuator chambers and  $F_E$  is an external disturbance force, represented by a friction force.

The hydraulics is described by

$$\dot{\Delta P} = -K_1 \dot{y} + K_2 \sqrt{P_S - \text{sgn}(u) \Delta P} u \quad (2)$$

The input signal  $u$  represents the valve spool displacement,  $P_S$  is the supply pressure (taken as  $P_S = 10^7 \text{ Pa}$ ) and the term  $\sqrt{P_S - \text{sgn}(u) \Delta P}$  is an input nonlinearity revealing the pressure dependency of the valve. The terms  $k_{1,2,3}$  are position dependent parameters, and can be regarded as constants in one operational point. Practical results show that the system described by (1)-(2) presents badly damped dynamics, leading to unacceptable responses. As it will be shown in section 3, an appropriate control structure will provide smoother responses.

### 3. CASCADE CONTROL APPROACH

The principal aim of this system is guarantee that load position and velocity follow pre-specified trajectories, using some control effort. From equations (1)-(2), one can see that the pressure difference between cylinder chambers,  $\Delta P$ , is the variable that connects mechanical and hydraulic dynamics<sup>1</sup>:

$$\begin{cases} \ddot{y} &= -\frac{b}{m} \dot{y} + \frac{A}{m} \Delta P \\ \dot{\Delta P} &= -K_1 \dot{y} + K_2 \sqrt{P_S - \text{sgn}(u) \Delta P} u \end{cases} \quad (3)$$

Besides, these equations are in the so-called **regular form**. In other words, only the hydraulic part of the actuator dynamics has an input signal, and at the same time, it is the input for the mechanical part. This motivates the cascade strategy, shown in figure 2. Then, the cascade control can be summarized as follows:

- Design a control law  $\Delta P_d$  such that the load position  $y$  tracks a desired reference signal  $y_d$
- Design a control law  $u$  such that  $\Delta P$  tracks  $\Delta P_d$

Both dynamics can be treated separately. In order to obtain the desired  $\Delta P$ , a direct feedback of  $(\Delta P_d - \Delta P)$  plus a compensation of the valve signal due to velocity is utilized, resulting in a control law:

$$u = \frac{1}{\sqrt{P_S - \text{sgn}(u) \Delta P}} \left[ \frac{K_1}{K_2} \dot{y} + K_X (\Delta P_d - \Delta P) \right] \quad (4)$$

Applying equation (4) in (2) results:

$$\dot{\Delta P} = -K_2 K_X \Delta P + K_2 K_X \Delta P_d \quad (5)$$

<sup>1</sup>The term  $F_E$  is considered as an external disturbance, and will be neglected in this analysis

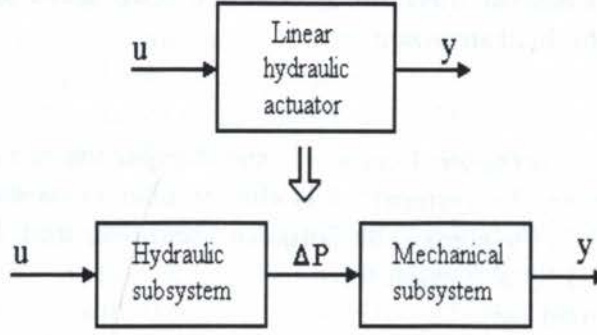


Figure 2: Cascade control approach

or in terms of Laplace's operator  $s$ :

$$\Delta P = \frac{K_2 K_X}{s + K_2 K_X} \Delta P_d \quad (6)$$

With the feedback linearization defined in (4), the problem of controlling the hydraulic dynamics is reduced to a single real pole placement problem. This fact should be used to guarantee the system damping improvement. The control law shown in (4) ensures that the pressure difference  $\Delta P$  tracks a desired pressure difference  $\Delta P_d$ . Now we must determine such signal  $\Delta P_d$ .

#### 4. VARIABLE STRUCTURE CONTROL LAW

Variable structure controllers have been widely utilized in many fields of application [Hsu *et al.*, 1996], and special attention concerns its application to hydraulic devices [Heintze *et al.*, 1995],[Heintze, 1997]. The improvement of switching devices, enabling faster responses, has made practical implementations a reasonable choice for control purposes. Besides, it consists on an appropriate way to deal with nonlinear and instable plants, and ensures robustness to external disturbance and parametric variations. For all these reasons, a sliding mode based variable structure controller was chosen to accomplish the  $\Delta P_d$  control law. In order to do so, consider the function:

$$\sigma(y, \dot{y}) = cy + \dot{y} + r(t) \quad (7)$$

where the function  $r(t)$  stands for some tracking requirement. Now, a "sliding surface" can be defined as

$$S = [(y, \dot{y}) \mid \sigma(y, \dot{y}) = 0] \quad (8)$$

Rewriting the mechanical dynamics in the state space form:

$$x_1 = y ; x_2 = \dot{y} ; X = [\dot{x}_1 \ \dot{x}_2]^T \quad (9)$$

$$\dot{X} = AX + B\Delta P + B\Delta P_E \quad (10)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -\frac{b}{m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{A}{m} \end{bmatrix} \Delta P + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{A}{m} \end{bmatrix} \Delta P_E \quad (11)$$



where the external force  $F_E$  was replaced by an external pressure difference  $\Delta P_E$ <sup>2</sup>. First, consider that the system initial state,  $(y(0), \dot{y}(0))$ , lies on the sliding surface. Then, it is clear from (7) that  $\sigma(y, \dot{y}) = 0$  and  $\dot{\sigma}(y, \dot{y}) = 0$ . Calculating this derivative, and substituting the nominal system dynamics:

$$\dot{\sigma} = \frac{\partial \sigma}{\partial t} + \frac{\partial \sigma}{\partial X} \frac{dX}{dt} \rightarrow \dot{\sigma} = \frac{\partial \sigma}{\partial t} + \frac{\partial \sigma}{\partial X} [AX + B\Delta P] = 0 \quad (12)$$

If the term  $\frac{\partial \sigma}{\partial X} B$  is non-singular, (12) can be expressed as:

$$\Delta P_{eq}(t) = - \left[ \frac{\partial \sigma}{\partial X} B \right]^{-1} \left[ \frac{\partial \sigma}{\partial t} + \frac{\partial \sigma}{\partial X} AX \right] \quad (13)$$

Equation(13), the so-called **Equivalent Control Law** [Utkin, 1982], is a reduced-order control law that drives the system (11) along the sliding surface. An appropriate choice of the function  $r(t)$  defined in (7) guarantees that load position and velocity follow pre-specified trajectories [Lopes, 1997]. Now, as a second step, it is necessary to show how to lead the state trajectory to the surface, if the initial state does not start on it, even in the presence of external disturbances. Suppose that there exist a known continuous function  $\rho(X, t)$  that is an upper-bound for the disturbances:

$$\| \Delta P_E \| \leq \rho(X, t) \quad (14)$$

We can now propose a generalized Lyapunov function  $V(\sigma) = \sigma^T \sigma$ . Its time derivative is given by

$$\dot{V}(\sigma) = \dot{\sigma}^T \sigma + \sigma^T \dot{\sigma} = 2\sigma^T \dot{\sigma} \quad (15)$$

$$2\sigma^T \left[ \frac{\partial \sigma}{\partial t} + \frac{\partial \sigma}{\partial X} \dot{X} \right] = 2\sigma^T \left[ \frac{\partial \sigma}{\partial t} + \frac{\partial \sigma}{\partial X} AX + \frac{\partial \sigma}{\partial X} B\Delta P + \frac{\partial \sigma}{\partial X} B\Delta P_E \right] \quad (16)$$

Consider  $\Delta P$  of the form  $\Delta P = \Delta P_{eq} + \Delta P_N$ , where  $\Delta P_{eq}$  is the already defined equivalent control law. Applying this in (16):

$$\dot{V} = 2\sigma^T \frac{\partial \sigma}{\partial X} B\Delta P_N + 2\sigma^T \frac{\partial \sigma}{\partial X} B\Delta P_E \quad (17)$$

Choosing a control law of the form:

$$\Delta P_N(t) = \begin{cases} -\frac{B^T \left[ \frac{\partial \sigma}{\partial X} \right]^T \sigma}{\|B^T \left[ \frac{\partial \sigma}{\partial X} \right]^T \sigma\|} [\rho(X, t) + \alpha(X, t)] & \text{if } \sigma(X, t) \neq 0 \\ 0 & \text{if } \sigma(X, t) = 0 \end{cases} \quad (18)$$

where  $\alpha(X, t)$  is a continuous function satisfying  $\alpha(X, t) > 0$ , and applying (18) in (17) results in  $\dot{V} < 0$ . This implies that the surface is exponentially stable, and the state trajectory reaches the sliding surface. The  $\Delta P_d$  control is finally given by:

$$\Delta P_d = \Delta P_{eq} + \Delta P_N \quad (19)$$

<sup>2</sup>Robustness of the variable structure control is ensured if the system verifies the **matching conditions** [DeCarlo *et al.*, 1996], and replacing  $F_E$  by  $\Delta P_E$  guarantees that in an easy manner, since  $\Delta P = AF$

## 5. SIMULATION RESULTS

As it had been said, hydraulic systems are highly affected by external disturbances and parametric variations. The great goal of the variable structure control law proposed in (19) is its capability in dealing with these problems. If an upper-bound of the uncertainties is known, it can be taken into account when designing the control effort  $\Delta P_N(t)$  such that  $\dot{V} < 0$  is guaranteed [DeCarlo *et al.*, 1996].

The benchmark problem proposed in [Davison, 1990] were simulated with control law (19) using the *MATLAB's SIMULINK* to validate the results.

### 5.1 Parametric variations case

The system is imposed to track a trajectory whose position and velocity are given by:

$$y_d = 0,1 \sin\left(\frac{\pi}{2}t\right) ; \quad \dot{y}_d = 0,1 \frac{\pi}{2} \sin\left(\frac{\pi}{2}t + 90^\circ\right) \quad (20)$$

subjected to several parametric uncertainties. Parameters whose variations are more crucial to the system responses are the oil compressibility modulus and the valve pressure coefficient, which makes the position dependent terms  $K_1$  and  $K_2$  vary in the ranges:

$$2,21 \times 10^9 \leq K_1 \leq 3,44 \times 10^9 ; \quad 4,73 \times 10^7 \leq K_2 \leq 7,35 \times 10^7 \quad (21)$$

while the nominal values adopted for the control law are  $K_{1_{NOM}} = 2,54 \times 10^9$  and  $K_{2_{NOM}} = 6,64 \times 10^7$ . According to DeCarlo *et al.* (1996), it is possible to prove asymptotical stability for the sliding surface when considering parametric uncertainties if its matrices verify the **matching conditions**, but a geometrical interpretation of the variable structure method shows that sufficiently high gains guarantees system performance in spite of parametric uncertainties if the state trajectory still points towards the sliding surface, even being in a not well-known manner. That is the case here. As illustrated in figure 3, the system response tracks the reference trajectory despite of these parametric uncertainties.

### 5.2 External disturbance attenuation

If the system model verify the so-called *matching conditions*, which is the case here, the *sliding control approach* is able to deal with external disturbances if an upper-bound for these disturbances is known [DeCarlo *et al.*, 1996]. In this simulations, the actuator is subjected to an external force given by:

$$0 < |F_E| < 800N \quad (22)$$

which can be represented by an "external pressure difference"  $\Delta P_E$  such that  $0 < |\Delta P_E| < 7,44 \times 10^5$ , since the actuator cross sectional area can be taken as  $A = 1,07 \times 10^{-3}m^2$ . According to equation (14), we can take  $\rho(X,t) = \rho = 7,44 \times 10^5$  and  $\alpha(X,t) = \alpha = 7,44 \times 10^5$ , which ensures that equation (17) is negative definite and the sliding surface is exponentially stable. Figure 3 also shows that external disturbances are rejected.



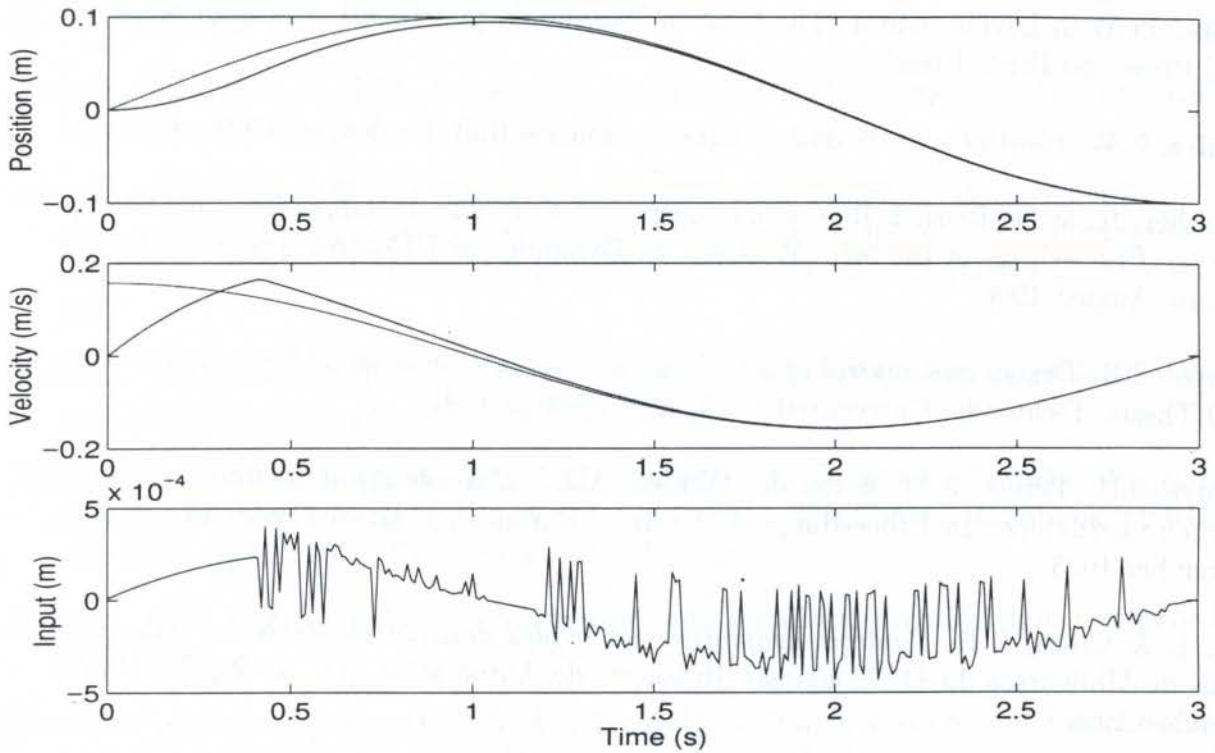


Figure 3: Cascade controlled system response. The smoother lines are position and velocity reference trajectories

## 6. CONCLUSION

In this paper, a variable structure approach to control the linear hydraulic actuator has been proposed. Simulation results showed that performance requirements are obtained, despite of modelling problems such as parametric uncertainties and external disturbances.

The cascade control scheme used was able to separate the hydraulic dynamics from the mechanical part. The design of the variable structure control could be done considering only the mechanical dynamics, and it gives the opportunity to perform control design, such as hydraulic driven robotic manipulators, based solely upon the mechanical structure of the manipulator, which is much more simpler than considering the whole dynamics.

## 7. REFERENCES

- Burton, T.D. *Introduction to Dynamic Systems Analysis*, McGraw-Hill, New York, 1994.
- Cunha, M.A.B. *Controle em cascata com adaptação de parâmetros aplicado a um atuador hidráulico*. Dissertação de Mestrado, Curso de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Fevereiro 1997.
- Davison, E.J. *Benchmark problems for control system design*. IFAC Theory Comitee Report, page 30, New York, 1990.
- DeCarlo, R.A., Žak, S.H. & Drakunov, S.V. *Variable structure, sliding mode controller*

*design*. In W.S. Levine, editor, *The Control Handbook*, pp.941-951, Boca Raton, 1996. CRC Press and IEEE Press.

DeSilva, C.W. *Control sensors and actuators*. Prentice Hall, Englewood Cliffs, 1989.

Guenther, R. & De Pieri, E.R. *Cascade control of hydraulic actuators for robot manipulators*. Proceedings of the 9th. Workshop on Dynamics and Control, pp.18-19, Rio de Janeiro, August 1996.

Heintze, J.H. *Design and control of a hydraulically actuated industrial brick laying robot*. PhD Thesis, Technische Universiteit Delft, Delft, March 1997.

Heintze, J.H., Peters, R.M. & van der Weiden, A.J.J. *Cascade  $\Delta p$  and sliding mode for hydraulic actuators*. In Proceedings of the 3rd. European Control Conference, Rome, September 1995.

Hsu, L. & Costa, R.R. *Controle adaptativo por modos deslizantes: teoria e aplicações*. Anais de Minicursos do 11º Congresso Brasileiro de Automática, pp. 39-60, São Paulo, Setembro 1996.

Lopes, L.G.C.O. *Controle de estrutura variável aplicado a um atuador hidráulico*. Dissertação de Mestrado, Curso de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Julho 1997.

Utkin, V.I. *Variable structure systems: present and future*. *Avtomatika i Telemekhanika*, No. 9, pp 5-25, Moscow, 1982.



## References

- [Burton, 1994] Burton, T.D. *Introduction to dynamic systems analysis*. McGraw Hill, New York, 1994.
- [Cunha, 1997] Cunha, M.A.B. *Controle em cascata com adaptação de parâmetros aplicado a um atuador hidráulico*. Dissertação de Mestrado, Curso de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Fevereiro 1997.
- [Davison, 1990] Davison, E.J. *Benchmark problems for control system design*. IFAC Theory Comitee Report, page 30, New York, 1990.
- [DeCarlo *et al.*, 1996] DeCarlo, R.A., S.H. Zak and S.V. Drakunov. *Variable structure, sliding mode controller design*. In W.S. Levine, editor, *The Control Handbook*, pp.941-951, Boca Raton, 1996. CRC Press and IEEE Press.
- [DeSilva, 1989] DeSilva, C.W. *Control sensors and actuators*. Prentice Hall, Englewood Cliffs, 1989.
- [Guenther *et al.*, 1996] Guenther, R. & E.R. DePieri: *Cascade control of hydraulic actuators for robot manipulators*. Proceedings of the 9th. Workshop on Dynamics and Control, pp.18-19, Rio de Janeiro, August 1996.
- [Heintze, 1997] Heintze, J.H. *Design and control of a hydraulically actuated industrial brick laying robot*. PhD Thesis, Technische Universiteit Delft, Delft, March 1997.
- [Heintze *et al.*, 1995] Heintze, J.H., R.M. Peters and A.J.J. van der Weiden: *Cascade  $\Delta p$  and sliding mode for hydraulic actuators*. In Proceedings of the 3rd. European Control Conference, Rome, September 1995.
- [Hsu *et al.*, 1996] Hsu, L. & R.R. Costa: *Controle adaptativo por modos deslizantes: teoria e aplicações*. Anais de Minicursos do 11º Congresso Brasileiro de Automática, pp. 39-60, São Paulo, Setembro 1996.
- [Lopes, 1997] Lopes, L.G.C.O. *Controle de estrutura variável aplicado a um atuador hidráulico*. Dissertação de Mestrado, Curso de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Julho 1997.
- [Utkin, 1982] Utkin, V.I.: *Variable structure systems: present and future*. *Avtomatika i Telemekhanika*, No. 9, pp 5-25, Moscow, 1982.



PAPER CODE: COB1332

**INTERAÇÃO DO SISTEMA DE CONTROLE E A ESTRUTURA FLEXÍVEL DE UM SATÉLITE DURANTE TRANSFERÊNCIA ORBITAL / INTERACTION BETWEEN CONTROL SYSTEM AND FLEXIBLE STRUCTURE OF AN SATELLITE DURING ORBIT TRANSFER.**

Adenilson Roberto da Silva, Luiz Carlos Gadelha de Souza

*Departamento de Mecânica Orbital e Controle, Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais – INPE  
São José dos Campos – CEP 12227 – 010 São José dos Campo, Brasil - adenilson@dem.inpe.br -  
gadelha@dem.inpe.br*

**Abstract**

In this paper, the interaction between the attitude control system and the flexible structure of an artificial satellite during orbit transfer maneuvering has been investigated. The satellite was modeled by a rigid central body with one or more flexible appendages. The dynamics equations were obtained by a Lagrangean approach. The flexible appendages were treated as a clamped-free beam and its displacement was discretized by assumed-mode method. In the satellite transfer maneuver a typical Hohmann procedure and a burn-coast-burn strategy were used, the attitude was controlled by on-off controller. As a result, it was verified that if any jet fire cycling near the fundamental frequency of flexible appendages, a possibility of the interactions between control system and flexible structure can exist which could damage the performance of control system. Therefore, as security, in the control system design a bandwidth with one decade below of first natural frequency of the flexible structure should be used.

**Keyword**

Estruturas Flexíveis, Sistemas de Controle, Transferência de Órbita  
Flexible structures; Control Systems; Orbit Transfer

**1. INTRODUÇÃO**

Estudos da dinâmica e do controle de estruturas espaciais híbridas (corpo rígido mais componentes flexíveis), têm despertado grande interesse na engenharia espacial (Souza, 1992). Devido à diversidade das pesquisas e dos experimentos a serem realizados, estas estruturas estão se tornando cada vez maiores e complexas e com uma demanda cada vez maior no consumo de energia. Assim, o número, bem como as dimensões dos painéis solares, precisam ser aumentados. Entretanto, por questões operacionais, existe um severo vínculo relacionado à massa, o que induz o uso de componentes cada vez mais finos e flexíveis. Estes componentes estão sujeitos à vibrações estruturais, as quais, se não forem devidamente amortecidas, afetam diretamente o desempenho do sistema de controle, bem como a determinação da atitude. Consequentemente, missões que necessitem de um apontamento preciso ou de maior estabilidade podem ser seriamente prejudicadas.

Manobras de transferências e/ou correção de órbita são freqüentes devido à imprecisão dos lançadores e/ou à estratégia de lançamento. Dessa maneira, deve-se efetuar uma transferência de órbita para que o satélite seja colocado na órbita desejada. Um estudo sobre manobras de transferência de órbita podem ser encontradas no trabalho de Lim e Cooper (1990).

2344



Neste trabalho, investigou-se o problema de transferir um satélite com apêndices flexíveis de uma órbita circular inicial para uma órbita circular final. Durante o procedimento de transferência fez-se uma análise geral do comportamento do satélite, tais como: desempenho do sistema de controle, influência da resposta elástica, frequência de disparo do sistema de controle, consumo de combustível e elementos orbitais.

**2. PROCEDIMENTO DE TRANSFERÊNCIA**

Durante o procedimento de transferência, três sistemas de coordenadas diferentes são usados para caracterizar a dinâmica, orientação e localização do satélite na órbita.  $OX_bY_bZ_b$  é o sistema de coordenadas do corpo. Sua origem está no centro de massa do satélite.  $XYZ_{lvh}$  é o sistema de coordenadas de referência orbital, o qual é definido como se segue:  $X_{lvh}$  é o eixo de *roll*, paralelo ao vetor velocidade;  $Z_{lvh}$  é o eixo de *yaw* que está apontando ao centro da Terra e  $Y_{lvh}$  é o eixo de *pitch*, perpendicular ao plano da órbita, completando um sistema de coordenadas Cartesiano destrogiro. Um sistema de coordenadas  $(x_a, y_a, z_a)$  com origem na junção dos componentes flexíveis com o corpo rígido é usado para descrever o movimento elástico e rotacional dos apêndices em relação ao sistema  $OX_bY_bZ_b$ .

Os jatos de gás estão localizados como mostrado na Figura 1. Supondo que o vetor força resultante usado na transferência esteja desalinhado do centro de massa, em relação ao eixo  $Z_b$ , o disparo do jato de gás gerará torque que causará ao corpo rígido movimento de *yaw*. Devido à assimetria poderá causar também movimento de *pitch e roll*.

Como a tolerância da excursão de atitude dos eixos  $XYZ_{lvh}$  é reduzida ( $\pm 3.0^\circ$ ), a frequência de ciclo limite dos disparos dos jatos pode aumentar de modo a se aproximar da frequência fundamental dos painéis. Qualquer ciclo de disparo perto desta frequência poderia causar uma excessiva resposta dinâmica dos painéis. O jato utilizado para transferência fornece uma força de 20 N e os jatos utilizados para correção de atitude fornecem uma força de 1 N cada um.

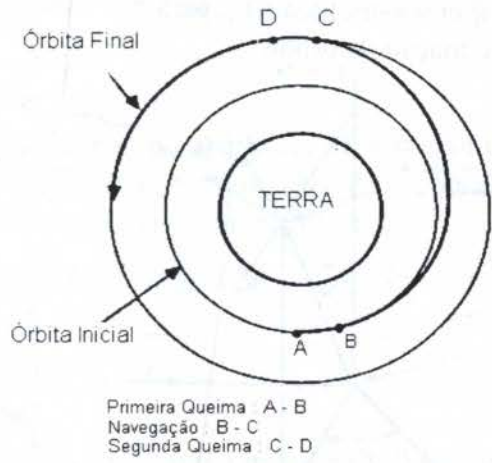
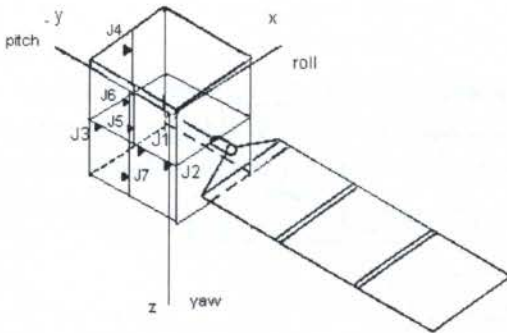


Figura 1 – Localização dos propulsores

Figura 2 – Estratégia de Transferência

Para transferir o satélite da órbita circular inicial para uma órbita final utiliza-se um procedimento *burn-coast-burn* (queima - navegação - queima). Assume-se que as órbitas inicial e final são mantidas num mesmo plano orbital. Como mostrado na Figura 1, o jato de gás ( $J_1$ ) é disparado na direção de transferência a fim de aumentar a velocidade do satélite na direção de seu movimento. Esta primeira queima (*burn*), ocorrerá entre os pontos A para B mostrados na Figura 2 e é longa o bastante para colocar o satélite numa órbita de transferência elíptica, cuja altitude de apogeu está próxima da altitude da órbita final. Uma vez que se tenha obtido velocidade suficiente, o disparo do jato para a transferência é desligado e o satélite

navega (*coast*) até atingir o ponto C, onde a 2ª queima de transferência é inicializada. A 2ª queima é aplicada por um tempo suficiente para colocar o satélite na órbita circular final (arco CD). Na medida que a força do jato de gás é aumentada, as distâncias dos pontos A e B (ou C e D) são reduzidas. O movimento orbital (Greenwood, 1965) do centro de massa do satélite é expresso num sistema de coordenadas esféricas ( $r, \theta, \phi$  - Figura 3), cujo centro está localizado no centro da Terra. Assim, as acelerações na direção dos versores  $e_r, e_\phi$  e  $e_\theta$  são escritas como:

$$\begin{aligned} a_r &= \ddot{r} - r\dot{\theta}^2 - r\dot{\phi}^2 \sin^2\theta = F_r/m_s \\ a_\theta &= r\ddot{\theta} + 2\dot{r}\dot{\theta} - r\dot{\phi}^2 \sin\theta \cos\theta = F_\theta/m_s \\ a_\phi &= r\dot{\phi} \sin\theta + 2\dot{r}\dot{\phi} \sin\theta + 2r\dot{\theta}\dot{\phi} \cos\theta = F_\phi/m_s \end{aligned} \quad (1)$$

onde  $a_r, a_\phi$  e  $a_\theta$  são acelerações do centro de massa na direção dos vetores unitários  $e_r, e_\phi$  e  $e_\theta$ , cuja coordenada  $e_r$  coincide com  $-Z_{lvh}$ ;  $F_r, F_\theta$  e  $F_\phi$  são as forças aplicadas no sistema de coordenadas  $r, \theta, \phi$  e  $m_s$  a massa total do satélite. Considerando a direção dos disparos dos jatos de gás do satélite e a força gravitacional entre a Terra e o satélite, as forças aplicadas podem ser escritas como:

$$\begin{aligned} F_r &= -m_s \frac{\mu}{r^2} \\ F_\phi &= J_1 \cos(\delta) \text{sign}(\dot{\theta}) \\ F_\theta &= J_1 \sin(\delta) \end{aligned} \quad (2)$$

onde a quantidade  $\mu$  é o produto da constante gravitacional universal e a massa da Terra. e  
 $\delta = \text{asin}[\cos(\text{inc})/\sin(\theta)]$ , para  $0 < \text{inc} < \pi/2$  ;  
 $\delta = \text{asin}[\cos(\pi - \text{inc})/\sin(\theta)]$ , para  $\pi/2 < \text{inc} < \pi$ ;  
 $\text{inc}$  = inclinação da órbita.

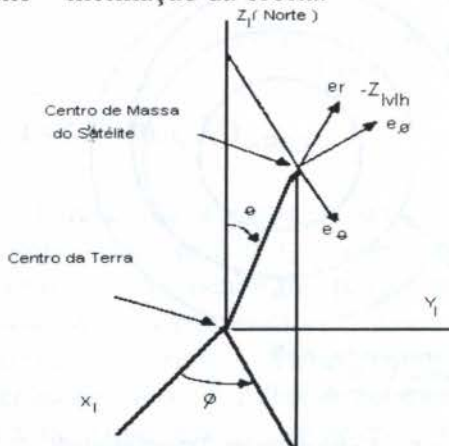


Figura 3 – Sistema de Coord. Esférico

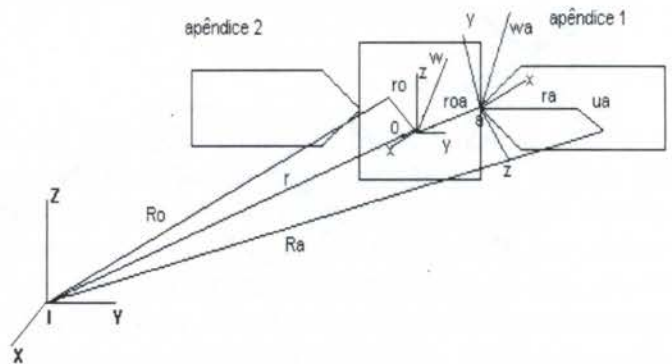


Figura 4 – Corpo rígido e apêndices flexíveis

### 3. MODELAMENTO DO SATÉLITE

As características dinâmicas do satélite são representadas como uma combinação de um corpo rígido e estruturas flexíveis (Flora, 1995).

Neste equacionamento, supõe-se que os torques naturais gerados pelo arrasto atmosférico, radiação solar e resíduos magnéticos são negligenciáveis se comparados com os torques gerados pelos disparos dos jatos de gás durante a manobra de transferência. Desde que a



atitude seja mantida em  $\pm 3.0^\circ$ , a orientação do satélite é representada pela integral no tempo de sua velocidade angular e a influência das mudanças de atitude sobre as forças aplicadas é negligenciável nas Equação 1 (Lim e Cooper,1990).

As equações que descrevem a dinâmica rotacional e os deslocamentos elásticos são obtidas segundo a abordagem Lagrangeana. Deve-se, portanto, determinar as funções energia cinética e energia potencial do sistema. Na discretização (Meirovitch e Kwak,1990) do movimento flexível, utiliza-se o método dos modos assumidos (Meirovitch,1967). Embora o movimento orbital seja determinado pela Equação 1, no cálculo da matriz massa e da matriz rigidez considera-se o movimento de translação. Neste equacionamento, o movimento de rotação dos painéis foi considerado.

Considere-se um sistema constituído por um corpo rígido central ao qual estão ligados  $n$  apêndices flexíveis, conforme mostrado na Figura 4.

As funções energia cinética T e potencial V deste sistema são dadas respectivamente por :

$$T(t) = \frac{1}{2} \int_{m_o} \dot{R}o \cdot \dot{R}o dm_o + \frac{1}{2} \int_{m_a} \dot{R}a \cdot \dot{R}a dm_a, \quad V(t) = \frac{1}{2} \sum_a^n \int_{m_a} EI(w'')^2 dx \quad (3)$$

Da Figura 4, tem-se:

$$R_o = r + r_o, \quad R_a = r + r_{oa} + r_a + u_a \quad (4)$$

Usando o conceito de vetrizes (Hughes, 1986), a partir das Equações(4), a expressão da energia cinética T(t) pode ser escrita (Silva, 1997) como:

$$T(t) = \left\{ \frac{1}{2} \dot{r}' m \dot{r} + \frac{1}{2} \omega' I_o \omega + \dot{r}' C_{xx} S_a' \omega + \dot{r}' C_{xx} \left( \sum_a^n C_{ax}' S_a' \omega_a + C_{ax}' \phi_a \dot{q}_a \right) + \omega' \left( \sum_a^n H_a \dot{q}_a \right) + \omega' \left( \sum_a^n N_a \omega_a + \frac{1}{2} \sum_a^n \omega_a' I_a \omega_a + \frac{1}{2} \sum_a^n \dot{q}_a' (M_a \dot{q}_a + 2\theta_a' \omega_a) \right) \right\} \quad (5)$$

Onde:  
 $I_o$  = matriz de inércia do corpo rígido;  $I_a$  = matriz de inércia do apêndice;  $M_i$  = massa total;  
 $\phi$  = função admissível;  $\omega$  = rotação do corpo rígido;  $\omega_a$  = rotação dos apêndices;  
 $q_a$  =deslocamento elástico;  $C_{ij}$  = matriz de rotação relacionando os referenciais  $i$  e  $j$

$$S_a = \int_{m_a} r_a dm_a, \phi_a = \int_{m_a} \phi_a dm_a; \int_{m_a} \phi' \phi dm_a = M_a, \theta_a = \int_{m_a} r_a \phi_a dm_a \cdot I_a = I_o + \sum_a^n (C_{ax}' I_a C_{ax} - r_{oa}^2 m_a + 2r_{oa} C_{ax}' S_a' C_{ax})$$

$$S_a' = \sum_a^n (r_{oa}' m_a + C_{ax}' S_a' C_{ax}); H_a = r_{oa} C_{ax}' \phi_a + C_{ax}' \theta_a; N_a = r_{oa} C_{ax}' S_a' + C_{ax}' I_a$$

A energia potencial pode ser calculada como um produto interno de energia (Meirovitch, 1980).

$$V(t) = \frac{1}{2} [u_a, u_a] = \frac{1}{2} q_a' [\phi_a, \phi_a] q_a = \frac{1}{2} q_a' K_a q_a \quad (6)$$

onde  $K_a = [\phi_a, \phi_a]$  é a constante de rigidez do sistema.

As Equações (3) na forma matricial podem ser escritas como:

$$T(t) = \frac{1}{2} \dot{X}' M \dot{X}, \quad V(t) = \frac{1}{2} X' K X \quad (7)$$

onde M é a matriz massa e K a matriz rigidez , dadas respectivamente por:

$$M = \begin{bmatrix} m_t & C_{xX}S_t^i & C_{xX}\sum_a^n C_{ax}S_a^i & C_{xX}\sum_a^n C_{ax}\phi_a \\ C_{xX}S_t^i & I_t & \sum_a^n N_a & \sum_a^n H_a \\ C_{xX}\sum_a^n S_a C_{ax} & \sum_a^n S_a C_{ax} & I_a & \sum_a^n \theta_a \\ C_{xX}\sum_a^n \phi_a C_{ax} & \sum_a^n H_a & \sum_a^n \theta_a & Ma \end{bmatrix}; K = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_a \end{bmatrix} \text{ e } K_a = \begin{bmatrix} \phi_{trn} & 0 & 0 \\ 0 & \phi_{tor} & 0 \\ 0 & 0 & \phi_{trn} \end{bmatrix}$$

O vetor X utilizado nas equações (7) é definido por:

$$X = [r \quad \xi \quad \alpha \quad q_a]^T \Rightarrow \dot{X} = [\dot{r} \quad \omega \quad \omega_a \quad \dot{q}_a]^T$$

Com as Equações (7), monta-se o Lagrangeano que inserido na equação dinâmica de Lagrange, permite obter a equação de movimento para o sistema mostrado na Figura 4:

$$M\ddot{X} + KX = 0 \quad (8)$$

A Equação (8) colocada na forma modal de variáveis de estado (Junkins e Kim, 1993) para um modo flexível, é escrita como:

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (9)$$

onde:  $A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -\omega^2 & -2\zeta\omega \end{bmatrix}$ ,  $B = \begin{bmatrix} 0 \\ \psi^T b_c \end{bmatrix}$ ,  $\omega = \text{diag}(\Lambda)$ ,  $\psi = \text{autovetores de } [M, K]$ ,  $b_c = \text{matriz da localização dos atuadores e } \Lambda = \text{autovalores de } [M, K]$ .

A saída deste sistema é dada por:

$$y = Cx$$

onde a matriz C é escolhida de maneira que se tenham as variáveis de controle (ângulos e velocidades angulares) e a influência da componente da parte flexível nas variáveis de controle e deslocamento elásticos.

Considerando que o propósito do sistema de controle durante a manobra de transferência de órbita é manter a atitude em  $\pm 3.0^\circ$  nos três eixos, utilizou-se um controlador do tipo bang-bang (Phillips e Harbor, 1991) tendo como realimentação posição e velocidade angular. A lei de controle é escrita como:

$$\begin{aligned} T_x &= -J_f * \text{sign}(\xi_x + k * \omega_x) \\ T_y &= -J_f * \text{sign}(\xi_y + k * \omega_y) \\ T_z &= -J_f * \text{sign}(\xi_z + k * \omega_z) \end{aligned} \quad (10)$$

onde  $\xi_i$  e  $\omega_i$  representam respectivamente posição e velocidade angular,  $J_f$  o torque de controle fornecido pelo jato de gás e k os ganhos das velocidades angulares, o qual foi determinado através de simulações (Silva, 1997).

#### 4. SIMULAÇÕES

O satélite utilizado nas simulações, tem características estruturais semelhantes às do satélite CBERS (Nunes, 1988). Tem-se como objetivo avaliar a influência das respostas elásticas dos componentes flexíveis nas variáveis de controle (posição e velocidade angular)



quando são acionados os jatos de transferência e de controle de atitude. Na transferência de órbita, o satélite tem sua atitude controlada com respeito ao sistema de coordenadas  $XYZ_{lvh}$ , com máxima excursão de atitude de  $3.0^\circ$  nos 3 eixos. Foram utilizados os seguintes dados nas simulações : raio da Órbita inicial: 7118 Km; raio da Órbita final: 7156 Km; inclinação do Plano Orbital:  $98,5.0^\circ$ ; argumento do Perigeu:  $90.0^\circ$ ; longitude do Nodo Ascendente:  $60.0^\circ$ ; anomalia média:  $0.0^\circ$ ;  $m_t$ : 1400 Kg; massa do painel: 49 Kg; compr. do painel: 6.135 m;

Inicialmente, o satélite se encontra em uma órbita circular quando o jato de transferência é acionado, a excentricidade cresce linearmente durante o período da 1.<sup>o</sup> queima, permanecendo constante no período de navegação. Quando o propulsor de transferência é acionado pela 2.<sup>o</sup> vez(apogeu da órbita elíptica), a excentricidade decresce linearmente, circularizando novamente a órbita (Figura 5). Na Figura 6, mostra-se a variação do semi-eixo maior durante a transferência de órbita. Nota-se que o semi-eixo maior da órbita é linearmente incrementado durante os períodos de queima e que ao final do procedimento de transferência atinge a altitude final especificada. Os demais elementos orbitais, como esperado, permaneceram constantes durante todo o período de transferência.



Figura 5 - Variação da excentricidade

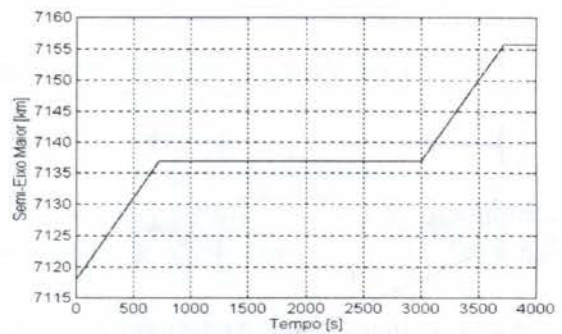


Figura 6 - Variação do semi-eixo maior

Os erros no controle dos eixos de *roll*, *pitch* são mostrados na Figura 7. Estes erros ocorreram devido à influência da flexibilidade, uma vez que nenhum torque foi aplicado nestes eixos; este fato é mostrado na Figura 11. Entretanto, a tolerância de  $\pm 3.0^\circ$  não foi ultrapassada, não ocorrendo nenhum disparo pelo sistema de controle destes eixos.

Devido ao desalinhamento o erro no eixo de *yaw* rapidamente atinge a tolerância de  $\pm 3.0^\circ$ . Inicia-se, desta forma, a seqüência de disparos pelo sistema de controle. As velocidades angulares nos eixos de *roll*, *pitch* e *yaw* são mostradas na Figura 9. Finalmente, na Figura 10 é mostrado o consumo de combustível dos propulsores de transferência e de controle do eixo de *yaw*. O comportamento do apêndice flexível durante a manobra de transferência é mostrado na Figura 12. Nesta figura, verifica-se que, quando o propulsor de transferência é acionado com força aplicada na direção positiva de  $X_b$ , o painel que foi considerado inicialmente em repouso sofre um deslocamento na direção oposta à força aplicada. É importante notar que esta força está desalinhada em 1cm em relação ao eixo de *yaw*, o que gera um torque em torno do eixo  $Z_b$ . Inicia-se, então, uma oscilação com amplitude decrescente até estabilizar (pois o propulsor de transferência é continuamente acionado) em torno de -0.035 m, permanecendo nesta posição durante todo o período em que o propulsor de transferência foi acionado. Nesta figura, pode-se ainda notar que ocorreram pequenas oscilações durante o período de queima devido aos disparos dos propulsores que controlavam a atitude no eixo de *yaw*. Na direção  $Y_b$  não se observou nenhum deslocamento, o que é justificado pelo fato de não se ter nenhuma força aplicada longitudinalmente ao painel. Já na direção  $Z_b$ , observou-se que o painel também inicialmente sofreu oscilações, estabilizando a seguir em torno de -0.02m.



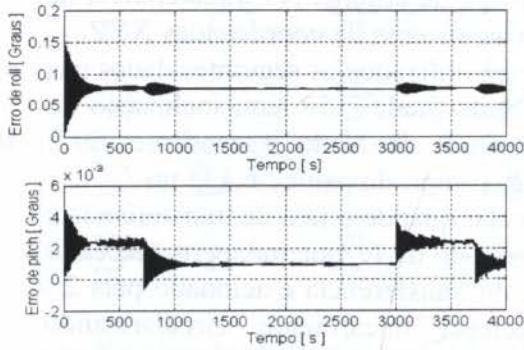


Figura 7 - Erro nos eixos de *roll* e *pitch*.

Este deslocamento ocorre devido à ação da força de atração gravitacional (que variou de 11.27N a 11.4N). Após a estabilização, notaram-se também pequenas oscilações na direção de  $Z_b$ . Este fato é notado no instante em que o propulsor de transferência é ligado ou desligado

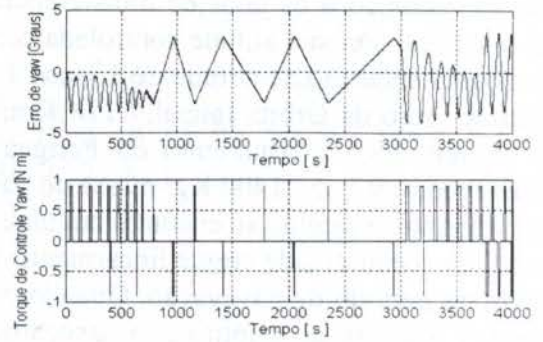


Figura 8- Erro e disparos do controle do eixo de *yaw*

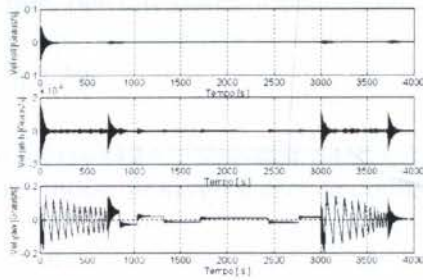


Figura 9 - Velocidades Angulares

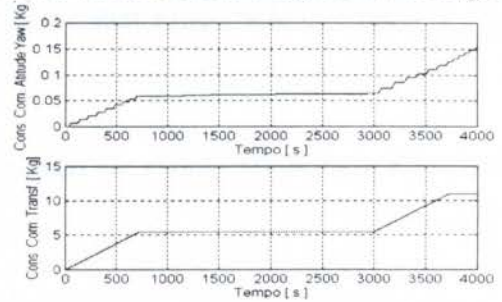


Figura 10 - Consumo de Combustível

As forças e os torques aplicados no corpo rígido do satélite durante a manobra de transferência são mostradas na Figura 13. Nesta figura, verifica-se que somente foi aplicado torque no eixo  $Z_b$ . Este torque é uma combinação do torque devido ao desalinhamento e ao torque aplicado pelo sistema de controle.

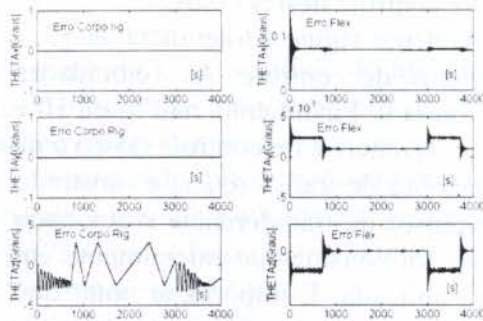


Figura 11 - Influência da Flexibilidade

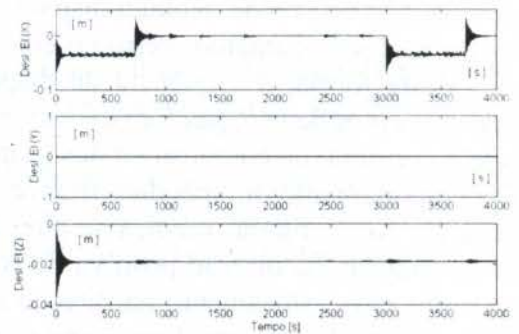


Figura 12 - Deslocamento elástico

## 5. CONCLUSÕES

Uma manobra de transferência do tipo Hohmann, baseada numa estratégia *burn-coast-burn* foi desenvolvida. Modelou-se um satélite constituído por um corpo rígido central e apêndices flexíveis, cujas equações dinâmicas foram obtidas através da abordagem Lagrangeana. Como atuador utilizou-se jatos de gás. Concluiu-se que a resposta elástica dos componentes flexíveis (um ou mais modos) influencia o desempenho do sistema de controle de atitude. A fim de evitar uma interação com o movimento da estrutura (CSI), deve-se projetar um sistema de controle com bandapassante de pelo menos uma década abaixo da



freqüência natural de vibração dos componentes flexíveis. Nas simulações realizadas, a freqüência de disparo ( 0.02 Hz ) foi calculada de uma forma aproximada (Silva,1997), mas permanecendo inferior a freqüência fundamental ( 0.12Hz ) da estrutura. Quanto ao sistema de controle utilizado, a atitude foi mantida dentro dos limites especificados ( $\pm 3.0^\circ$  em relação aos eixos  $XYZ_{lvh}$ ), o que permitiu que a transferência fosse corretamente realizada, sem uma excessiva excitação dos componentes flexíveis.

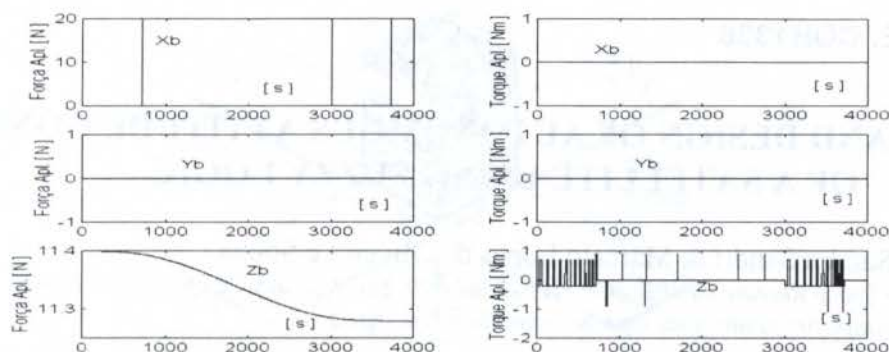


Figura 13 - Forças e Torques aplicados no corpo rígido durante a transferência

## 6-REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. FLORA, A.L., *Projeto de um sistema de controle de atitude de um satélite com apêndices flexíveis pelos métodos LQG/LTR e H infinito* (Dissertação de Mestrado) - Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, São José dos Campos, 1995. 223 p
2. GREENWOOD, D.T., *Principles of Dynamics*, Prentice Hall, N.J., 1965
3. HUGHES, P.C., *Spacecraft Attitude Dynamics*, New York, USA, J. Wiley and Sons, 1986
4. JUNKINS, J. L. e KIM, Y., *Introduction to dynamics and control of flexible structures*, 1993, AIAA, Education Series, ISBN 1-56347-054-3
5. LIM, T. e COOPER, P., *Control/Structure Interaction Study of the Space Station Freedom First Flight Concept During Reboost*, AIAA Paper 90-0747, AIAA 28th Aerospace Sciences Meeting, Jan., 1990/Reno, Nevada.
6. MEIROVITCH, L *Analytical methods in vibrations*, New York, Mcmillan Company, 1967
7. MEIROVITCH, L., e KWAK, M.K. Dynamics and control of spacecraft with retargeting flexible antennas. *Journal of Guidance, Control and Dynamics*, march-april 1990.
8. NUNES, D. *CBERS - Preliminary design of attitude and orbit control system* - São José dos Campos Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, 1988. 47p.
9. SILVA, A. , R., *Estudo do sistema de controle de um satélite artificial durante a fase de transferência orbital e apontamento.*(Dissertação de mestrado). Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais- São José dos Campos- 1997- 83p.
10. SOUZA, L. C. G, *Dynamics and robust control design for a flexible space systems*. Phd thesis Dissertation, Cranfield Institute of Technology , Cranfield, England, 1992
11. PHILLIPHS, C.L. e HARBOR, R. D. , *Feedback control systems*. Prentice Hall International Editions, 1991



PAPER CODE: COB1338

## DYNAMICS AND DESIGN OF AUTONOMOUS ATTITUDE CONTROL OF A SATELLITE USING FUZZY LOGIC

Rodrigo Guerra, Sandra Sandri &amp; Marcelo Lopes de Oliveira e Souza

*National Institute for Space Research-INPE - CP 515, 12201-970, São José dos Campos - SP - Brazil**E-mail: guerra@dem.inpe.br; sandri@lac.inpe.br; marcelo@dem.inpe.br;*

### Abstract

Fuzzy logic has rapidly become one of the most successful of today's technologies for developing sophisticated control systems. With its aid, complex requirements may be implemented in very simple, easily maintained and low cost controllers, suitable for small satellites. The increase of satellite autonomy is a continuing goal for improving its performance and reducing its operations costs. One approach to this autonomy is to use fuzzy logic in the controller, specially under modeling uncertainties, which has several features that make it a useful tool for maneuver automation. This current analysis investigates the use of a fuzzy logic controller to the acquisition and control of rotation of a spin stabilized satellite. It is possible to control the satellite motion around its spin axis through the correct switching of two magnetic coils within specified ranges by fine tuning the fuzzy control set domains and by adapting them automatically to reduce error tolerance. Such controller is currently under development and its effects on the satellite dynamics and control will be discussed and compared with a classic controller in this work. Several advantages were found under this approach, including simplicity, flexibility and robustness.

### Keywords

Fuzzy Logic Control; Satellite Attitude Control; Operational autonomy

### Palavras-chave

Controle Nebuloso; Controle de Atitude de Satélites; Autonomia Operacional

## 1. INTRODUCTION

By the near future, small spacecrafts will be very common to guarantee a fast and simple way to reach the space environment. These satellites will have highly autonomous control systems to attitude, maneuver and orbit control and will be developed quickly with a low cost to meet specific objectives.

A technique to design a simple scheme of an attitude controller is to use fuzzy logic theory Driankov *et al.*(1993) into a control algorithm Guerra *et al.*(1996), Woodard(1996) and Conway *et al.*(1994). This approach, a kind of intelligent control, enhances the reliability and robustness by incorporating knowlegde which cannot be accommodated in an analytical model.

The Fuzzy Logic Controller (FLC) described in this paper was developed and simulated using MATLAB<sup>®</sup>/Simulink with aid of the Fuzzy Logic Toolbox.

It was designed to perform two of four modes of operation of the first brazilian scientific satellite-SACII (see figure 1) which original model with a traditional control technique Shigehara (1972) - that will be loaded into the onboard computer - was developed and



simulated by Prudêncio and Souza (1996) using MATRIXx<sup>®</sup> and was implemented by Barbosa and Souza (1996), using 2 PC computers, one for the controller, and another for the satellite sensors, actuators, dynamics, and its environment. Such model is used to compare the FLC performance with the classic controller under the same conditions.

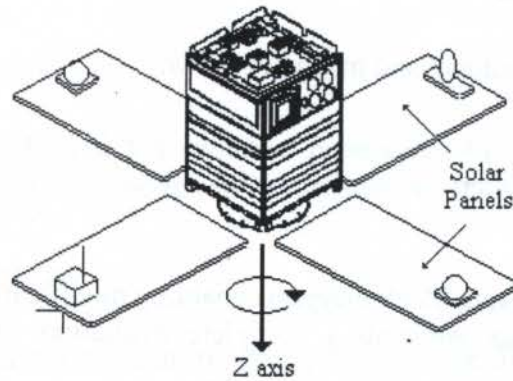


Figure 1 - Orbital configuration of SACI1.

The SACI1 controller must perform 4 distinct modes of operation:

1. Sun acquisition: to point its solar panels (Z axis) towards the Sun;
2. Precession control: to keep its solar panels towards the Sun;
3. Spin up: to increase angular velocity about its major Z axis;
4. Spin control: to maintain the angular velocity  $\omega$  in  $36^\circ/\text{seg}$  or 6 rpm to spin stabilization.

Magnetic coils around the satellite's XYZ axes are fed with constants currents which can be switched in two directions creating a magnetic dipole moment vector  $\mathbf{M}$ . This interacts with the geomagnetic induction field vector  $\mathbf{B}$  to generate a torque  $\mathbf{N}$  given by the cross product below:

$$\mathbf{N} = \mathbf{M} \times \mathbf{B} \quad (1)$$

Even though the direction of  $\mathbf{M}$  can be controlled, the  $\mathbf{B}$  vector is completely dependent on satellite's orbital position. As a result, the  $\mathbf{N}$  will not be always favourable causing unwanted perturbations which must be inhibited by the controller action.

An acceptable control algorithm should maximize the desirable control torque and minimize the disturbing ones, ensuring a rapid time response doing the best control effort that will achieve the results previously established. The proposed controller solved the control constraint problem for SACI1 by choosing the correct magneto-torquer, the polarity and switching instances.

This paper describes a model of the FLC to perform the SACI1's modes of operation numbers 3 and 4.

## 2. SIMULATION MODEL

The project was designed with the following features:

- integration of the spacecraft attitude equations;
- propagation of the spacecraft orbital elements;
- model of the Sun;
- models of the Earth gravitational and magnetic fields;
- models of the sensors;
- models of actuators;
- model of the classic controller;
- model of the FLC;

The model was developed using block diagrams enabling modifications and repairs in any step of the processes and also ensuring a complete avaluation of the model through simulations.

However, the modeling of real dynamics systems with a non-linear behavior has been faced with difficulties, due the great complexity inherent in the mathematical treatment Berenji *et al.*(1993). Although there are many techniques mathematically precise, all project still depends on the designer's ability to make reasonable judgements based on his knowledge. The dynamic model, under which the controller is developed, can be different from the real process leading to imprecisions and aproximations and trying to overcome these problems over the control formulation, a FLC approach was proposed.

## 3. FUZZY LOGIC CONTROLLER

Initially, was considered interesting to study in a formal way the conventional control policy adopted by the SACII's project team in order to create a knowledge base for the FLC. From that previous analysis, was possible to define the functional properties of the FLC such as the rule base responsible by the behavior of the controller considering inputs and outputs interfaces (see figure 2).

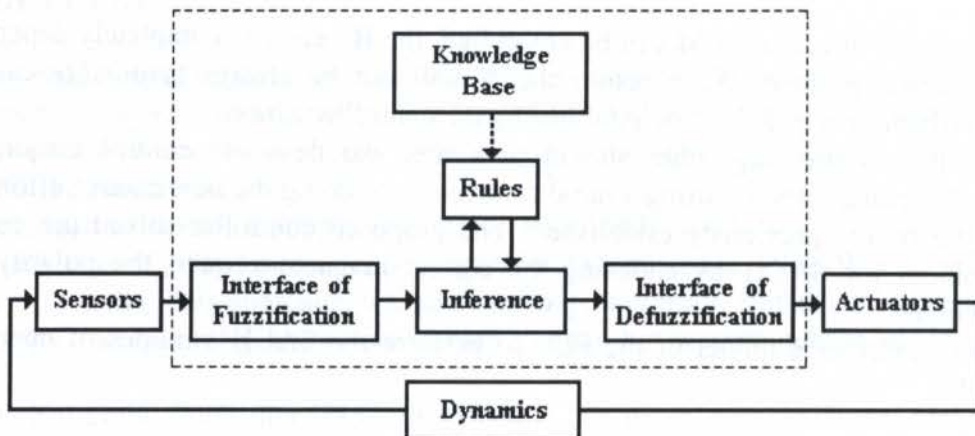


Figure 2 - A typical FLC system.



The controller consists of one MIMO with 3 inputs:  $B_x$ ,  $B_y$  and  $\Delta\omega = \bar{\omega} - \omega$  where the first two are geomagnetic field vector components and the third is the angular velocity error around Z axis with  $\bar{\omega}$  as the set point; and 2 outputs:  $P_x$  and  $P_y$  which represents the polarities of the coils X and Y respectively (see figure 3).

The  $\mathbf{B}$  components  $B_x$  and  $B_y$  come from an estimated torque  $\hat{N}_z$  given by the following expression:

$$\hat{N}_z = M_x \bullet B_y - M_y \bullet B_x \quad (2)$$

that is obtained with the  $M_x$  and  $M_y$  switched positively. As  $M_x$  and  $M_y$  have the same strength ( $4.1 \text{ A/m}^2$ ) the expression above can be rewritten as:

$$\hat{N}_z = M_{x,y} \bullet (B_y - B_x) \quad (3)$$

In order to increase the desired control effort,  $\hat{N}_z$  must be different from zero. It is easy to see from (3) that it only happens when  $|B_x| \neq |B_y|$ . So the FLC must choose the appropriated combinations of signs  $P_x$  and  $P_y$  to avoid this unwanted situation ensuring only an effective torque that will decrease the error  $\Delta\omega$ . Based on that was built on the knowledge base upon which a linguistic rule base was written.

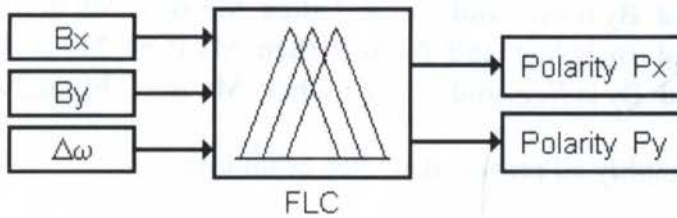


Figure 3 - FLC diagram.

The inference mechanism employed in the FLC is very simple and was derived from the so-called *Larsen's Product Implication Function* Lee(1990) based on the T-norm of the product operation as a fuzzy implication. Then was possible to develop a Fuzzy Inference System (FIS) with regard to the inputs and outputs, its related fuzzy sets and the rule base.

A fuzzy set  $A$  in an universe of discourse  $\Omega$  is characterized by a Membership Function (MF)  $\mu_A : \Omega \rightarrow [0,1]$  and is said to be normalized if  $\exists \omega_0 \in \Omega$  tal que  $\mu_A(\omega_0)=1$ .

Two linguistic terms to each linguistic variable  $B_x$  and  $B_y$  were defined: the positive *Pos* and the negative *Neg*. Each term represents a "fuzzy state" that the linguistic variable, say,  $B_x$  can assume in the associated universe of discourse. To the third input namely,  $\Delta\omega$ , was defined only one linguistic term: the positive *P*. The related membership functions are shown in figures 4a and 4b below.

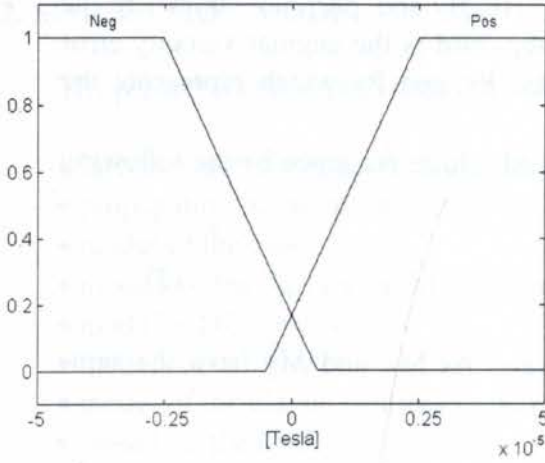


Figure 4a - MF of Bx and By

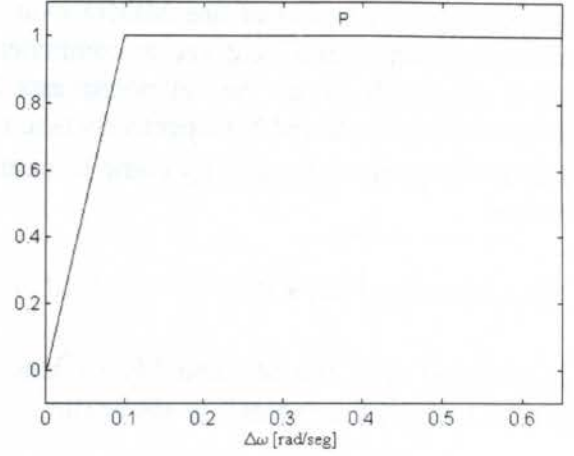


Figure 4b - MF of  $\Delta\omega$

The output variables Px and Py are evaluated into two “crisp” values: +1 and -1 which represents the two possible current directions.

A set of only 4 rules were necessary to cover all combinations (completeness) of the input variables ensuring that there is at least one dominant rule. The rules are the following:

- R<sub>1</sub>: **If Bx is Pos and By is Pos and  $\Delta\omega$  is P then Mx is -1 My is +1**
- R<sub>2</sub>: **If Bx is Neg and By is Pos and  $\Delta\omega$  is P then Mx is -1 My is -1**
- R<sub>3</sub>: **If Bx is Neg and By is Neg and  $\Delta\omega$  is P then Mx is +1 My is -1**
- R<sub>4</sub>: **If Bx is Pos and By is Neg and  $\Delta\omega$  is P then Mx is +1 My is +1**

A generic rule to exemplify all process is written as follows:

$$R_j: \text{If } x_1 = A_{1,j} \text{ and } x_2 = A_{2,j} \text{ and } x_3 = A_{3,j} \text{ then } y = C_j \text{ z} = D_j$$

Hence all combinations of an input variable  $x_i$  are defined as  $x_i^*$  belonging to the domain of the fuzzy set  $A_{i,j}$ . Thus the degree of membership  $\alpha_{i,j}$  of the  $i$ th premise of the  $j$ th rule with the value  $x_i^*$  is:

$$\alpha_{i,j} = \mu_{A_{i,j}}(x_i^*) \quad \forall i,j \quad (4)$$

After all premises of a rule  $R_j$  be evaluated, the probabilist T-norm is used to combine all them through a conjunctive operation  $\alpha_j = (\alpha_{1,j} \bullet \alpha_{2,j} \bullet \alpha_{3,j})$  with  $j=1,4$ . This T-norm ensures that all rules premises contribute to the rule consequent.

Finally the implication operator referred as the Larsen's product implication function connects the  $\alpha_j$  of a rule with its respective fuzzy sets  $C_j$  and  $D_j$ . Therefore, the  $j$ th rule leads to the control decision:

$$\mu_{C'_j}(y) = \alpha_j \bullet \mu_{C_j}(y) \quad \forall j \quad (5)$$

$$\mu_{D'_j}(z) = \alpha_j \bullet \mu_{D_j}(z) \quad \forall j \quad (6)$$

The agregation mechanism used is the Max T-conorm that may be expressed as follows:



$$\mu_{C'}(y) = \max[\mu_{C_1}(y), \mu_{C_2}(y), \mu_{C_3}(y), \mu_{C_4}(y)] \quad (7)$$

$$\mu_{D'}(z) = \max[\mu_{D_1}(z), \mu_{D_2}(z), \mu_{D_3}(z), \mu_{D_4}(z)] \quad (8)$$

To obtain a deterministic control action, a defuzzification strategy is required. The method adopted was the Mean of Maximum (MOM). This strategy generates a control action which represents the mean value of all control actions whose membership functions reach the maximum value. Therefore the most significant value become the crisp control action.

#### 4. SIMULATION RESULTS

To evaluate the performance of the FLC under the dynamic model and to compare it with the conventional controller, several simulations were carried on. In this current work are shown the results concerning the two controllers approach, that were tested under the same initials conditions. These simulations were run in a PC Pentium computer.

The simulations results of angular velocity acquisition around Z axis with  $\omega_0=0.001^\circ/\text{seg}$  as the initial condition are shown in Figures 5a and 5b related to the conventional controller and the FLC respectively.

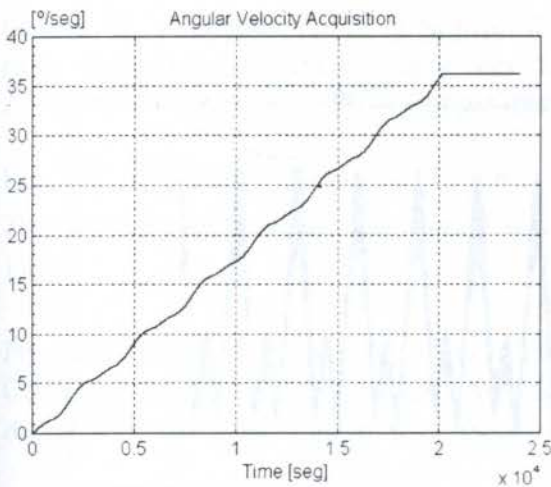


Figure 5a - Conventional controller

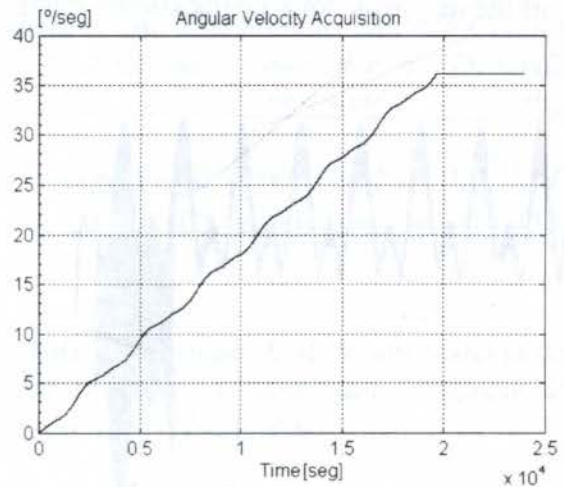


Figure 5b - FLC

It is easy noting from figure 5b that the performance of the FLC is very similar compared with the conventional controller. But it is worth to see that time response of the FLC was slightly superior revealing that the decision inference mechanism worked out accordingly. Important properties of the rule base were verified such as the consistency and interaction ensuring that there are no contradictions among rules antecedents and the related consequents and that all rules are combined properly.

The switching instances of the magnetic coils X and Y during a short period of 2000 seconds can be seen in Figures 6a and 6b related to the conventional controller and the FLC respectively.

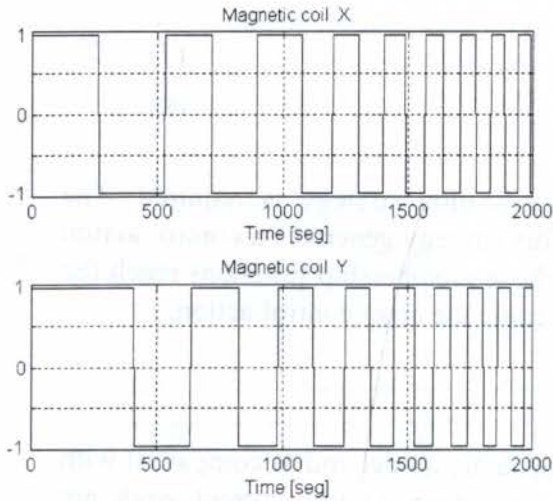


Figure 6a - Conventional controller

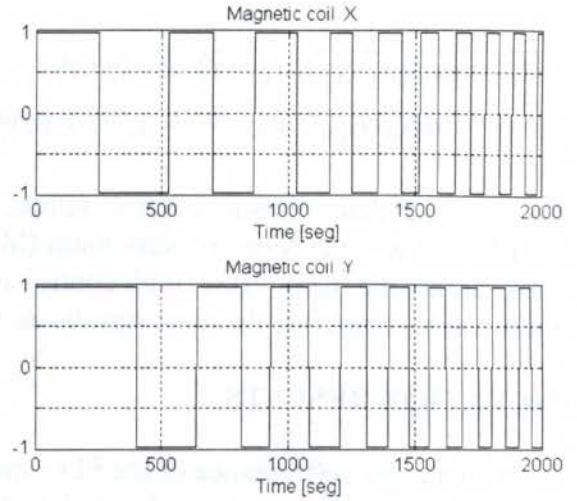


Figure 6b - FLC

To a further analysis of the both controllers, the accumulated effective torque was displayed in Figures 7a and 7b. It can be understood as a straightforward indication of the control effort amount expended by the controllers. Once again the performance of both controllers were very similar, but when the error  $\Delta\omega$  goes to zero the inference mechanism turn off the magnetic coils saving control energy.

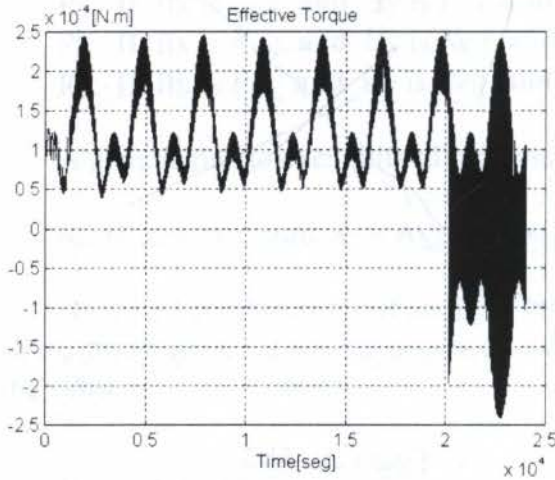


Figure 7a - Conventional Controller

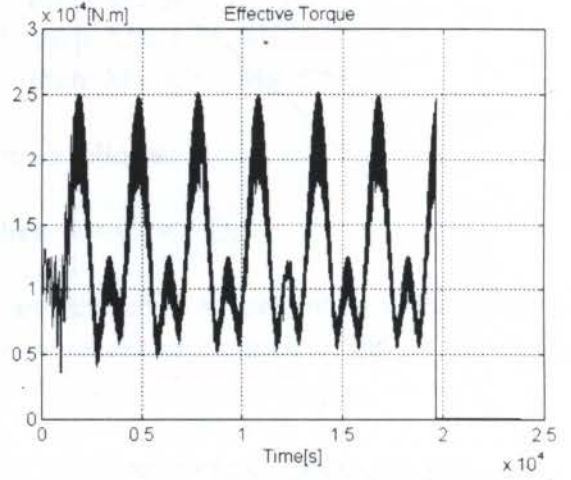


Figure 7b - FLC

## 5. CONCLUSIONS

In this paper, we have analysed two control techniques to the attitude control of the SACII related to the operation modes 3 and 4. We have shown that the FLC designed met successfully the requirements and its performance was compared very well in all aspects with the conventional controller under the same conditions.

Simulations results demonstrated that a slight improvement in spin acquisition achieved with simplicity, flexibility and robustness due the completeness, consistency and interaction of the rule base.



The results presented will be very useful for development of an autonomous FLC to the modes of operation 1 and 2 in a future work enabling this new technology to spacecraft's attitude control applications.

## 6. REFERENCES

Barbosa, D. S. & Souza, M. L. O., Implementação Digital em Tempo Real do Controle Autônomo de Atitude de Satélites Estabilizados por Rotação Via Bobinas Magnéticas, *VIII Colóquio Brasileiro de Dinâmica Orbital, Santos, São Paulo*, november 18 - 22, 1996.

Berenji, H., R., Lea, R., N., Jani, Y., Khedkar, P., Malkani, A. & Hoblit, J., Space Shuttle Attitude Control by Reinforcement Learning and Fuzzy Logic, *IEEE International Symposium on Intelligent Control, Proceedings*, pp. 1396- 1401, 1993.

Conway, D., Sperling, R., Folta, D., Richon, K. & DeFazio, R., Automated Maneuver Planning Using a Fuzzy Logic Algorithm, *NASA Flight Mechanics/Estimation Theory Symposium, Proceeding*, pp. 49-62, 1994.

Driankov, D., Hellendoorn, H. & Reinfrank, M. *An Introduction to Fuzzy Control*, Berlin, Heidelberg, New York, Springer-Verlag, 1993.

Guerra, R., Amoroso, A., L. & Souza, M.L.O., Dynamics and Autonomous Attitude Control of a Spinning Satellite Using Fuzzy Logic, *7<sup>th</sup> International Conference on Dynamic Problems on Mechanics, Proceedings*, march 03 - 07, 1997.

Lee, C. C., Fuzzy Logic in Control Systems: Fuzzy Logic Controller-Part II, *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics*, vol. 20, No. 02, march/april, pp. 419-430, 1990.

Prudêncio, S. V. & Souza, M. L. O., Simulação Digital em Tempo Real de um Sistema de Controle de Atitude Magnético Autônomo de um Satélite, *XI Brazilian Congress of Automatics-CBA, São Paulo, SP, Proceedings, Vol.3*, pp. 1237-1242, 1996.

Shigehara, M., Geomagnetic Attitude Control of an Axisymmetric Spinning Satellite, *Journal of Spacecraft and Rockets*, vol. 09, No. 06, 1972.

Woodard, M., A. Fuzzy Open-Loop Attitude Control for the FAST Spacecraft, *NASA AIAA, Guidance, Navigation and Control Conference, Proceedings, San Diego, CA, July 29-31, 1996*.

\* This work was initially supported by CNPq and later on by Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo-FAPESP





PAPER CODE: COB1339

**SIMULAÇÃO DIGITAL EM TEMPO REAL DE UM SISTEMA DE  
CONTROLE DE ATITUDE MAGNÉTICO AUTÔNOMO DE UM  
SATÉLITE ESTABILIZADO POR ROTAÇÃO/REAL TIME DIGITAL  
SIMULATION OF AN AUTONOMOUS GEOMAGNETIC ATTITUDE CONTROL  
SYSTEM OF A SPIN STABILIZED SATELLITE**

SILVANO VARGAS PRUDÊNCIO & MARCELO LOPES DE OLIVEIRA E SOUZA

*Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais - INPE*

*Cx. Postal 515, CEP 12201-970 - São José dos Campos, SP, Brasil*

*E-mail: silvano@dem.inpe.br; marcelo@dem.inpe.br*

**Abstract**

This work discuss the project and the real time simulation of the Attitude Control Systems-ACS of satellites with geomagnetic attitude control. It has the first Brazilian Scientific Applications Satellite-SACII as application, that will have an autonomous attitude control and will be spin-stabilized with active spin rate and precession control through magnetic torque coil interactions with the geomagnetic field. The work: 1) shows how to use system integrated development tools such MATRIX<sub>x</sub> or MATLAB; 2) shows the mathematical model development with the system dynamics and the controller project and analysis; 3) shows the system closed loop real time simulation process through language C software codification, and 4) shows the simulations done so far.

**Palavras-chave**

Simulation/Simulação, Tempo Real/Real Time, Controle de Atitude/Attitude Control.

**1. INTRODUÇÃO**

O primeiro Satélite de Aplicações Científicas Brasileiro-SACII, ilustrado na Figura 1, será estabilizado por rotação com controle autônomo da velocidade de rotação e da sua precessão, através de bobinas magnéticas interagindo com o campo geomagnético. Em adição, o microsatélite carregará um amortecedor de natação para eliminar o ângulo de natação e manter o eixo de rotação alinhado com o vetor momento angular do satélite. Apresentará ainda como sensores um magnetômetro de três eixos e dois sensores solares analógicos de dois eixos. O controle autônomo da atitude será executado por um computador de bordo. Os principais objetivos do Sistema de Controle de Atitude-SCA são: 1) imprimir velocidade de rotação ao satélite visando estabilizá-lo em torno do eixo de maior momento de inércia (eixo longitudinal, normal ao plano dos painéis solares abertos); 2) a Aquisição do Sol visando apontar o eixo de rotação (painéis solares) para o Sol a partir de uma atitude qualquer após a separação satélite-último estágio do lançador e a abertura dos painéis solares; 3) o Controle de Precessão para manter o apontamento para o Sol com uma precisão em torno de  $\pm 2^\circ$  e 4) o Controle da Velocidade de Rotação para manter a velocidade de rotação em torno da velocidade nominal ( $6 \pm 1$  rpm) e garantir a rigidez giroscópica associada à estabilização por

2393



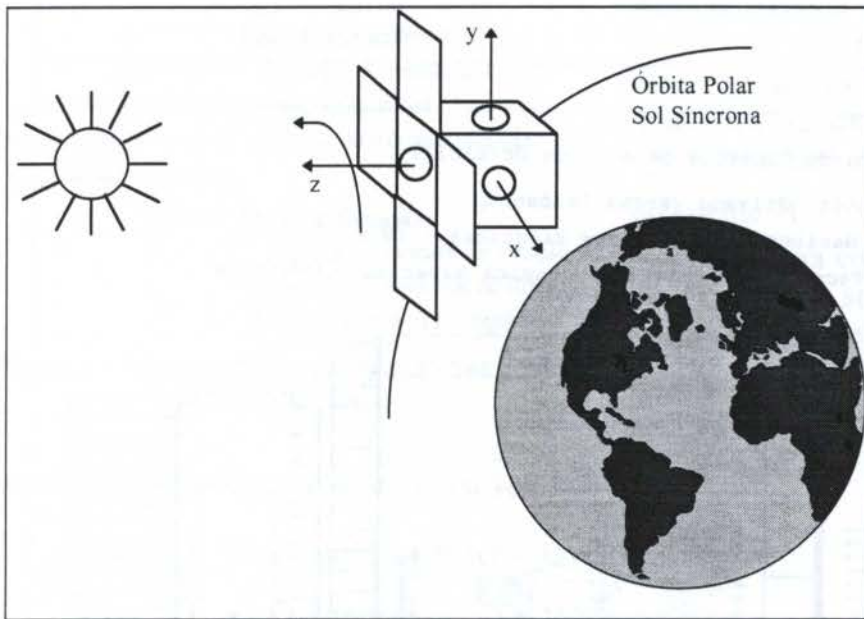


Figura 1 - Configuração do satélite SACI1 em órbita com os painéis solares abertos e o eixo de rotação z apontado para o Sol.

rotação. Este trabalho tem como objetivo mostrar o projeto e sobretudo a simulação em tempo real de SCAs autônomos de satélites artificiais com controle de atitude magnético tendo como aplicação o satélite SACII, utilizando o ambiente de desenvolvimento MATRIX<sub>x</sub>.

## 2. DESENVOLVIMENTO DOS MODELOS E SUA ESTRUTURA HIERÁRQUICA

Para o desenvolvimento do SCA (Prudêncio e Souza, 1996) do SACII o dividimos em módulos funcionais a fim de realizarmos simulações que validem os algoritmos que representam os seus diversos modelos.

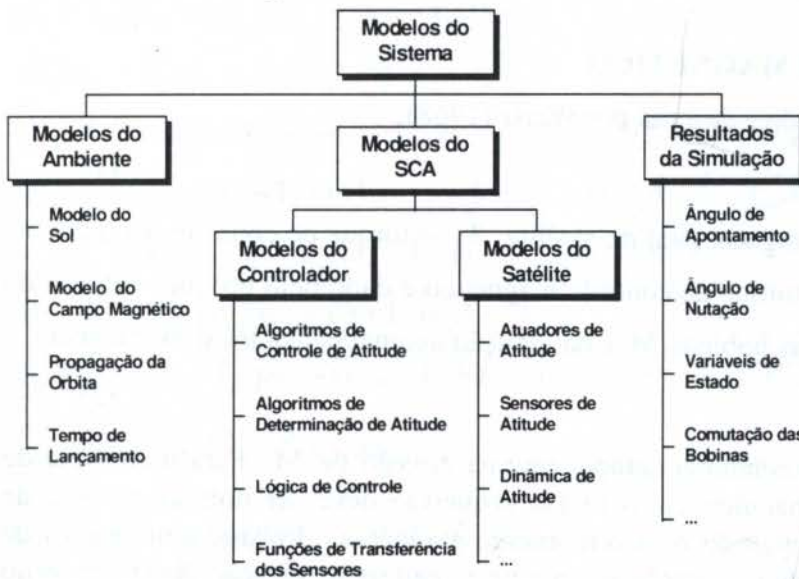


Figura 2 - Organização dos modelos mostrando a estrutura hierárquica do sistema.

Dividimos os Modelos do Sistema em uma forma hierárquica (conforme ilustrado na Figura 2) constituída de três partes principais:

1. Modelos do Ambiente
2. Modelos do SCA
3. Modelos dos Resultados das Simulações

Esta organização propicia a realização da simulação completa em malha fechada do SCA. Na Figura 3 mostramos o diagrama de blocos do sistema em malha

fechada, realizado no SystemBuild (Integrated Systems Inc. 1994a), a partir do qual as simulações são realizadas e também o código fonte é gerado. Prudêncio (1997) detalha os diversos módulos que compõem a hierarquia do sistema.

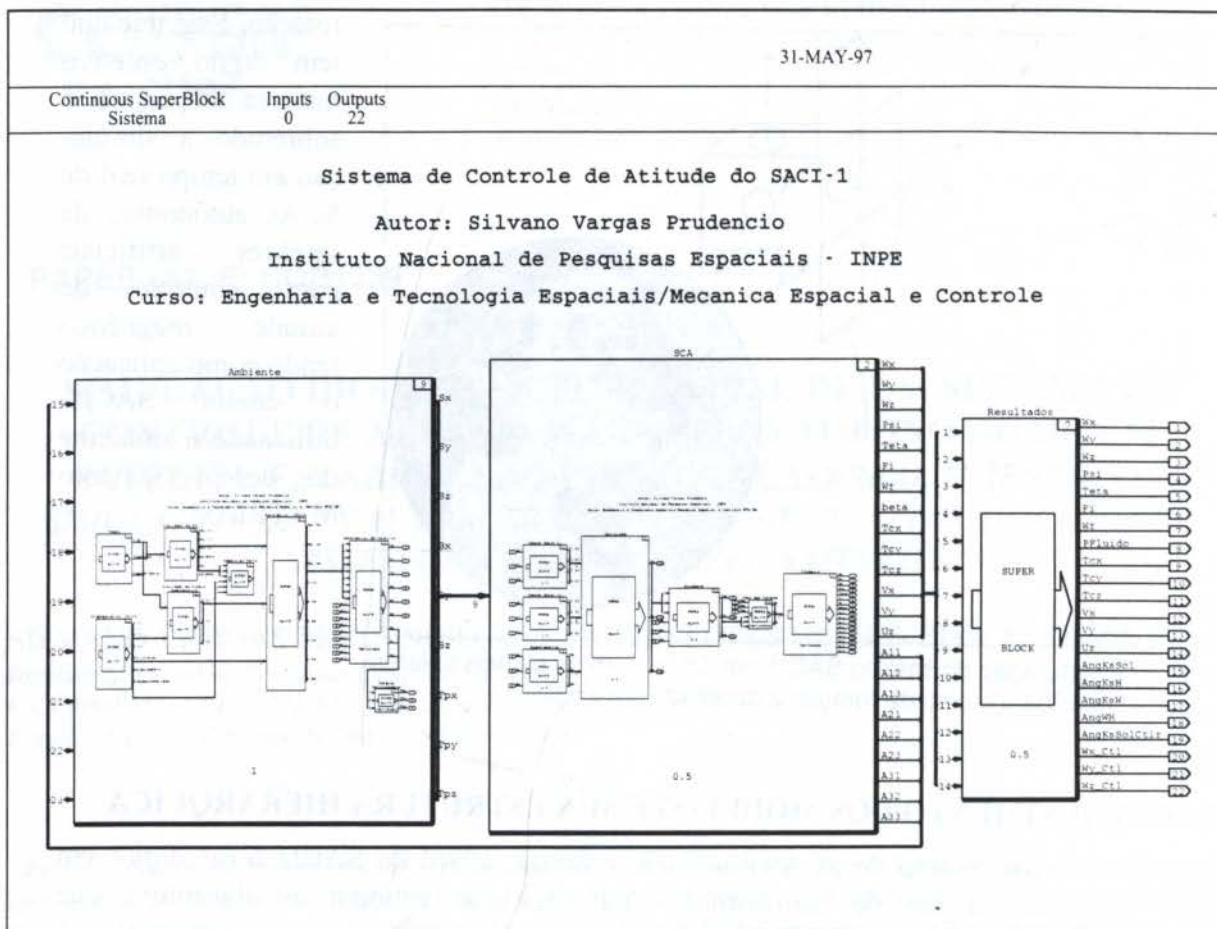


Figura 3 - Diagrama de blocos do sistema em malha fechada.

### 3. CONTROLE DE ATITUDE MAGNÉTICO

A dinâmica de um corpo rígido é descrita por Wertz (1968),

$$d\vec{H}/dt = \vec{T}_C + \vec{T}_P \quad (1)$$

onde  $\vec{H}$  representa o momento angular total do satélite,  $\vec{T}_C$  o torque de controle magnético e  $\vec{T}_P$  os torques perturbadores. O torque de controle magnético é dado pelo produto vetorial do momento de dipolo magnético das bobinas  $\vec{M}$  e da indução geomagnética local  $\vec{B}$ , ou seja

$$\vec{T}_C = \vec{M} \times \vec{B} \quad (2)$$

Assim, este torque não tem nenhuma componente na direção de  $\vec{M}$ . Para o controle de aquisição de atitude e de sua manutenção, o torque requerido deve ser normal ao eixo de rotação. Este torque deve ser requerido com o momento magnético alinhado com o eixo de rotação. Para imprimir velocidade de rotação ao satélite e realizar a correção desta em torno da velocidade nominal o torque deve estar alinhado com o eixo de rotação. Isto pode ser conseguido com o momento magnético do plano de rotação. Para o SACII duas bobinas de torques serão colocadas na parte lateral do satélite com os eixos de momento magnético paralelos aos eixos x e y do satélite, respectivamente. Estas bobinas são denominadas "bobinas do plano de rotação" e proverão um momento magnético  $V = 4 \pm 1.0 \text{ Am}^2$  no sentido positivo ou negativo. A terceira bobina será paralela ao eixo-z (eixo de rotação), é denominada "bobina do eixo de rotação" e proverá um momento magnético de  $U = 8 \pm 1.0$



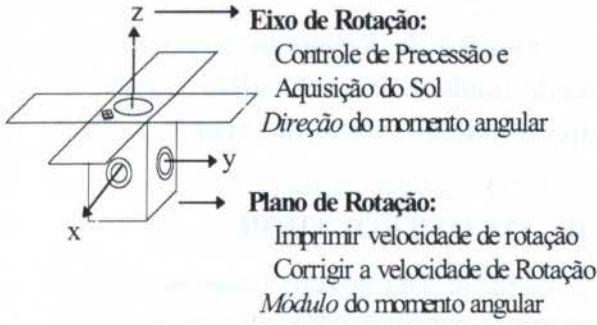


Figura 4 - Representação da atuação das bobinas magnéticas.

eixo de rotação (colinear com  $\vec{i}_s$  e/ou  $\vec{j}_s$ ), assim:

$$\vec{M} = \begin{cases} U \cdot \vec{k}_s & \text{para controlar a direção do eixo de rotação} \\ V \cdot \vec{i}_s & \text{para controlar a velocidade de rotação} \end{cases} \quad (3)$$

As equações dinâmicas do satélite SACII levam em consideração a presença de um amortecedor de nutação, constituído de um anel oco parcialmente preenchido com um líquido viscoso. Assim, a equação (1) na forma de suas componentes fica (Fonseca, 1995):

$$(I_x + I_{xf})\dot{\omega}_x + [(I_z - I_y) + (I_{zf} - I_{yf})]\omega_y\omega_z - I_{xy}\dot{\omega}_y - I_{xzf}(\dot{\omega}_z + \ddot{\beta}) + I_{az}\ddot{\beta} + \dot{I}_x\omega_x - \dot{I}_{xyf}\omega_y - \dot{I}_{xzf}(\omega_z + \dot{\beta}) + \quad (4.a)$$

$$+ I_{yz}(\omega_z^2 - \omega_y^2) + I_{xy}\omega_x\omega_z - I_{xz}\omega_x\omega_y + I_{yz}\omega_z\dot{\beta} + (I_{zf} - I_{ax})\omega_y\dot{\beta} = N_x$$

$$(I_y + I_{yf})\dot{\omega}_y + [(I_x - I_z) + (I_{xf} - I_{zf})]\omega_x\omega_z - I_{xyf}\dot{\omega}_x - I_{yzf}(\dot{\omega}_z + \ddot{\beta}) + \dot{I}_{yf}\omega_y - \dot{I}_{xyf}\omega_x - \dot{I}_{yzf}(\omega_z + \dot{\beta}) + \quad (4.b)$$

$$+ I_{xzf}(\omega_x^2 - \omega_z^2) + I_{yzf}\omega_x\omega_y - I_{xyf}\omega_y\omega_z + (I_{az} - I_{xzf})\omega_z\dot{\beta} - (I_{zf} - I_{ax})\omega_x\dot{\beta} = N_y$$

$$(I_z + I_{zf})\dot{\omega}_z + [(I_x - I_y) + (I_{xf} - I_{yf})]\omega_x\omega_y + (I_z - I_{ax})\ddot{\beta} - I_{xzf}\dot{\omega}_x - I_{yzf}\dot{\omega}_y + \dot{I}_{zf}\omega_z + (\dot{I}_z + \dot{I}_{ax})\dot{\beta} - \dot{I}_{xzf}\omega_x - \dot{I}_{yzf}\omega_y + I_{xyf}(\omega_y^2 - \omega_x^2) + \quad (4.c)$$

$$+ [I_{xzf}\omega_y - I_{yzf}\omega_x](\omega_z + \dot{\beta}) + I_{az}\omega_y\dot{\beta} = N_z$$

$$m_f R^2 \ddot{\beta} + (I_{zf} - I_{ax})\dot{\omega}_z - (I_{xzf} - I_{az})\dot{\omega}_x - I_{yzf}\dot{\omega}_y - (\dot{I}_{zf} - \dot{I}_{ax})\omega_z - \dot{I}_{xzf}\omega_x - \dot{I}_{yzf}\omega_y + \quad (4.d)$$

$$- \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial \beta} (I_{xf}\omega_x^2 + I_{yf}\omega_y^2 + I_{zf}\omega_z^2) + \quad (4.d)$$

$$- \frac{\partial}{\partial \beta} \{ [(I_{zf} - I_{ax})\omega_z - I_{xzf}\omega_x - I_{yzf}\omega_y] \dot{\beta} - I_{yzf}\omega_y\omega_z - I_{xzf}\omega_x\omega_z - I_{xyf}\omega_x\omega_y \} = Q_\beta$$

onde:  $N_x, N_y, N_z$  são os torques perturbadores mais os torques de controle ao longo dos eixos principais de inércia;  $\omega_x, \omega_y, \omega_z$  e  $I_x, I_y, I_z$  são as componentes do vetor velocidade angular e os momentos principais de inércia do satélite respectivamente; o índice  $f$  refere-se ao fluido;  $I_{xy}, I_{xz}, I_{yz}$  são produtos de inércia,  $I_{ax}, I_{az}$  são contribuições do desvio do anel do amortecedor de nutação aos momentos de inércia e  $Q_\beta$  é o torque de amortecimento da nutação dado por:

$$Q_{\beta} = c_d R \dot{\beta} \quad (5)$$

onde o coeficiente de amortecimento,  $c_d$ , envolve o número de Reynolds, a viscosidade cinemática do fluido, os parâmetros do anel e a massa do fluido.  $\dot{\beta}$  é a velocidade angular do fluido em relação ao anel. O coeficiente de amortecimento varia de acordo com a característica do fluxo do fluido dentro do anel.

#### 4. ALGORITMOS DE CONTROLE DE ATITUDE - O CONTROLADOR

Consideraremos, agora, a derivação de uma lei de controle para governar a polaridade do momento de dipolo. Utilizamos uma lei de controle proposta por Shigehara (1972) e utilizada, também por Ferreira e Cruz (1991) na missão SCD, a qual é derivada a partir de uma condição de estabilidade assintótica. Esta lei chamada “função de comutação”, realiza um torque de controle efetivo máximo e um torque transverso mínimo, agindo como um controle “bang-bang”. Esta lei nos permite realizar tanto o controle do eixo de rotação como o controle da velocidade de rotação.

##### 4.1. Controle da direção do eixo de rotação

Para o controle da direção do eixo de rotação o estado final desejado  $\vec{H}_f$ , em termos do momento angular, é dado por  $\vec{H}_f = I_z \cdot \Omega \cdot k_f$  onde  $k_f$  é o versor na direção do Sol, que representa a direção desejada do eixo de rotação;  $\vec{\Omega} = (\omega_x, \omega_y, \omega_z)$  e  $\vec{H} = \omega_x \cdot I_x + \omega_y \cdot I_y + \omega_z \cdot I_z$  é o vetor momento angular real do satélite. A diferença entre  $\vec{H}_f$  e  $\vec{H}$  é considerada o vetor erro  $\vec{E} = \vec{H}_f - \vec{H}$ . O objetivo principal é reduzir o erro  $\vec{E}$  para zero.

A taxa de mudança no tempo do erro é:

$$\frac{d}{dt} \vec{E} = -\vec{T}_c = -U \cdot (\vec{k}_s \times \vec{B}) \quad (6)$$

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} \vec{E}^2 = -U \cdot \vec{E} \cdot (\vec{k}_s \times \vec{B}) \quad (7)$$

A condição de estabilidade assintótica para  $\vec{E}$  é  $\frac{d}{dt} \vec{E}^2 \leq 0$ . Assim, isto produz o critério de controle  $U \cdot \vec{E} \cdot (\vec{k}_s \times \vec{B}) \geq 0$

Assumindo que U age de maneira a um “bang-bang” e definindo a função de comutação

$$\mu_1 = \vec{E} \cdot (\vec{k}_s \times \vec{B}) \quad (8)$$

então, os critérios de controle para governar a polaridade de U são expressos como:

$$U = \begin{cases} \alpha^2, & \text{para } \mu_1 > 0 \\ -\alpha^2, & \text{para } \mu_1 < 0 \end{cases} \quad (9)$$

A polaridade do momento de dipolo da bobina do eixo de rotação deve ser selecionada de acordo com o sinal da função de comutação para que a magnitude do erro decresça. Assim, a orientação desejada pode ser alcançada a partir de uma atitude inicial qualquer.

##### 4.2. Controle da velocidade de rotação

Para o controle da velocidade de rotação fazemos uso das bobinas magnéticas do plano de rotação cujos eixos são ortogonais ao eixo de rotação. A lei de controle é deduzida a partir da



mesma análise onde  $\vec{E} = \vec{H}_f - \vec{H}$ , e  $\vec{H}_f = I_z \cdot \Omega_f \cdot \vec{k}_s$  e  $\Omega_f$  é a velocidade de rotação nominal desejada do satélite (6 rpm para o SAC11) e

$$\mu_2 = \vec{E} \cdot (\vec{i}_s \times \vec{B}) \quad (10)$$

é a função de comutação para governar a polaridade do momento de dipolo  $V$

$$V = \begin{cases} \beta^2, & \text{para } \mu_2 > 0 \\ -\beta^2, & \text{para } \mu_2 < 0 \end{cases} \quad (11)$$

## 5. SIMULAÇÃO EM TEMPO REAL

Para a realização da simulação em tempo real do SCA utilizamos um gerador automático

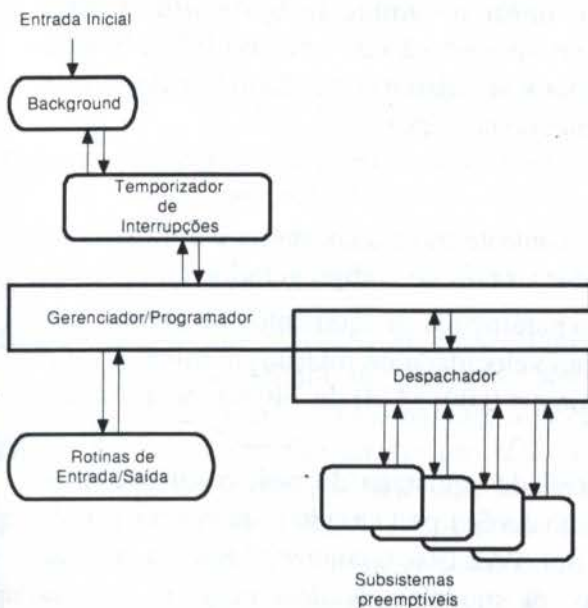


Figura 5 - Componentes do Programa de Aplicação em Tempo Real.

de códigos o AutoCode (Integrated Systems Inc. 1994b), do ambiente MATRIXx. Segundo este, "o programa de aplicação em tempo real gerado consiste de chamadas a uma rotina de tempo-crítico (o gerenciador/programador), um despachador reentrante, um ou mais subsistemas preemptíveis, funções de entrada e saída, um temporizador de interrupções e uma função de "background" reentrante, conforme ilustrado na Figura 5. As características das rotinas principais que compõem o programa de aplicação são:

1. *Gerenciador/Programador (Manager/Scheduler)*. O gerenciador/programador é uma rotina de tempo-crítico que executa funções de entrada/saída externa para o programa de aplicação, toma conta da organização das tarefas e gera uma lista de despachos para os subsistemas que estão prontos para serem executados.

2. *Despachador (Dispatcher)*. O despachador despacha os subsistemas que estão prontos para serem executados, a partir da lista de despachos, em uma ordem de prioridade. Os subsistemas de mais alta prioridade são despachados primeiro.

3. *Subsistemas*. Os subsistemas contêm os códigos correspondentes aos algoritmos dos modelos dos sistemas. Eles implementam atividades em tempo real aceitando entradas e colocando saídas, em tempos derivados das razões de amostragem dos modelos do sistema, sob o controle do gerenciador/programador.

4. *Rotinas de Entrada/Saída*. A função principal das rotinas de E/S é prover entrada de dados para a aplicação em tempo real a todo ciclo do programador e prover as saídas calculadas por ele.

5. *Temporizador de Interrupções (Timer Interrupt Handler)*. O temporizador de interrupções chama (ou invoca) o gerenciador/programador a um intervalo de tempo especificado. Esta rotina não é necessária se a simulação não requisitar tempo real.

6. *Função de "Background"*. A função de "background" executa tarefas de tempo-não-crítico, quando o processador está em tempo ocioso, tais como auto-diagnóstico ou



atualização das saídas do monitor; sua qualificação essencial é ser interruptível. Para simulações no “host” ela meramente chama o gerenciador/programador”.

## 6. IMPLEMENTAÇÃO E TESTES EM HARDWARE

Nesta fase os componentes do SCA podem ser implementados diretamente em hardware, conforme descrito em Milani (1993). O controlador (leis de controle) simulado em tempo real pode ser implementado em hardware e através das análises dos testes pode-se modificar o controlador para atender os requisitos de tempo e quantização do computador digital. Dados empíricos em tempo real podem ser coletados dos testes e então analisados. As características e o processo de implementação em Hardware do SCA tendo como aplicação o microsatélite SACII são encontradas em Barbosa e Souza (1997).

A simulação em tempo real foi alcançada em grande parte através da utilização de um gerador automático de códigos, o AutoCode. Este produziu um código em linguagem C para o SCA autônomo do SACII modelado de forma não linear no ambiente SystemBuild. Este código, após compilado e “linkado”, foi executado em uma estação de trabalho HP/730. Este foi posteriormente dividido em duas partes (controlador e simulador) e migrado por Barbosa e Souza (1997) para um ambiente de 2 PCs e neste simulado com êxito.

## 7. RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES

De forma a mostrar a exequibilidade das leis de controle mostradas acima e aplicadas ao SCA realizamos uma simulação digital por computador através do código gerado.

O modelo de satélite SACII utilizado tem como parâmetros os momentos de inércia  $I_x = 3.0486 \text{ Am}^2$ ,  $I_y = 3.1334 \text{ Am}^2$  e  $I_z = 4.0904 \text{ Am}^2$ ; uma velocidade de rotação nominal  $\Omega_r = 6 \text{ rpm}$ ; uma órbita elíptica quase circular (excentricidade  $e = 0.0015474$ ) de 740 km de altitude e inclinação  $i = 98.53^\circ$ .

Na fase nominal de operação, após a fase inicial de aquisição do Sol, o satélite deve apontar os painéis solares (eixo de rotação) na direção do Sol prevenindo a deriva na atitude devido ao movimento relativo da Terra ao redor do Sol. Para isto, o conhecimento da posição do Sol é necessário na simulação. Na simulação, os modelos de dois sensores solares analógicos, desenvolvido por Dias (1995) e constituídos por quatro células solares, são usados para detectar o Sol e informar sua posição para o computador de bordo. A quantidade de decaimento da velocidade de rotação após esta ter atingido o seu valor nominal é estimada ser muito pequena requerendo apenas uma correção esporádica.

A Figura 6 mostra o ângulo de apontamento real (definido como sendo o ângulo entre o eixo de rotação e a direção do Sol) e o medido pelo sensor solar, mostrando que o satélite alcança a atitude desejada partindo de uma condição inicial qualquer. Mostra também que ao passar na sombra da Terra (35% do período orbital) o ângulo medido pelo sensor é mantido com o último valor lido. Na fase de rotina o controle é desligado quando o desvio angular chega a  $1^\circ$  e é acionado novamente, por exemplo, em  $2^\circ$ . Na Figura 7 temos as correspondentes componentes do vetor velocidade angular do satélite onde vemos que a velocidade atinge 6 rpm em torno do eixo z iniciando como uma rotação baixa  $\omega_z = 0.01 \text{ rpm}$ .

## 8. CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou resultados satisfatórios, através da utilização de uma lei de controle “bang-bang” chaveada através de uma “função de comutação”.

Agora, os algoritmos referentes ao controlador do SCA estão sendo transferidos por Prudêncio (1997) para a linguagem de programação OCCAM II do Transputer T805 (plataforma de destino), que é o computador de bordo do SACII.



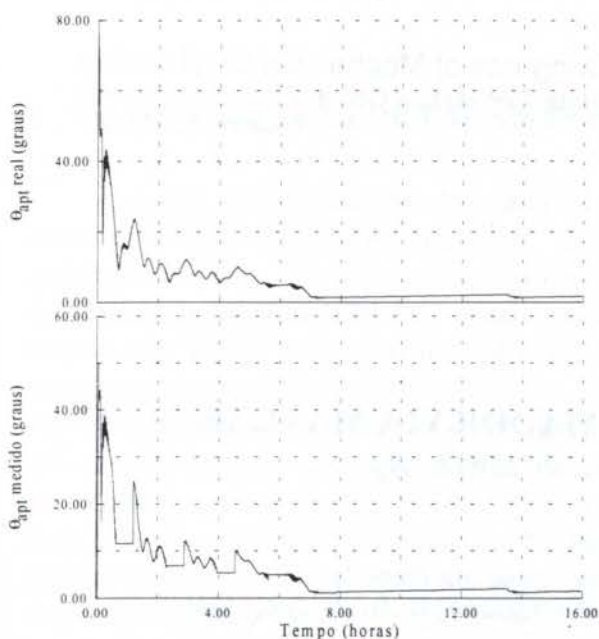


Figura 6 - Ângulos de apontamento real e medido pelo sensor.

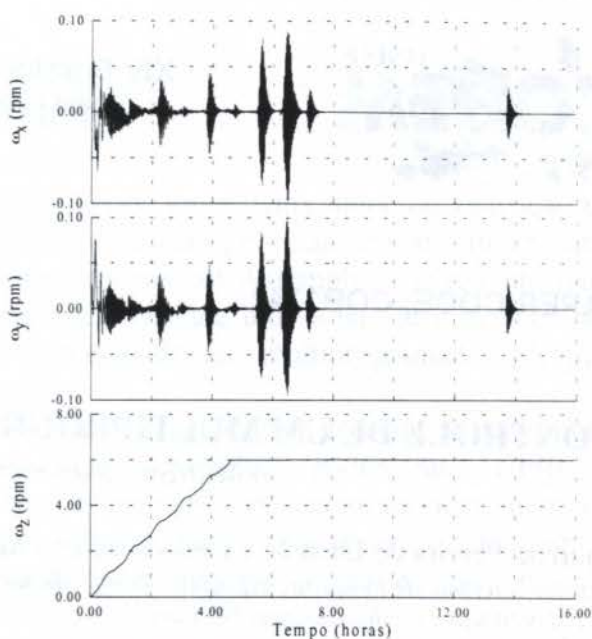


Figura 7 - Componentes do vetor velocidade angular.

## 9. REFERÊNCIAS

- BARBOSA, D. S.; SOUZA, M. L. O. Implementação Digital em Tempo Real do Controle Autônomo da Atitude de Satélites Estabilizados por Rotação Via Bobinas Magnéticas. *Anais do XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, Bauru, São Paulo, 1997.
- DIAS, J. *Preliminary Design Review-PDR of Analog Sun Sensor of SAC11*. Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais-INPE, São José dos Campos, São Paulo, 1995.
- FERREIRA, L.D.D.; CRUZ, J.J. Attitude and spin rate control of a spinning satellite using geomagnetic field. *Journal of Guidance*, v. 14, n. 1, 1991, p. 216-218.
- FONSECA, I. M. *Preliminary Design Review-PDR of Attitude Control System of SAC11*. Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais-INPE, São José dos Campos, São Paulo, 1995.
- SHIGEHARA, M. Geomagnetic Attitude Control of an Axisymmetric Spinning Satellite. *Journal of Spacecraft and Rockets*, v. 9, n. 6, 1972, p. 391-398
- Integrated Systems, Inc. *SystemBuild User's Guide*, Part Number 000-0051-003, Santa Clara, CA, 1994a.
- Integrated Systems, Inc. *AutoCode User's Guide*, Part Number 000-0066-002, Santa Clara, CA, 1994b.
- MILANI, P. G. A New Architecture for the Simulation and Testing of Satellite Attitude and Orbit Control System, Hardware and Software Description. *Proceedings of the 12th World Congress of International Federation of Automatic Control-IFAC*. Sydney, Australia, 1993.
- PRUDÊNCIO, S. V.; SOUZA, M. L. O Simulação Digital em Tempo Real de um Sistema de Controle de Atitude Magnético Autônomo de um Satélite Estabilizado por Rotação. *Anais do XI Congresso Brasileiro de Automática-CBA*, vol.3, pp.1237-1242, São Paulo, 1996.
- PRUDÊNCIO, S. V. Simulação Digital em Tempo Real de um Sistema de Controle de Atitude Autônomo. Dissertação de Mestrado em Engenharia e Tecnologia Espaciais/Mecânica Espacial e Controle-ETE/CMC (em conclusão). *Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais - INPE*, São José dos Campos, SP, Brasil, 1997.
- WERTZ, J. R. Spacecraft Attitude Determination and Control. London, D.Reidel, *Astrophysics and Space Science Library*, v. 73, 858p., 1978.





PAPER CODE: COB1342

## CONTROLE DE UM MULTIPROGRAMADOR VIA MATLAB/*Controlling a Multiprogrammer using MATLAB*

Lourival Pereira de Lima Jr. e Paulo Giacomo Milani

*Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, Divisão de Mecânica Espacial e Controle*

*12.201-970 São José dos Campos, SP. Caixa Postal 515, fone:(012)325.6181, fax: (012)325.6226*

*e-mail: milani@dem.inpe.br*

### Abstract

This work presents the software for the command of an interface between a Multiprogrammer STD-85MP (a data acquisition system) and the MATLAB software. The communication between the multiprogrammer and the host computer (in this case an IBM-PC) is done through a GPIB bus. Many different routines have been developed, at least one for each kind of multiprogrammer card available. The implemented routines in the form of MEX-files were developed in FORTRAN. The syntax of the commands follows the syntax used in MATLAB. The objective of this implementation is to simplify the development of software for the control of experiments in the Physical Simulation Laboratory of the Space Mechanics and Control Division - DMC of INPE. This tool facilitates the development of software at the same time that it brings the experiment data into the powerful analysis and graphical environment of MATLAB.

### Keywords

Physical Simulation, Software, Device Driver, Hardware in the Loop/Simulação Física, Software, Acionador de Dispositivos, Hardware na Malha

## 1 INTRODUÇÃO:

Neste trabalho apresenta-se a descrição de um software de comando de uma unidade de aquisição de dados, um Multiprogramador STD - 85MP, pelo software MATLAB. A comunicação entre o multiprogramador e o computador hospedeiro, no caso um IBM-PC, é feita por intermédio de um barramento GPIB. Isso não impede que as rotinas sejam adaptadas para placas de aquisição de dados colocadas no próprio barramento interno do computador, pelo contrário, isso seria uma situação desejável. Foram elaboradas diversas rotinas diferentes, pelo menos uma para cada tipo de cartão de entrada ou saída de dados do multiprogramador. As rotinas implementadas na forma de arquivos tipo MEX foram codificadas em FORTRAN. A sintaxe dos comandos segue o padrão das funções do MATLAB. O objetivo da presente implementação é facilitar sobremaneira o desenvolvimento de softwares para controlar experimentos no Laboratório de Simulação Física da DMC, através de uma interface amigável e bastante conhecida, além de permitir um armazenamento automático dos dados. O presente trabalho facilita muito a utilização do Multiprogramador STD-85MP como ferramenta do laboratório da DMC, trazendo os dados dos experimentos para o poderoso ambiente gráfico e de análise do MATLAB.



## 2 A ARQUITETURA DE UM SISTEMA TÍPICO

A Fig. 1 apresenta um diagrama da arquitetura de um sistema típico de aquisição de dados utilizando um multiprogramador. O programa do usuário, normalmente escrito em uma linguagem de alto nível mas com chamadas de subrotinas em Assembly, é executado num microcomputador tipo IBM-PC o qual, por sua vez, comanda um cartão de interface com barramento GPIB que controla todo o funcionamento de um multiprogramador [4] que interage com o experimento.

Este penúltimo nada mais é do que uma unidade de aquisição e de saída de dados com processador próprio que age comandada através de um barramento padronizado, GPIB no caso (também chamado IEEE-488). Muitos outros equipamentos de laboratório têm interface com esse tipo de barramento padrão. No entanto, o mesmo conceito a ser empregado para o multiprogramador neste trabalho pode ser usado para qualquer outro equipamento de laboratório, com ou sem esse tipo de interface.

No presente trabalho apresenta-se uma modificação à forma convencional de programação em linguagens de alto nível (FORTRAN, C, PASCAL, etc.) modificando a interface do usuário com o computador. O resto do sistema não é abordado aqui, a não ser onde necessário para melhor entendimento do texto.



Figura 1 - Exemplo do sistema típico de um experimento controlado e/ou monitorado por um multiprogramador.

## 3 O AMBIENTE DE PROGRAMAÇÃO TÍPICO

O sistema típico acima apresentado tem uma série de vantagens e é largamente utilizado na indústria e em laboratórios. Alguns pontos, porém, não funcionam como desejado naquela arquitetura: o programa do usuário sempre é uma parte essencial e um pouco trabalhosa de ser desenvolvida. Sempre envolve alguns funcionários para estudar o funcionamento do multiprogramador e que perdem semanas ou até meses para obter um programa adequado a um determinado experimento. Cada novo experimento o esforço se repete, embora facilitado pela experiência acumulada dos casos anteriores. O problema se agrava com a saída de algumas das pessoas que conhecem o equipamento em detalhes.

A primeira dificuldade em programar um equipamento desse tipo sempre foi a necessidade de configurar cada um dos cartões de entrada ou saída (E/S) de dados do multiprogramador a nível de bits das suas palavras de controle, o que é feito por meio da passagem de argumentos para uma rotina em Assembly, o "driver" de cada um dos cartões, de forma a configurá-los para cada caso desejado. A segunda dificuldade sempre foi a preparação dos programas numa linguagem dita de alto nível, mas que hoje em dia deixa muito a desejar em termos de facilidade de montagem de um programa desse tipo, exigindo conversões de formatos de dados (hexadecimal, octal e binário), declarações adequadas de variáveis para tamanhos adequados de palavras binárias e problemas de junção ("linkagem") com rotinas e



software já desenvolvido anteriormente.

Uma terceira dificuldade: em uma outra etapa era necessário a exportação dos dados coletados para um software de análise de dados para pós processamento e redução dos dados.

#### 4 OUTROS AMBIENTES DE PROGRAMAÇÃO E OUTROS TIPOS DE INTERFACES

Note que todo o processo acima pode ser aplicado a qualquer tipo de sistema controlado por computador, com GPIB ou não. Esse é o caso das interfaces para serem plugadas no barramento do IBM-PC e que servem para E/S de dados, analógicos e digitais. De uma forma ainda mais genérica o processo acima é aplicável a qualquer ambiente de programação, seja ele um micro-computador, um mini ou supermini computador ou um computador de grande porte. Da mesma forma a solução a ser apresentada neste trabalho também serve para esses outros ambientes de programação e para outros tipos de interfaces com outros sistemas de aquisição de dados.

O presente trabalho foi inspirado em um desenvolvimento muito anterior em um VAX 11/780, que controlava um Simulador Dinâmico em Três Eixos - Contraves 53M2-30H e que hoje também pode ser controlado por um IBM-PC [1]. Um outro trabalho deu início a este aqui apresentado [2].

#### 5 A MODIFICAÇÃO DO SISTEMA TÍPICO

Considere agora uma pequena mudança no sistema acima apresentado. A transferência de dados entre o computador e o usuário pode ser padronizada e todas as transformações de dados, operações com números hexadecimais (e outros formatos) precisam ser realizadas apenas uma vez, para fazer essas rotinas padronizadas, que podem ser chamadas de qualquer outro programa a que sejam ligadas ("linkadas").

Considere adicionalmente que se possa chamar essas rotinas padronizadas de um ambiente de programação interativo, como por exemplo um ambiente BASIC como os que se apresentaram já há alguns anos nos primeiros IBM-PCs e, até outros microcomputadores, e em algumas linguagens interpretadas atuais. Isso permite que se faça um acesso a uma unidade de E/S de dados, como um multiprogramador, com apenas um comando.

Considere finalmente que esse ambiente interpretador seja o MATLAB [3], que é um ambiente poderoso de análise e com possibilidade de execução de programas. Dessa forma é possível trazer os dados do multiprogramador para esse ambiente com grandes vantagens de facilidade de programação, de armazenamento de dados e de processamento gráfico. Neste caso é possível em alguns casos fazer um programa (simples) de apenas uma linha!

Uma representação da hierarquia do software que se acaba de descrever é dada pela Fig. 2.

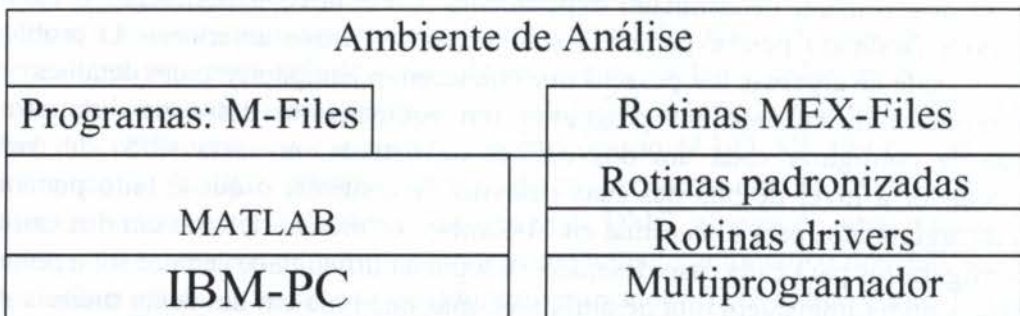


Figura 2 - Hierarquia do software de interface MATLAB - Multiprogramador



Nela vê-se que o ambiente de análise pode executar MATLAB, os arquivos M-files (que executam MATLAB) e os arquivos tipo MEX que comandam o multiprogramador. Este último, conforme apresentado antes, pode ser substituído por quaisquer outras unidades de E/S de dados, equipamentos de laboratório, etc., contanto que se desenvolva os "drivers" e as rotinas tipo MEX correspondentes.

## 6 ROTINAS PARA OS CARTÕES EXISTENTES

A configuração de um sistema de aquisição de dados como o da Divisão de Mecânica Espacial e Controle - DMC do INPE é relativamente bastante eclética. Os cartões são de diversos tipos, permitindo que se tenha desenvolvido as seguintes rotinas para E/S de dados:

1. Rotina de Leitura Digital 1 (**LEDI1.MEX**), 8 bits.
2. Rotina de Leitura Digital 2 (**LEDI2.MEX**), 16 bits.
3. Rotina de Leitura Digital 3 (**LEDI3.MEX**), 24 bits.
4. Rotina de Escrita Digital 1 (**ESDI1.MEX**), 8 bits.
5. Rotina de Escrita Digital 2 (**ESDI2.MEX**), 16 bits.
6. Rotina de Escrita Digital 3 (**ESDI3.MEX**), 24 bits.
7. Rotina de Leitura Analógica/Digital Lenta (**ADLENTO.MEX**), 13 bits.
8. Rotina de Escrita do Cartão de Relés (**RELE.MEX**)
9. Rotina de Escrita do Cartão de Resistências Programáveis (**REPROG.MEX**)
10. Rotina de Leitura Digital Isolada 1 (**LEDIS1.MEX**), 12 bits.
11. Rotina de Leitura Digital Isolada 2 (**LEDIS2.MEX**), 16 bits.
12. Rotina de Escrita Digital/Analógica 1 (**DA1.MEX**), 12 bits.
13. Rotina de Escrita Digital/Analógica 2 (**DA2.MEX**), 10 bits.
14. Rotina de Leitura Analógica/Digital Rápida (**ADR.MEX**), 12 bits.
15. Rotina de Escrita Digital Isolada (**ESDIS.MEX**), 16 bits.

Cada uma dessas rotinas teve uma formatação de dados diferente. Optou-se por ter todas as interfaces no formato decimal no ambiente MATLAB. Assim, ao se ler um conjunto de bits numa porta digital, por exemplo a rotina LEDI2.MEX, esta apresentará ao MATLAB um dado decimal correspondente ao dado binário lido naquela porta. No caso de se escrever um dado digital o procedimento inverso acontece.

Ao final da execução de cada uma das rotinas MEX acima, para efeito de integridade de configuração do multiprogramador, a própria rotina dá um reset neste último de forma a deixar o mesmo num modo tal que aceite a próxima configuração a ser enviada pela próxima rotina a ser executada. Isso ocorre a cada acesso de uma rotina MEX ao multiprogramador.

Isso também trás um problema: ao fim de execução de qualquer das rotinas de escrita, o multiprogramador tem as suas saídas zeradas. Esse problema foi contornado fazendo um segundo conjunto de rotinas como as descritas acima, todas elas sem a instrução de "reset" ao final. Uma rotina só de "reset" deve ser comandada pelo usuário ao fim da execução de seu programa em MATLAB (ou M-file).

## 7 TIPOS DE PROGRAMAS REALIZÁVEIS

Um primeiro exemplo do potencial de um software desses pode ser julgado por um simples exemplo. Um programa completo para leitura de 1000 dados de uma porta digital, armazenar esses dados em uma variável A, e plotar o resultado pode ser feito com:



```
for i=1:1000;A(i)=ledi2;end, plot(A)
```

Um segundo exemplo, com um programa para fazer 100 transições de duas ondas quadradas, defasadas de  $180^0$ , nos bits  $b_0$  e  $b_1$  do cartão de saídas digitais é dado por:

```
for i=1:100;esdi1(1);esdi1(2);end, reset
```

o que escreverá alternadamente naqueles bits citados os valores 01 e 10, em binário, gerando as duas ondas quadradas. Neste segundo caso usa-se o conjunto de rotinas sem "reset" no final, o que deve ser feito pelo programa do usuário.

## 8 OS PROBLEMAS E AS DESVANTAGENS DAS PADRONIZAÇÕES

Quando se optou por padronizar as interfaces, congelou-se a configuração de alguns dos cartões que são de aplicação geral. Por exemplo o cartão interface A/D de 13 bits, cuja rotina é chamada de Adlento.MEX, tem várias escalas de medidas. Optou-se por manter apenas uma escala. Outras escalas podem ser usadas, por exemplo, fazendo-se outras rotinas.

## 9 O DESEMPENHO EM TEMPO REAL

O desempenho deixa um pouco a desejar em aplicações em tempo real, aliás o que já era esperado. Teve-se taxas de aquisição de dados de até 20 Hz, caso do primeiro exemplo acima. Para uma série de aplicações, devido às outras vantagens de utilização e programação, acredita-se que o presente software tenha sua utilidade garantida. Para casos em que é importante o desempenho em maiores velocidades, pode-se utilizar um compilador MATLAB, que converte os arquivos M-files em código executável. A utilização de um barramento GPIB passa então a ser o novo limitante (em torno de 100 Hz, acredita-se). Deve-se utilizar outros tipos de hardware (placas plugáveis no próprio barramento interno do próprio computador, por ex.) e ir eliminando as limitações de acordo com as necessidades.

## 10 CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS FINAIS

Neste trabalho apresentou-se um software desenvolvido no Laboratório de Simulação Física da Divisão de Mecânica Espacial e Controle - DMC do INPE que tem servido para algumas aplicações em tempo não real. A taxa de E/S já obtida foi de 20 Hz e esta pode ser melhorada ao se compilar os M-files. Com ele o desenvolvimento de softwares para as novas aplicações passou do período de semanas ou meses para o de umas poucas horas.

## 11 BIBLIOGRAFIA

[1] Rosa, W. R. F.; Milani, P. G.; Utilizando MATLAB para o Controle de um Simulador Dinâmico em Três Eixos. A ser apresentado no COBEM, 08 a 12 de dezembro de 1997.

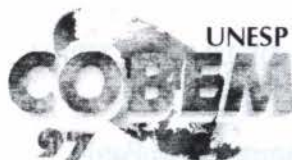
[2] Milani, P.G.; Camargo, L.A.P.; Um Software de Interface entre o MATLAB e uma Unidade de Aquisição de Dados. Anais do Segundo Simpósio Brasileiro de Tecnologia



Aeroespacial - BSAT. ITA, 17 a 21 de outubro de 1994, São José dos Campos, São Paulo.

[3] The Mathworks; MATLAB Users Guide, The Math Works Inc. Cambridge, MA, USA, Junho de 1989.

[4] STD; Manual do Usuário / STD-85MP Multiprogramador. Cartões Funcionais. Sistemas Técnicos Digitais S.A., Brasília, DF, Novembro de 1986.



PAPER CODE: COB136

## CONTROLADOR DE MÁQUINAS-FERRAMENTAS DE ULTRAPRECISÃO / *Controller of Ultraprecision Machines Tools*

Oswaldo Tadatomo Oshiro, Onofre Trindade Júnior e Arthur José Vieira Porto  
Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos (EESC - USP)  
Av. Dr. Carlos Botelho, 1465 - Caixa Postal 359 CEP 13560 -970 - São Carlos, SP e-mail:  
oshiroot@sc.usp.br

### Abstract

This paper describes the use of a new parallel computer architecture, aimed at complex real time control applications, such as ultraprecision machine tool controllers. Its implementation is based on the TMS320C40, a Digital Signal Processor from Texas Instruments, allowing for fast inter-processor communication and high performance computing. Standard commercial controllers present sample times around 10 ms. Using the new architecture, sample times lower than 25 $\mu$ s and positioning precision of 10 nm or better are possible. The controller software is based on the classical theories for analog proportional, integral and derivative control. Current work is on the porting of the controller software to the new architecture. Preliminary results have demonstrated its feasibility.

### Keywords

Controller, TMS320C40, Parallel Architecture, Ultraprecision, and Machine Tool

## 1. INTRODUÇÃO

A produção de objetos metálicos e cerâmicos com superfícies ópticas em formas planas, esféricas ou anesféricas, com rugosidade inferior a 25 nm, não é possível nas máquinas-ferramentas convencionais. O polimento tradicional com alumina é demorado e de alto custo. A utilização de máquinas-ferramentas de ultraprecisão com ferramentas de diamante monocristalino é uma solução economicamente viável e que vêm sendo empregada com frequência cada vez maior na indústria.

Uma máquina-ferramenta de ultraprecisão é constituída da parte mecânica e da parte eletrônica. Os elementos da parte mecânica que mais contribuem para a precisão são as guias, os seus mancais e a base (Fornaro et al., 1989). Os principais elementos da parte eletrônica são o controlador e o sistema de medição para o posicionamento da ferramenta em relação a peça.

Uma grande atenção deve ser dada às guias e seus mancais, uma vez que eles têm relação direta com o desempenho da máquina. Há dois tipos de mancais utilizados nas máquinas de ultraprecisão: o hidrostático e o aerostático (Youden et al., 1989). A principal característica desses mancais é o coeficiente de atrito estático próximo de zero. Os mancais aerostáticos têm a vantagem de serem limpos continuamente pelo ar. E as desvantagens são a baixa capacidade de carga, a baixa rigidez e o pouco amortecimento que eles fornecem para a máquina. Os mancais hidrostáticos têm a vantagem de possuir alta capacidade de carga, alta rigidez e grande amortecimento para a máquina. Sua principal desvantagem é a necessidade de utilização de óleo. Os dois tipos de mancais são empregados normalmente nas máquinas-

2404



ferramentas. No eixo árvore empregam-se mancais aerostáticos radiais nas suas laterais e axiais em uma das extremidades. Nas guias do porta ferramentas empregam-se mancais hidrostáticos. O material geralmente escolhido para a base da máquina é o granito sintético pelo seu baixo coeficiente de expansão térmica ( $7,2 \cdot 10^{-6} / ^\circ C$ ) e sua excelente estabilidade, ao contrário do concreto onde sua cura continua por muitos anos. O concreto apresenta também características higroscópicas indesejáveis. Em relação ao aço, o granito possui uma taxa de amortecimento interno cerca de 15 vezes maior.

O controlador de uma máquina de ultraprecisão deve processar os dados referentes à posição da peça em relação a ferramenta, e compensar as distorções mecânicas inerentes dos eixos e motores (Fadul et al., 1992) (Morningstar et al., 1994). Esses dados são enviados pelo sistema de medição a laser na forma de números binários ou pulsos. O software de controle segue as teorias clássicas de controle Proporcional (P), Proporcional mais Integral (PI), Proporcional mais Derivativo (PD) ou o Proporcional mais Derivativo mais Integral (PID) (Koren et al., 1989).

## 2. A TEORIA DE CONTROLE

As teorias clássicas de controle foram formuladas para sistemas analógicos. Os primeiros circuitos eletrônicos utilizados na implementação dessas teorias eram compostos principalmente de resistores, capacitores e indutores. A principal desvantagem desses circuitos é a dificuldade de conseguir o ganho ótimo para o sistema, uma vez que o ajuste físico dos circuitos é realizado manualmente, eventualmente com a troca de componentes.

O controle efetuado através de computador dispensa os elementos físicos. A calibração é feita pela alteração do ganho, que é apenas um dado no software de controle. A obtenção dos dados é feita em intervalos de tempo constantes ( $\Delta t$ ), e nesse intervalo o computador processa as equações de controle com os dados recentes e os dados obtidos nos intervalos anteriores (Bollinger et al., 1989). A obtenção de dados e conseqüente envio de sinais em intervalos de tempo regulares caracteriza o controle discreto. A desvantagem desse método é a necessidade de que  $\Delta t$  seja o menor possível para que se possa conseguir a resolução semelhante dos sistemas analógicos.

As equações do controle clássico trabalham em função do erro  $e_n$ , que é a diferença entre valor de referência desejado e o valor da amostra de saída  $c_n$ , como mostra a equação (1).

$$e_n = r_n - c_n \quad (1)$$

Calcula-se então o valor de  $m_n$ , que é enviado para o processo. Para que o computador possa executar o algoritmo de controle, as equações devem estar na forma discreta. O valor do erro corrente  $e_n$  e dos erros anteriores devem estar disponíveis, como mostra a equação (2).

$$m_n - m_{n-1} = K_0 e_n + K_1 e_{n-1} + K_2 e_{n-2} + \dots \quad (2)$$

A equação do **Controle Proporcional** é mostrada a seguir:

$$m(t) = K_p e(t) \quad (3)$$

Onde  $K_p$  é a constante do controlador proporcional ou ganho. A forma discreta da equação (3) é:

$$m_n = K_p e_n \quad (4)$$

Deslocando essa equação de um período temos:

$$m_{n-1} = K_p e_{n-1} \quad (5)$$

Subtraindo a equação (5) da equação (4), resulta na forma incremental que é:

$$\Delta m_n = m_n - m_{n-1} = K_p (e_n - e_{n-1}) \quad (6)$$

Nota-se que a equação (6) tem a mesma forma que a equação (2).

No **Controle Integral**, a correção feita é proporcional a integral do erro em relação ao tempo, ou seja:

$$m(t) = K_i \int_0^t e(\tau) d\tau \quad (7)$$

Onde  $K_i$  é o ganho do controle integral.

Como mostrado na figura 1, a área sob a curva de erro contínua é a integral que pode ser aproximada pela soma da área dos retângulos. A área de cada retângulo é o produto do valor de erro discreto  $e_j$  pelo o intervalo de tempo  $\Delta t$ .

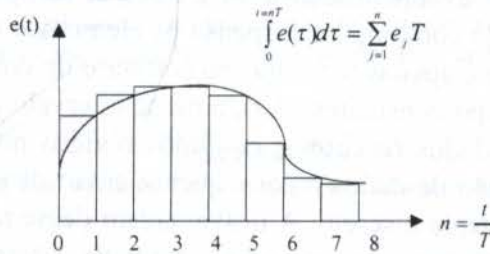


Figura 1: Integração discreta pela regra da soma de retângulos

$$m_n = K_i \sum_{j=1}^n T e_j \quad (8)$$

E pode ser reescrito como:

$$m_n = K_i \sum_{j=1}^{n-1} T e_j + K_i T e_n \quad (9)$$

nota-se que:

$$m_{n-1} = K_i \sum_{j=1}^{n-1} T e_j \quad (10)$$

Subtraindo a equação 10 da equação resulta em:

$$\Delta m_n = m_n - m_{n-1} = K_i T e_n \quad (11)$$

Que é aproximação discreta da ação do controle integral.

O **Controle Derivativo** é definido como:

$$m(t) = K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (12)$$



Como mostra a figura 2, a aproximação pela diferença anterior permite obter a equação discreta associada.

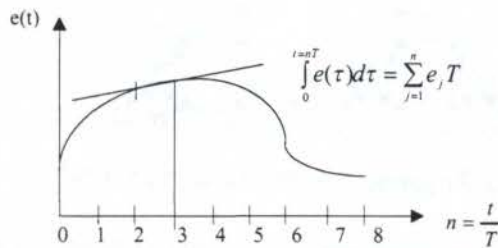


Figura 2: Diferenciação discreta pela regra da diferença anterior

$$m_n = K_d \left( \frac{e_n - e_{n-1}}{T} \right) \quad (13)$$

e então:

$$\Delta m_n = m_n - m_{n-1} = \frac{K_d}{T} (e_n - 2e_{n-1} + e_{n-2}) \quad (14)$$

O **Controle PID** combina os efeitos de cada um dos métodos descritos anteriormente, de acordo com a equação:

$$\Delta m_n = (\Delta m_n)_p + (\Delta m_n)_i + (\Delta m_n)_d \quad (15)$$

Combinando as equações 6, 11 e 14, resulta:

$$m_n - m_{n-1} = K_0 e_n + K_1 e_{n-1} + K_2 e_{n-2} \quad (16)$$

onde:

$$K_0 = K_p + K_i T + \frac{K_d}{T} \quad (17)$$

$$K_1 = -K_p - 2 \frac{K_d}{T} \quad (18)$$

$$K_2 = \frac{K_d}{T} \quad (19)$$

### 3. UMA ARQUITETURA PARA CONTROLE EM TEMPO REAL

A arquitetura proposta consiste de 15 nós de processamento ('C40) dispostos em árvore binária com 4 níveis e dois canais de comunicação entre cada nó, um dedicado para recebimento e outro para envio de dados. Além dos nós de processamento, um microcomputador Pentium é utilizado como servidor de arquivos, para carga do sistema e como interface com o usuário. Esse microcomputador é conectado com o primeiro nó através de dois canais paralelos, da mesma maneira como é feito entre os demais nós do sistema. A figura 3 ilustra a arquitetura proposta.

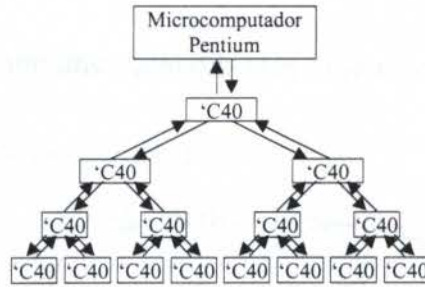


Figura 3: Arquitetura do controlador paralelo

A escolha da arquitetura com topologia em árvore binária facilita a transmissão e busca de dados entre o primeiro e o último nível hierárquico. Essa característica vem ao encontro das necessidades de sistemas para o reconhecimento de imagens utilizando redes neurais artificiais e de controladores de máquinas-ferramentas, que são as principais aplicações previstas para a arquitetura proposta. Outra razão dessa escolha é a modularidade apresentada pelo sistema, que pode ter seu desempenho computacional aumentado pela inserção de novos nós na árvore.

#### 4. O PROCESSADOR TMS320C40 E O COMPUTADOR 'C40

As principais razões da escolha do processador TMS320C40 são a existência de 6 canais de comunicação, que operam a 20 Mbytes/s e o seu desempenho computacional elevado (Reifel et al., 1994). Esse processador também dispõe de um programa de *boot* interno gravado em memória ROM que permite a iniciação rápida e automática do processador através de um dos canais de comunicação; espaço de memória lógica de 16 gigawords; suporte para memória virtual e linguagens de alto nível; 8 Kbytes de memória RAM, 8 Kbytes de memória ROM e 2 contadores de 32 bits de propósito geral.

O primeiro protótipo do computador 'C40 foi construído em uma placa de desenvolvimento padrão para soquetes de "wire-wrap". O 'C40 constitui um dos nós da arquitetura paralela apresentada na seção anterior. A comunicação com o microcomputador Pentium é feita pelo canal 0 para saída e canal 3 para entrada de dados. No microcomputador Pentium foi instalada uma placa de comunicação paralela baseada na interface 8255 da Intel.

Os programas iniciais de teste foram desenvolvidos no microcomputador Pentium utilizando-se um compilador específico. Foram desenvolvidos os programas necessários para a carga de programas no 'C40 e sua comunicação com o microcomputador Pentium.

O diagrama de blocos do 'C40 é mostrado na figura 4a. No bloco (1) estão os seis canais de comunicação que transmitem e recebem informações dos outros 'C40. No bloco (2) está o oscilador de clock de 50 MHz e no bloco (3) está o circuito de reset manual. No bloco (4) está o processador TMS320C40. No bloco (5) estão as memórias RAM dinâmicas, cuja capacidade é de 16 Mbytes. No bloco (6) está o decodificador de endereços, cuja função é a habilitação dos endereços da memória dinâmica e no bloco (7) está o circuito de "refresh" necessário para a sua operação. A memória RAM interna disponível nos processadores dispensa os blocos (5, 6 e 7) no caso de pequenas aplicações de controle que não requeiram grande quantidade de memória. No bloco (8) está o circuito de tratamento de interrupções, cuja função é a de avisar o processador que algum dispositivo externo está tentando enviar-lhe dados ou disparar a execução de alguma tarefa.

Para simplificar a construção e diminuir o tamanho físico do sistema, optou-se pelo emprego de FPGAs (*Field Programmable Gate Array*) para substituir os blocos 6, 7 e 8 como mostra a figura 4b.



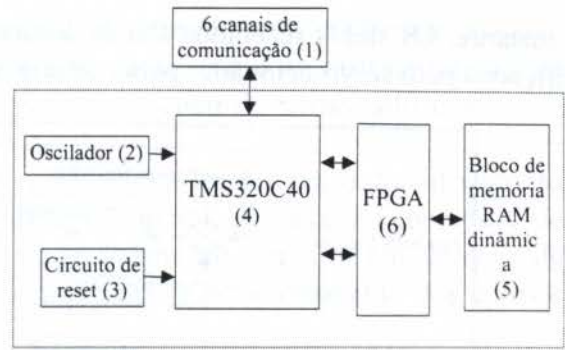
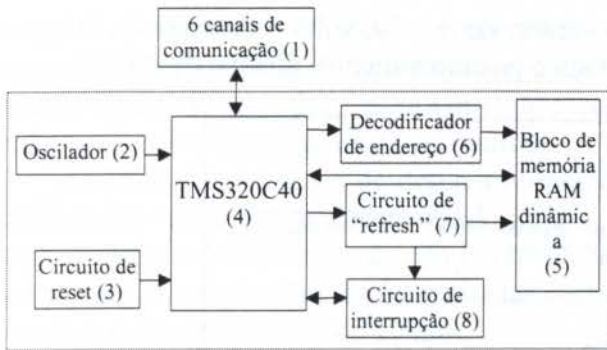


Figura 4a: Diagrama de blocos do 'C40 sem FPGA      Figura 4b: Diagrama de blocos do 'C40 com FPGA

As ferramentas de software utilizadas no desenvolvimento do sistema, incluem um **Compilador C** compatível com o padrão ANSI (Texas et al., 1995), um compilador **Assembly** e as ferramentas de carga e comunicação desenvolvidas (Texas 2 et al., 1995). Também estão disponíveis um gerenciador de bibliotecas (**Archiver**), um link-editor (**Linker**) e um **Simulador** que permite a simulação da execução dos programas desenvolvidas em linguagem C e/ou Assembly (Texas et al., 1993) (Texas et al., 1992).

### 5. O CONTROLADOR

Apenas dois nós da arquitetura paralela são utilizados no controlador implementado, além de um microcomputador com as funções de desenvolvimento, armazenamento de programas para a máquina-ferramenta e a de servir como interface com o usuário (operador da máquina) (Fleming et al., 1989). O primeiro 'C40, ligado diretamente com o microcomputador, tem a função de fazer o intertravamento da máquina-ferramenta, ou seja, fazer o tratamento de todos os sinais relativos à troca das ferramentas, segurança da máquina e do operador, cálculo de rotação e posicionamento dos eixos e correções de possíveis distorções existentes nesses eixos. O segundo tem a função de controlar a velocidade e o posicionamento dos eixos da máquina-ferramenta. A figura 5 mostra o esquema descrito.

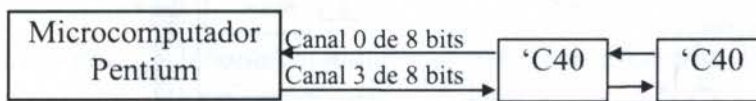


Figura 5: Arquitetura do controlador da máquina-ferramenta

O enfoque principal dessa aplicação é o controle da velocidade e de posicionamento dos eixos, função do segundo 'C40. O intertravamento, função do primeiro 'C40, é totalmente dependente da máquina e do grau de segurança que se quer obter.

O conjunto motor, tacogerador e interferômetro a laser são montados no mesmo eixo, isso os deixa sempre alinhados e livres de folgas. O motor recebe energia elétrica do servo-acionador e a converte em energia mecânica para o deslocamento da mesa. O interferômetro a laser tem a função de gerar os sinais digitais referentes à posição angular do eixo do motor. O tacogerador tem a função de gerar sinais analógicos proporcionais à velocidade do mesmo.

A figura 6 mostra o diagrama de blocos do sistema elétrico básico de uma máquina-ferramenta para o controle de um eixo. Este diagrama possui uma malha composta do servo-acionador, motor e tacogerador. Esta malha faz o controle da velocidade do motor usando o sinal do tacogerador no elo de realimentação. Existe também uma segunda malha, composta do servo-acionador, motor e interferômetro a laser que é fechada com o 'C40. Os sinais enviados para o 'C40 estão na forma de pulsos digitais relativos à posição da mesa em um



dados instantâneos. Os sinais recebidos são analógicos e variam de  $\pm 10$  Volts. Esses sinais são amplificados pelo servo-acionador para que o motor faça o posicionamento preciso da mesa.

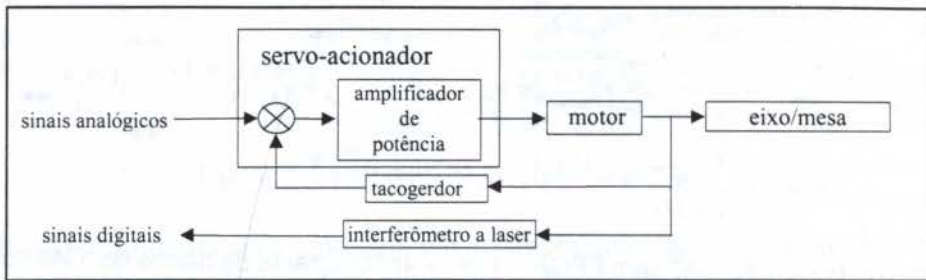


Figura 6: Diagrama de blocos do sistema elétrico básico de uma máquina-ferramenta

## 6. ESTÁGIO DE DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO E RESULTADOS

O protótipo do hardware do controlador foi construído e testado. Juntamente com os programas de teste utilizados, foram desenvolvidas todas as ferramentas de software necessárias para a execução do software do controlador.

Uma primeira versão do software do controlador foi desenvolvida como parte do programa de mestrado do primeiro autor deste trabalho, para microprocessadores Motorola da família 68K. O tempo de amostragem no software desse controlador é de 6 ms, a figura 7 mostra a bancada de testes. Nesse primeiro sistema, a preocupação principal foi quanto a estabilidade de posicionamento. Não foram feitas medidas de precisão de posicionamento pela não disponibilidade do equipamento de medição adequado na ocasião.

Atualmente o esforço de desenvolvimento está centrado na paralelização do software do controlador, com o novo tempo de amostragem de 25  $\mu$ s, para execução no hardware desenvolvido.

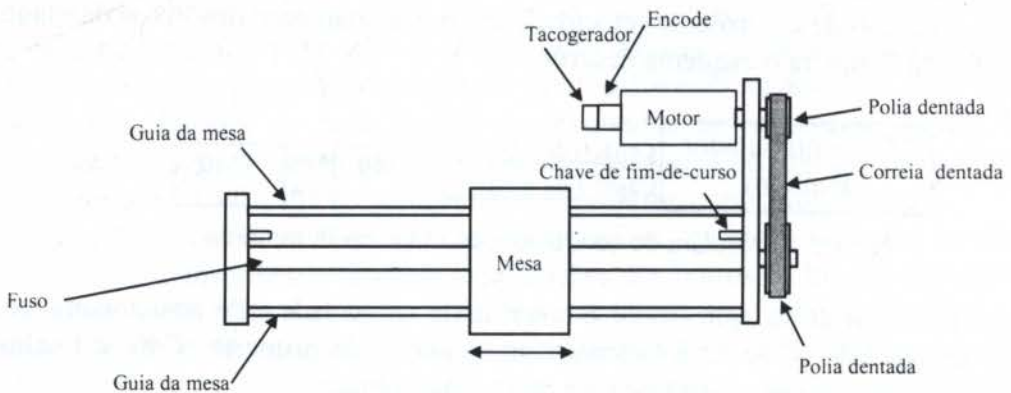


Figura 7: Bancada de testes

A bancada de testes inicial está sendo convenientemente modificada com a inclusão do interferômetro a laser que possibilitará a avaliação da precisão de posicionamento do controlador. Essa bancada consiste de uma mesa com deslocamento linear sobre um fuso de rosca, que é acionado por um motor de corrente contínua.

## 7. CONCLUSÕES

Neste trabalho é apresentada a aplicação de uma arquitetura paralela para a implementação de um controlador para uma máquina-ferramenta de ultraprecisão. A arquitetura proposta abrange uma grande quantidade de sistemas de controle, desde os mais



simples até os mais complexos, como os não lineares. Essa arquitetura também é bastante adequada para sistemas onde o controle distribuído é importante, como no caso de robôs com muitos graus de liberdade e movimento e com software de controle sofisticado com o de reconhecimento visual de peças ou padrões.

Atualmente, o esforço de desenvolvimento está centrado na paralelização do software do controlador inicialmente desenvolvido para a arquitetura proposta. A elevada capacidade de processamento do hardware do novo controlador permite diminuir o tempo de amostragem de 6 ms para 25 us, possibilitando aumentar bastante a resolução de posicionamento dos eixos e atingir a meta de precisão de 10 nm.

## 8. REFERÊNCIAS

BOLLINGER, J.G.; DUFFIE, N. A.; *"Computer Control of Machines and Processes"*; editora Addison-Wesley, 1989.

FADUL, F.; ARNALDO, L.; *"Modular CNC System for Multi-axes Motion Devices"*, Computer in Industry, pag 203 - 208, 1992.

FLEMING P.; JONES D.; JONES S.; *"Parallel Processing Architectures and Applications for Real-time Control"*; Proceedings of the American Control Conference; Pittsburg P.A.; junho; pág. 21-23; 1989.

FORNARO R.J. e DOW T. A.; *"A High-performance Machine Tool Controller"*; IEEE, pág. 1429-1439; 1988.

KOREN, Y.; *"Adaptive Control Systems for Machining"*, American Society of Mechanical Engineers, Copyright 1989.

MORNINGSTAR, D.; *"Anatomy of a Machine Tool"*, Tooling & Production, pag 68-74, june, 1993.

Reifel M.; Chen D.; *"Parallel Digital Signal Processing: An Emerging Market"*; ed. Texas Instruments, 1994.

*"TMS320C4x User's Guide"*, ed. Texas Instruments, 1993.

*"TMS320C4x C Source Debugger - User's Guide"*; ed. Texas Instruments; 1992.

*"TMS320 Floating-Point DSP Optimizing C Compiler - User's Guide"* ed. Texas Instrumenst; 1995.

*"TMS320 Floating-Point DSP Assembly Language Tools - User's Guide"*, ed. Texas Instruments; 1995.

YAUDEN, D. H.; *"On the Design of Ultra Precise Machine Slides"*, Pneumo Precision, 1989.



PAPER CODE: COB1492

**MODELAGEM, SIMULAÇÃO E RESULTADOS  
DE UM EXPERIMENTO DE CONTROLE DE UMA UNIDADE  
TÉRMICA/MODELING, SIMULATION AND RESULTS FOR A THERMAL  
UNITY CONTROL EXPERIMENT**

AGENOR DE TOLEDO FLEURY<sup>+</sup>, JEFFERSON EDUARDO GIZZI<sup>◊</sup>, HILÁRIO MARCOS KOYAMA<sup>◊</sup>, MARCELO LUÍS ALVES FERNANDEZ<sup>◊</sup>, MARCOS ANDRADE DA SILVA<sup>◊</sup> & MARCOS RIBEIRO DE CASTRO<sup>◊</sup>

<sup>+</sup>*Agrupamento de Sistemas de Controle, Divisão de Mecânica e Eletricidade - IPT  
Caixa Postal 0141 - CEP 01064-970 São Paulo, SP, Brasil - E-mail: agfleury@ipt.br*

<sup>◊</sup>*Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica - USP*

<sup>◊</sup>*Av. Prof. Mello Moraes, 2253 - CEP 05508-901 São Paulo, SP, Brasil*

<sup>◊</sup>*Bolsistas de Iniciação Científica, Programa PET/CAPES*

**Abstract**

This work shows the development of an experiment implemented at a Control Systems Laboratory focusing Mechanical Engineering students. The objectives to be achieved with this equipment are to reinforce the importance of good dynamic models and to point out the limitations of the control system design in the absence of a compatible dynamic model. The thermal unit is an aluminum box with removable internal chicanes to modify internal air flow, and covered by an acrylic window, where, through the use of heaters and a small fan, internal prescribed temperatures must be maintained at given levels. As the thermal unit has a distributed parameter system behavior, lumped parameter models allow just mean temperature control very far from the control objective. The paper begins calling attention to the question of control education for Mechanical engineers, shows the design and simulated and experimental control results achieved with lumped parameter models to describe the thermal unity behavior and analyzes modifications to be introduced in the experiment in order to get more realistic results.

**Keywords**

Control systems, Thermal control Systems, Laboratory experiments, Mechanical Engineering Education

**1. INTRODUÇÃO**

Uma das principais vertentes de evolução em sistemas mecânicos de grande complexidade, como automóveis, aviões, máquinas-ferramenta e outros, vêm da incorporação de sistemas de controle ativo que permitem sensíveis melhoras de desempenho com custos razoáveis. De outro lado, à medida em que novos dispositivos eletrônicos vão sendo incorporados a sistemas mecânicos, fazendo crescer o nível de inteligência embutido em processos, máquinas ou outros bens, mais difícil se torna a participação de engenheiros com formação mecânica nesse processo de mudança. Muitas razões podem ser atribuídas para esse progressivo afastamento, como o exponencial crescimento dos recursos de software e hardware. Mas, certamente, grande parcela vem do excessivo rigor matemático que permeia a teoria e inibe a prática. Na opinião dos autores, a chamada Teoria de Controle tem avançado por caminhos extremamente complexos na tentativa de resolver problemas que estão na sua

1415



essência. Sistemas mecânicos representam, potencialmente, a área de maior demanda de soluções de controle, tendo em vista o número de aplicações com que lida. Entretanto, o papel de aplicações nesses sistemas tem sido menos explorado que o de desenvolvimentos teóricos, levando a uma situação em que raramente soluções satisfatórias são encontradas, não por falta de metodologias que possam ser empregadas, mas por falta de modelos que descrevam apropriadamente os fenômenos ou os mecanismos de sensoramento e atuação sobre os sistemas analisados. A comunidade de controle reconhece que um sistema de controle é, via de regra, tão bom quanto o conhecimento que se tem sobre o sistema a ser controlado (Friedland, 1987; Eykhoff, 1994), seja ele expresso por modelos matemáticos, modelos entrada-saída ou modelos de regras.

Essa tendência se torna clara também no ensino de controle aos engenheiros mecânicos, principalmente durante os cursos de graduação. Mostrar aos alunos que controle de sistemas mecânicos é uma disciplina de cunho prático representa um primeiro desafio. Mais importante ainda é convencer o futuro engenheiro mecânico que ele pode contribuir de maneira concreta para o desenvolvimento da área explorando seus conhecimentos de modelagem, instrumentação, mecanismos de atuação e de informática. Dentro dessa linha de raciocínio, foi proposto o desenvolvimento de uma pequena linha de experimentos de laboratório que destacassem os aspectos de modelagem, sensoramento e atuação (Fleury et. al., 1996, 1997). Esses experimentos são um Sistema de Tanques Comunicantes (Fernandez e Silva, 1996), uma Suspensão Ativa para um Quarto de Carro (Silva e Fernandez, 1996) e um Sistema de Controle de Temperatura para uma Unidade Térmica (Koyama e Gizzi, 1996). Este último experimento, em virtude da riqueza de detalhes, é tratado em profundidade neste trabalho.

### 1.1 Descrição do Experimento

Sistemas termofluidos permanecem como área ainda pouco ou nada contemplada pelos desenvolvimentos em controle. Modelos analíticos ou mesmo modelos numéricos computacionais são muito difíceis de obter. A localização e os tipos de sensores e atuadores influenciam fortemente na resposta do sistema. Mesmo para sistemas mecânicos típicos, como sistemas de ar condicionado ou estufas, praticamente não existem soluções razoáveis de controle. A unidade térmica foi projetada de maneira a explorar esses aspectos e aumentar as potencialidades quando comparada com outros equipamentos semelhantes (Shoureshi, 1992). Consiste de uma caixa de alumínio, de dimensões 700 x 700 x 350 mm, coberta com uma tampa de acrílico, como mostrado na Figura 1.

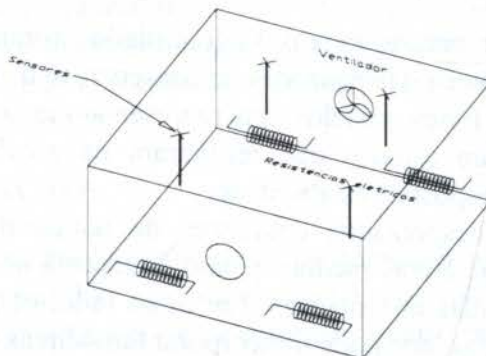


Figura 1 - Esquema da Unidade Térmica

Como se observa, quatro aquecedores de resistência, responsáveis pelo aquecimento, estão simetricamente distribuídos no fundo da caixa. O resfriamento deve ser realizado por um ventilador, situado no seu plano médio. Uma janela de resfriamento, aberta ao ambiente,



está situada em oposição ao ventilador. Com essa configuração, é possível comandar temperaturas dentro da unidade desde que acima da ambiente. Temperaturas internas à caixa são monitoradas por quatro termoresistências de platina (Pt100), fixadas na tampa de acrílico.

Essa configuração, projetada para início dos estudos, pode ser facilmente modificada para incluir outros atuadores (aquecedores ou ventiladores) e outros sensores. Não houve nenhuma preocupação, nessa fase, de otimizar suas localizações, que podem se tornar rica fonte de estudos para melhoria do desempenho do sistema de controle. Chicanas internas que permitem modificar o escoamento foram projetadas e construídas mas, por simplicidade não foram ainda incluídas nos estudos.

## 1.2 Objetivos do Experimento

Embora simples, fácil e barato para construir esse experimento encerra uma série de características importantes. O objetivo final de controle é manter homogênea uma temperatura prescrita do ar no interior da caixa, pela atuação dos aquecedores ou do ventilador. No entanto, várias outras metas, relacionadas a modelagem, instrumentação e atuação, podem ser vislumbradas para se atingir o objetivo final. Primeiro, modelos de parâmetros concentrados para o sistema estão restritos apenas ao caso de aquecimento. Para a fase de resfriamento, que corresponde ao acionamento do ventilador, apenas uma estratégia Liga-Desliga (On-Off) pode ser empregada, já que a combinação transferência de calor-escoamento forçado inviabiliza a obtenção direta de um modelo de parâmetros concentrados. Nos dois casos, aquecimento ou resfriamento, não se consegue atingir o objetivo final com esses modelos, como será detalhado mais adiante. A necessidade de obtenção de modelos que descrevam minimamente o fenômeno é essencial para se projetar a estratégia de controle. Segundo, a questão da localização de sensores e atuadores, acentuada pela assimetria do ventilador, aponta para a necessidade de escolha adequada do esquema de realimentação para melhorar o desempenho do controlador. Terceiro, o experimento mostra a impossibilidade de atingir perfis prescritos de temperatura interna usando apenas um único atuador no resfriamento. Como modificar essa atuação ou como incluir e localizar outros atuadores é um problema dependente do modelo. Esta e outras questões estão diretamente relacionadas à intervenção de engenheiros mecânicos, e não ao desenvolvimento de teorias, na busca de soluções razoáveis de controle (Fleury et al., 1997)

## 2. MODELOS DE PARÂMETROS CONCENTRADOS

Para simulação do experimento e projeto do controlador, foram desenvolvidos modelos de parâmetros concentrados a partir das equações de conservação de energia e transferência de calor (Koyama e Gizzi, 1996). Esses modelos, que representam uma primeira aproximação do sistema, serviram de base para estudos que resultaram na escolha dos componentes do experimento, seus tempos de resposta e estabilidade.

Na sua dedução foram desprezados gradientes de temperatura internos e externos, levando a um modelo de temperaturas médias. Como a resposta do sistema é lenta, as ações dos atuadores foram consideradas instantâneas. Por outro lado, os modelos levam em conta atrasos de transporte nas medidas, que podem incorporar também as dinâmicas dos atuadores.

Para geração dos modelos parte-se do balanço de energia no interior da caixa, dado por:

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{E}_g + (\dot{E}_e - \dot{E}_s) \quad (1)$$



onde  $\dot{Q}_{vc}$  é a variação da quantidade de calor no interior da caixa,  $\dot{E}_g$  é a potência gerada pelas resistências,  $\dot{E}_e$  e  $\dot{E}_s$  são as potências que entram e saem da caixa por diferenças de temperatura. No caso de aquecimento, supõe-se ventilador desligado e resistências ligadas a potência de entrada nula e o ar como gás perfeito, resultando em:

$$C_a \frac{dT_a}{dt} = \frac{U^2}{R} + h_i A (T_c - T_a) \quad (2)$$

onde  $T_a$  é a temperatura média no interior da caixa,  $C_a$  é a capacidade térmica do ar,  $U$  é a tensão aplicada,  $R$  é a resistência dos aquecedores,  $h_i$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção natural na parede interna,  $A$  é a área total da caixa e  $T_c$  é a temperatura da parede da caixa.

Para obter  $T_c$ , aplica-se a 1ª lei às paredes da caixa e considerando  $h_c$  como coeficiente de transferência de calor por convecção nas paredes externas e  $T_\infty$  como temperatura ambiente, o mesmo balanço da Equação (1) leva a:

$$C_{Al} \frac{dT_c}{dt} = h_c A (T_\infty - T_c) - h_i A (T_c - T_a) \quad (3)$$

No caso de resfriamento, o ventilador está ligado e as resistências desligadas. Seguindo o mesmo raciocínio anterior:

$$C_a \frac{dT_a}{dt} = m C_{ar} (T_\infty - T_a) - h_{ir} A (T_c - T_a) \quad (4)$$

onde  $m$  é o fluxo em massa do ar,  $C_{ar}$  é o seu calor específico e  $h_{ir}$  o coeficiente de transferência de calor por convecção forçada na parte interna da parede ( $h_{ir} > h_i$ ).

Para completar o modelo de simulação, define-se uma zona morta. Se a temperatura interior estiver dentro de uma tolerância aceitável da temperatura de referência, resistências e ventilador devem estar desligados. Nessa situação não há atuação, o que corresponde a anular o termo  $U^2/R$  da equação (2) no aquecimento ou o termo que contém  $m$  da equação (4) no resfriamento. Finalmente, deve-se observar que no resfriamento só existe possibilidade de ligar ou desligar o ventilador, isto é, a estratégia de controle é puramente Liga-Desliga (On-Off).

### 3. ESQUEMA DE SIMULAÇÃO

O sistema com a dinâmica baseada nos modelos de parâmetros concentrados acima foi implantado em software específico de simulação e controle de sistemas dinâmicos (MATLAB/SIMULINK). O objetivo aqui é permitir ao usuário fazer seu próprio projeto de controle antes de implementá-lo no experimento. Embora, como acentuado ao longo do trabalho, os modelos sejam restritos, nada impede que, num simulador sejam testadas várias estratégias de controle, seus limites de estabilidade e introduzidas outras variantes dos modelos.

Para o esquema de simulação mostrado na Figura 2 foi utilizado um controlador PID (Proporcional-Integral-Derivativo), com técnica de sintonia específica desenvolvida por

Koyama e Gizzi (1996), para a fase de aquecimento. A fase de resfriamento é controlada pelo ventilador em esquema Liga-Desliga.

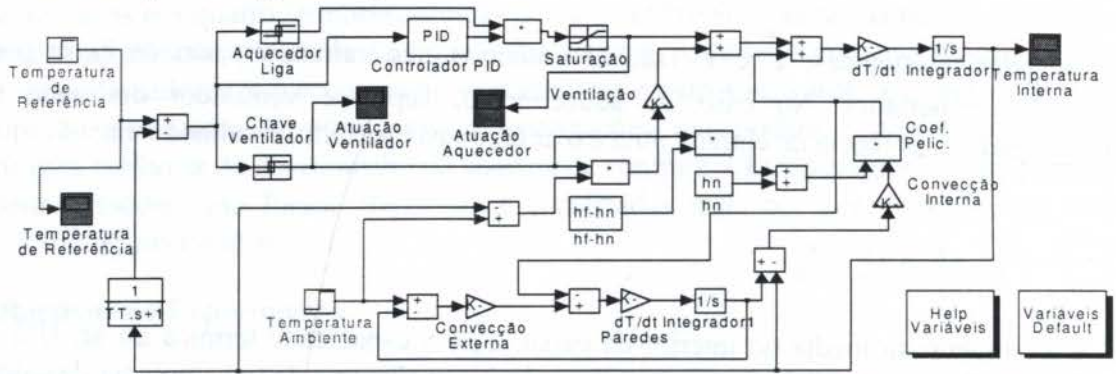


Figura 2 - Simulador da Unidade Térmica (SIMULINK).

As funções de transferência implementadas consideram, no aquecimento,  $u_1(t) = U^2(t)$ , na Equação (5), e, no resfriamento,  $u_2(t) = m$  (fixo), na Equação (9), como variáveis de controle e

utilizam os seguintes valores para as constantes geométricas e de propriedades:

- Massa específica do ar:  $1.1744 \text{ kg/m}^3$
- Coeficiente de película para convecção natural:  $4 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
- Coeficiente de película para convecção forçada:  $10 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
- Calor específico à pressão constante do ar:  $1005.7 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$
- Vazão em volume do ventilador:  $0.05 \text{ m}^3/\text{s}$
- Espessura das paredes da caixa:  $0.001 \text{ m}$
- Massa específica do alumínio:  $2.707 \text{ kg/m}^3$
- Calor específico do alumínio:  $896 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$
- Potência máxima do Aquecedor:  $1.200 \text{ W}$ .

A integração é feita pelo algoritmo Runge-Kutta de 5ª ordem com correção de passo, e os resultados checados com o método de Adams-Gear. Apresentam-se a seguir resultados de simulação para um degrau de temperatura tanto no aquecimento (Figura 3) como no resfriamento (Figura 4)

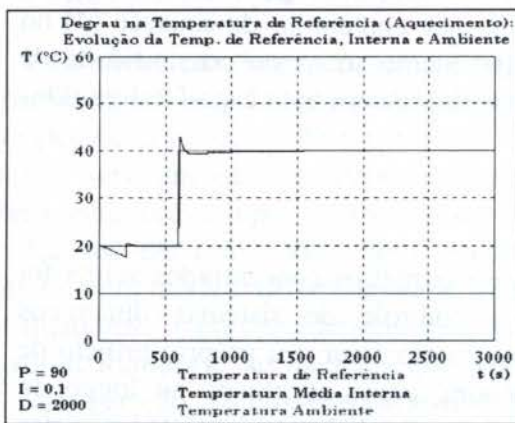


Figura 3 - Degrau para Aquecimento

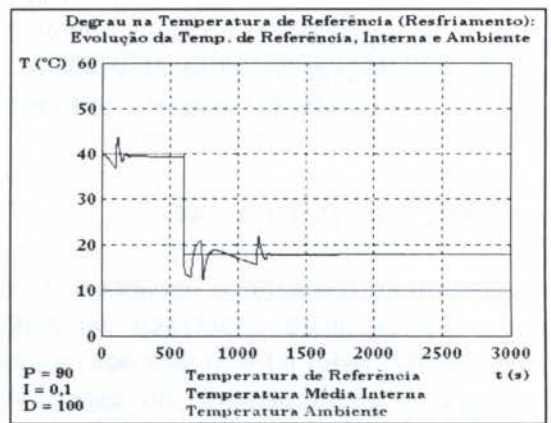


Figura 4 - Degrau para Resfriamento

Verifica-se que a resposta do sistema é muito mais lenta e difícil para o caso de resfriamento. Pouco se pode fazer para melhorar o desempenho, tendo em vista a característica Liga-Desliga do ventilador. Esse fato também influi no aquecimento,



considerando que o sistema de controle deve chavear em torno da temperatura comandada, ligando ora as resistências, ora o ventilador, o que limita os ganhos do controlador PID do aquecimento para não gerar instabilidade do sistema.



#### 4. CONSTRUÇÃO E IMPLEMENTAÇÃO DO EXPERIMENTO

A construção mecânica do experimento é bastante simples, não exigindo usinagens ou montagens complicadas, além das corretas fixações das resistências de aquecimento, do ventilador e das termo-resistências (Pt-100). Por outro lado, sua implementação exige diversos cuidados de forma a garantir bom funcionamento, repetibilidade e facilidade de uso. O experimento é controlado totalmente a partir de microcomputador, de maneira que toda uma série de dispositivos eletrônicos e softwares de interfaceamento teve de ser desenvolvida e integrada. A comunicação experimento-microcomputador é realizada através de uma placa de aquisição de dados de uso geral. Para os sensores de temperatura foram adquiridos conversores e projetados filtros passa-baixa para permitir a conexão à placa. As resistências são acionadas em PWM (Pulse Width Modulation) com interface de potência que utiliza relês de estado sólido, de maneira a permitir a geração de uma ampla gama de valores. O ventilador é comandado por driver específico. Maiores detalhes sobre o projeto e a implementação desses módulos podem ser encontrados no trabalho de Koyama e Gizzi (1996).

Outro aspecto que requer atenção é a interface com o usuário. Para isso, foi implementada uma aplicação de gerenciamento, cuja tela principal, vista a seguir na Figura 5, mostra os dados vindos dos quatro sensores de temperatura (PT100) e os sinais de comando que são enviados aos atuadores.

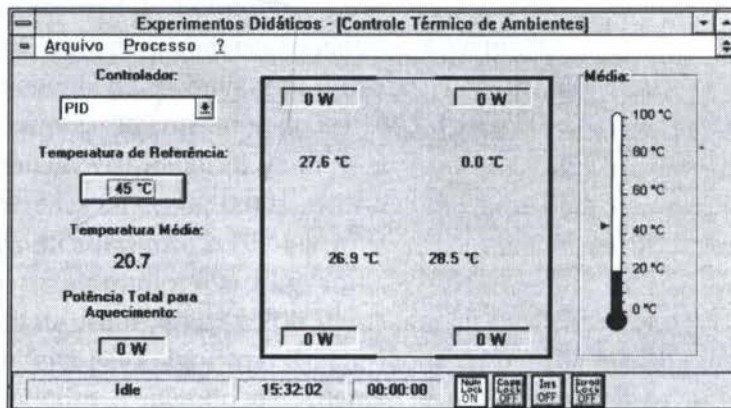


Figura 5 - Tela principal do programa de gerenciamento e interface

Além monitorar esses dados, é possível, a partir dessa tela, verificar o tempo decorrido do processo de controle, o estado do sistema e modificar a temperatura de referência. Através do menu principal, tem-se acesso a outras funções do sistema, como modificação dos parâmetros do controlador, montagem de arquivos de dados, ligar e desligar o experimento, etc.

#### 5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

As figuras 6 e 7 mostram o comportamento da temperatura média do ar no interior da unidade térmica quando são aplicados degraus nas temperaturas de referência para aquecimento e resfriamento, respectivamente. O controlador estava desligado antes da aplicação dos degraus. Os resultados podem ser considerados muito bons tendo em conta as restrições do modelo do controlador. Nota-se em regime uma pequena oscilação que gira em torno de 0,2°C e é devida a três fatores: a característica do projeto do controlador que considera separadamente aquecimento e resfriamento; a zona morta de 0,1°C entre o acionamento de um ou outro atuador; e o uso de uma estratégia PWM para modular a saída do controlador PID das resistências elétricas.



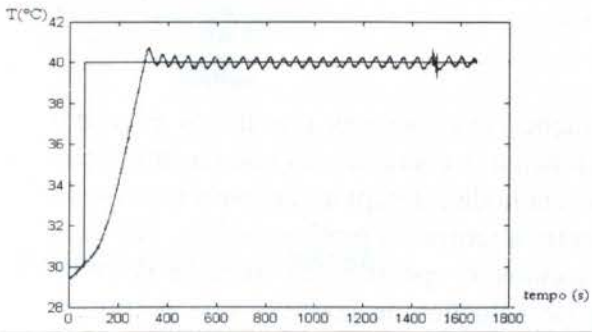


Figura 6 - Aquecimento para degrau na temperatura de referência

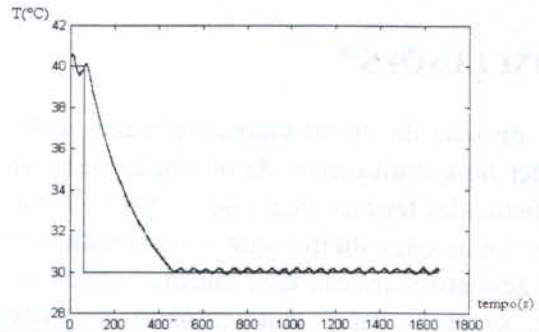


Figura 7 - Resfriamento para degrau na temperatura de referência

## 6. SIMULAÇÃO POR ELEMENTOS FINITOS

Os bons resultados apontados no item anterior não refletem o problema real. Para demonstrar o caráter distribuído do fenômeno que ocorre no interior da unidade foram construídos modelos de elementos finitos usando o software Ansys V5.1. As Figuras 8 e 9 mostram o campo de velocidades do ar e a distribuição interna de temperatura para um modelo com 200 nós no plano de simetria, na situação em que, encerrado um ciclo de aquecimento, o ventilador é acionado. Isso corresponde ao pico de um dos ciclos de oscilação que aparecem na Figura 6. Fica claro que, apesar do modelo de temperaturas médias indicar pequeno desvio em relação à temperatura de referências, as temperaturas em diversas áreas da caixa são totalmente diferentes.

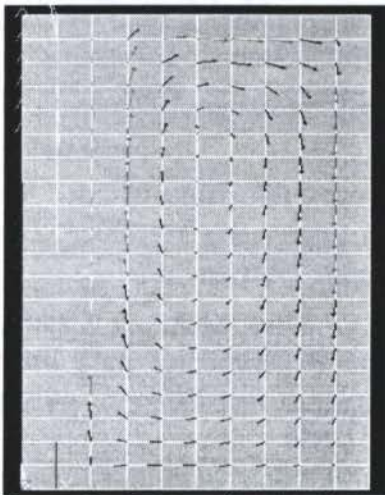


Figura 8 - Campo de velocidades (meia caixa).

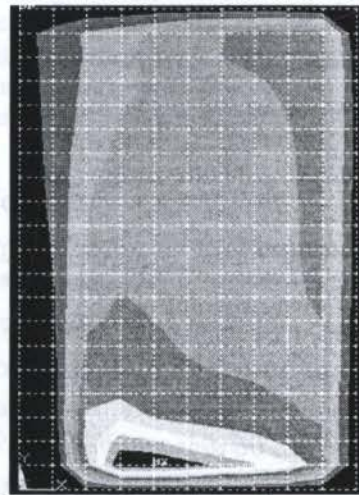


Figura 9 - Distribuição de temperaturas (meia caixa).

## 7. APERFEIÇOAMENTOS FUTUROS

Encerrada primeira fase de implementação do experimento, de obtenção dos resultados e caracterização do fenômeno, os esforços estão hoje concentrados no estabelecimento de um modelo de parâmetros distribuídos que possa servir de base para desenvolvimento de um novo controlador. Estuda-se a possibilidade de uso de softwares comerciais (como o Ansys) para geração de um modelo linearizado que será reduzido por seleção de autovalores para permitir o projeto de um controlador que comande aquecedores e ventilador simultaneamente. Esse modelo deverá servir também para estudo de localização e aumento do número de sensores e atuadores, expandindo as capacidades de uso do experimento como ferramenta didática e de pesquisa.



PAPER CODE: COB168

**IDENTIFICAÇÃO E CONTROLE DE PROCESSOS ATRAVÉS DE  
ALGORITMOS GENÉTICOS E ESTRATÉGIAS EVOLUTIVAS /  
IDENTIFICATION AND CONTROL OF PROCESSES VIA GENETIC ALGORITHMS  
AND EVOLUTION STRATEGIES**

LEANDRO DOS SANTOS COELHO & ANTONIO AUGUSTO RODRIGUES COELHO

*Departamento de Automação e Sistemas, UFSC, Caixa Postal 476*

*CEP 88040.900 Florianópolis, Brasil -E-mail: {lscoelho; aarc}@lcmi.ufsc.br*

**Abstract**

In this paper, several evolutionary computation paradigms in process identification and control are utilized. The following methodologies are addressed: i) genetic algorithms (with floating point representation), ii) hybrid algorithms composed by genetic algorithms with simulated annealing, and iii) evolution strategies (without and with self-adaptation mechanisms). Experiments in identification were conducted in mono-tank level and temperature processes. Experimental control tests were evaluated in a non-linear level process, composed of coupled twin-tanks, which was submitted to reference change and load disturbance. In this control implementation, the evolutionary computation paradigms are utilized for tuning of the design parameters of a monovariable PID controller.

**Keywords**

Genetic Algorithms, Evolution Strategies, Process Identification, Process Control, Practical Application / Algoritmos Genéticos, Estratégias Evolutivas, Identificação de Processos, Controle de Processos, Aplicação Prática.

**1. INTRODUÇÃO**

A automação tem um papel primordial nos setores produtivos do meio industrial onde metodologias inteligentes e adaptativas em instrumentação, identificação e controle de processos vem sendo progressivamente implementadas devidas ao aumento da produtividade, controle da qualidade dos produtos, flexibilidade de produção, diminuição de perdas e outros fatores. O advento da inteligência artificial ou computacional (IC) está direcionando o aprimoramento ou mesmo substituição das técnicas convencionais na área de controle de processos por metodologias inteligentes, em constante desenvolvimento no meio acadêmico e grandes centros de pesquisa, para atender com precisão requisitos de projeto e contornar adequadamente complexidades apresentadas na modelagem e controle de sistemas dinâmicos, principalmente sistemas variantes no tempo, com atraso de transporte e não-linearidades (Coelho & Coelho, 1996).

Neste artigo utiliza-se o paradigma da IC denominado computação evolucionária ou evolutiva (CE) em identificação e controle de processos. As metodologias abordadas são: i) algoritmos genéticos, ii) algoritmos genético híbrido com "simulated annealing" e, iii)

2424



estratégias evolutivas. O artigo é organizado como segue. Na seção 2, os conceitos básicos dos paradigmas da CE são descritos. A seção 3 apresenta a descrição e os experimentos em identificação de processos de nível mono-tanque e temperatura. Os experimentos em controle de um sistema de regulação de nível não-linear, composto por dois tanques acoplados é tratado na seção 4, enquanto a conclusão do trabalho é apresentada na seção 5.

## 2. COMPUTAÇÃO EVOLUCIONÁRIA

O paradigma computacional da CE imita um modelo rudimentar e simplificado da natureza como um procedimento adaptativo de busca e otimização, que possibilite implementações computacionais. A CE sugere um mecanismo em que uma população  $P(t)$  de indivíduos (soluções) visa melhorar, em média, a sua adequabilidade em relação ao ambiente, ou seja, o seu desempenho geral com respeito a um dado problema. A seguir, são tratados os paradigmas da CE aplicados em identificação e controle de processos.

### 2.1 Algoritmos genéticos

Os algoritmos genéticos (AGs) constituem-se em um método de busca e otimização que utiliza operações randômicas baseadas na genética e seleção natural. Os AGs são poderosas ferramentas que provém uma alternativa às tradicionais técnicas de otimização na efetivação de buscas globais em espaços de busca complexos e irregulares (Fogel, 1994). A figura 1 ilustra o algoritmo básico do AG.



Figura 1: Ciclo de evolução de um AG básico.

Os AGs se caracterizam por serem robustos em aplicações complexas e seus mecanismos efetuam eficientemente uma procura global. O processo de “annealing” é aplicado ao AG, a cada geração, após as operações de recombinação e mutação, para sintonização fina dos valores dos cromossomos do AG, este algoritmo é denominado AG híbrido com “simulated annealing” (AGSA).

### 2.2 Estratégias evolutivas

As estratégias evolutivas (EEs) constituem-se de técnicas com características similares aos algoritmos genéticos, contudo seu embasamento é condizente as características biológicas de poligenia e pleiotropia. Além disso, operador de mutação é o operador mais importante nas EEs e apresentam mecanismos de auto-adaptação através de desvios padrão e covariâncias, ao contrário dos AGs que possuem o operador de recombinação como mais importante e não apresentam mecanismos de auto-adaptação. Em contraste com os AGs, as soluções são diretamente representadas em vetores de valores reais  $\bar{x} \in \mathcal{R}^n$  e os indivíduos  $\bar{a} = (\bar{x}, \bar{\sigma}, \theta)$  consistem não somente do vetor  $\bar{x}$  mas também incorporam um vetor adicional  $\bar{\sigma} \in \mathcal{R}_+^n$  de desvio padrão positivo  $\sigma_i$  e um conjunto de ângulos de inclinação  $\theta$ , que influencia as covariâncias das mutações (Bäck & Schwefel, 1993). Os parâmetros usuais das EEs são

utilizados pelo operador mutação, para modificar os correspondentes objetos variáveis  $x_i$  ( $i \in \{1, \dots, n\}$ ). A mutação opera em cada objeto variável  $x_i$  pela adição de números randômicos normalmente distribuídos com esperança zero e variância  $\sigma_i^2$  (indicada pela notação  $N(0, \sigma_i^2)$ ). Um novo vetor solução  $\bar{a}' = (\bar{x}', \bar{\sigma}', \theta')$  pode ser criado como:

$$\bar{\sigma}'_i = \bar{\sigma}_i \cdot \exp(\tau' \cdot N(0,1) + \tau \cdot N_i(0,1)) \quad (1)$$

$$\theta'_j = \theta_j \cdot \exp(N_j(0, \Delta\theta)); \quad j \in \{1, \dots, w\} \quad (2)$$

$$x'_i = x_i + \sigma'_i \cdot N_i(0, A); \quad i \in \{1, \dots, n\} \quad (3)$$

onde a mutação de  $\bar{\sigma}_i$  é baseada em um fator de busca global  $\tau' \cdot N(0,1)$  e um fator local  $\tau \cdot N_i(0,1)$ .

### 3. EXPERIMENTOS EM IDENTIFICAÇÃO E CONTROLE DE PROCESSOS

As metodologias de CE aplicadas a identificação e controle de processos são: AGs, AGSA e EEs. A tabela 1 apresenta os parâmetros das metodologias de CE utilizadas nos experimentos.

Tabela 1: Metodologias de CE utilizadas em identificação e controle de processos.

$n^o$	técnica (população)	$\sigma$	seleção	recombinação	mutação
1	AG(30)	-	roleta	* $p_r = 0.8$	# $p_m = 0.1$
2	AGSA(30)	-	roleta	* $p_r = 0.8$	# $p_m = 0.1$
3	AGSA(30)	-	"breeder"	* $p_r = 0.8$	# $p_m = 0.1$
4	EE-(1+1)	1	-	-	sim
5	EE-(5+25)	1	-	não	sim
6	EE-(5+25)	1	-	**	sim
7	EE-(1,29)***	1	-	-	correlata
8	EE-(1+29)****	1	-	-	correlata

*convenções*

- # mutação não-uniforme com  $b=2$
- \* recombinação aritmética
- \*\* recombinação discreta ( $x$ ) e aritmética intermediária ( $\sigma$ )
- \*\*\* controle do tamanho de passo individual
- \*\*\*\* variações correlatas e esquema de adaptação dos parâmetros

#### 3.1 Experimentos em identificação de processos

Os processos de nível mono-tanque e temperatura utilizados para avaliar as técnicas de CE em identificação foram projetados no laboratório de controle do UFSC/DAS/LCP, cujos diagramas são representados nas figuras 2 e 3, respectivamente. Estes processos estão presentes em diversas plantas industriais. Informações adicionais dos processos estão disponíveis em Coelho (1995). O processo de nível mono-tanque é submetido a uma entrada e, através de uma placa de aquisição de dados, conectada ao computador, são coletadas 1500 amostras do processo, para um período de amostragem de 1 s, enquanto o processo térmico é submetido a uma entrada e são coletadas 300 amostras do processo para um período de amostragem de 5 s.



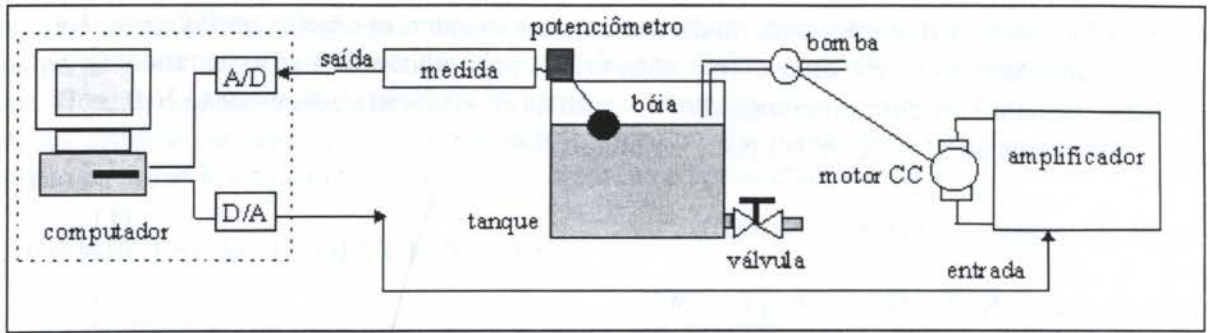


Figura 2: Diagrama de configuração do processo de nível.

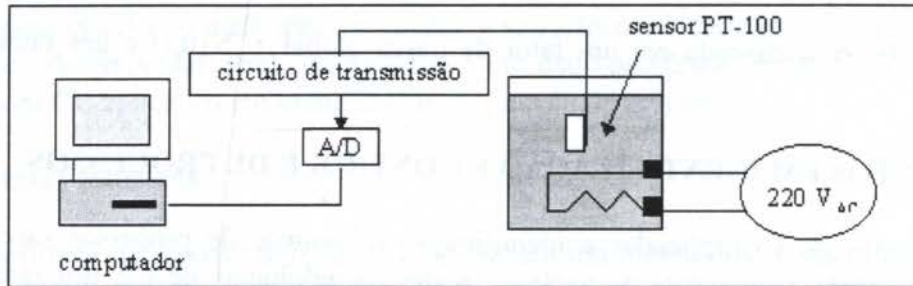


Figura 3: Diagrama de configuração do processo térmico.

Nas metodologias de CE adotadas são realizados 10 experimentos e o espaço de busca dos parâmetros é  $[-2;2]$ . O critério de parada adotado é de 2000 iterações, neste caso, número de avaliações da função de adequabilidade, contudo o projetista pode adotar outro critério de parada que leve em conta a tolerância do erro.

### 3.2 Resultados experimentais

Nos experimentos realizados foram testadas a identificação dos processos de baixa ordem, combinando as possíveis soluções no intervalo  $a \in \mathbf{R} \forall na \in [1;2]$  e  $b \in \mathbf{R} \forall nb \in [1;2]$ . O modelo matemático paramétrico utilizado na estimação dos parâmetros do processo tem a seguinte expressão:

$$A(z^{-1})y(k) = B(z^{-1})u(k-d) + v(k) \quad (4)$$

$$A(z^{-1}) = 1 + a_1z^{-1} + a_2z^{-2} + \dots + a_naz^{-na} \quad (5)$$

$$B(z^{-1}) = b_1z^{-1} + b_2z^{-2} + b_3z^{-3} + \dots + b_nbz^{-nb} \quad (6)$$

onde  $y(k)$ ,  $u(k)$ ,  $v(k)$  e  $d$  são a saída, entrada, ruído e atraso de transporte, respectivamente. O ruído é uma seqüência normal de números randômicos com média zero e variância unitária. O objetivo das metodologias aplicadas é encontrar os parâmetros adequados para os polinômios  $A(z^{-1})$ ,  $B(z^{-1})$  e  $d$ . O critério considerado para validação dos modelos discretos estimados é a minimização da integral do erro de previsão quadrático (ISE - "Integral Square-Error"), isto é:

$$J = ISE = \int e^2(t)dt = \sum_{k=1}^n [y(k) - \hat{y}(k)]^2 \quad (7)$$

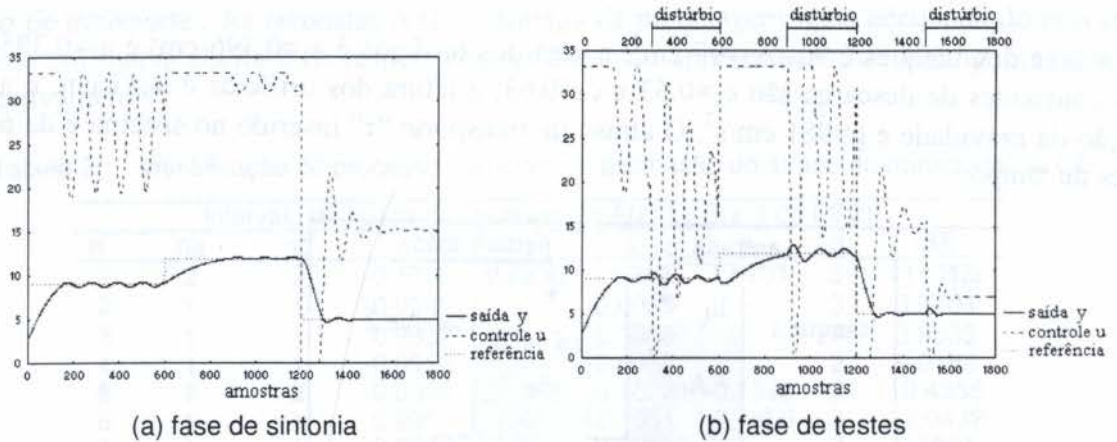


Figura 8: Saída e controle do controle PID com sintonia via CE.

Nota-se pela resposta a mudanças de referência dos controladores inteligentes apresentadas nas figuras 8(a) e 8(b) a sintonia do controlador PID obtida é adequada para tratamento de mudanças de referência, contudo cabe mencionar que a resposta destes controladores, em aplicações práticas, pode ser aprimorada evitando-se a saturação da ação de controle, alterando-se a equação de  $J(u,e)$  de maneira a acrescentar-se algum termo de penalização a ação de controle.

## 5. CONCLUSÕES

Este artigo apresentou o estudo de três casos da aplicabilidade da CE em identificação e controle de processos industriais. Os algoritmos evolutivos descritos e analisados foram os AGs, AGSA e EE e mostraram-se adequados e eficientes frente aos experimentos realizados. Contudo, deve-se mencionar que, apesar da literatura apresentar um espectro abrangente e multidisciplinar em aplicações do paradigma computacional CE, algumas questões de projeto de algoritmos evolutivos permanecem em aberto como regras determinísticas na seleção dos parâmetros de controle dos algoritmos, análise das propriedades de convergência, no sentido de melhorar a eficiência e robustez da CE para aplicações em tempo real.

## 6. REFERÊNCIAS

- Bäck, T. & Schwefel, H.-P. An Overview of Evolutionary Algorithms for Parameter Optimization, *Evolutionary Computation*, vol.1, pp.1-23, The MIT Press, 1993.
- Coelho, A.A.R. Laboratory Experiments for Education in Process Control. *Workshop in Control Education and Technology Transfer Issues*, Curitiba, PR, Brasil, pp.133-138, 1995.
- Coelho, L.S. & Coelho, A.A.R. Estratégias de Configuração Evolucionária, Fuzzy e Neural em Algoritmos de Controle PID, *III SBRN*, Recife, PE, Brasil, pp.109-117, 1996.
- Fogel, D.B. An Introduction to Simulated Evolutionary Optimization, *IEEE Transactions on Neural Networks*, vol.5, no.1, pp.3-14, 1994.
- Li, Y. & Ng, K.C. Uniform Approach to Model-Based Fuzzy Control System Design and Structural Optimisation, *Technical Report CSC-95007*, Centre for Systems and Control, University of Glasgow, U.K., 1995.



PAPER CODE: COB221

**MOTION CONTROL OF A BIAXIAL MACHINE TOOL USING A  
VERSATILE CROSS-COUPPLING CONTROLLER / CONTROLE DE  
MOVIMENTOS DE UMA MÁQUINA-FERRAMENTA BIAXIAL USANDO UM  
ALGORITMO COM EIXOS ACOPLADOS**Helder Barbieri Lacerda<sup>(\*)</sup> & Eduardo Morgado Belo<sup>(\*\*)</sup><sup>(\*)</sup> Fabrication and Machine Design Department, Federal University of Santa Maria  
CEP 97.119-900 - Santa Maria, RS, Brazil - E-mail: helderbl@sc.usp.br<sup>(\*\*)</sup> Mechanical Engineering Department, EESC, University of São Paulo  
CEP 13.560-250 - São Carlos, SP, Brazil - E-mail: belo@sc.usp.br**Abstract**

This work deals with a type of cross-coupling controller applied to control the machine tool biaxial table motions. A special algorithm was created to perform well any kind of trajectory, linear and non-linear with constant or varying curvature radius and corners. There is no need to make any previous adjustments. It utilizes information from the interpolator and axial positioning errors to calculate the instantaneous radius and curvature centre of the trajectory and also, the contour error. Moreover, it is able to change the proportional, integral and derivative gains of the control law, according to the kind of path. It can be put to work together with the machine axial controllers, helping them. The system is simulated using a non-linear machine model which includes friction, backlash, cutting forces and the ballscrew elasticity. The response results are compared with those of common PID's in order to analyse the effectiveness of this controller over the system.

**Keywords**machine tools, cross-coupling motion controllers  
máquinas-ferramenta, controladores de movimento com eixos acoplados**1. INTRODUCTION**

Cross coupling controllers were firstly designed in the beginning of the 80's (Koren Y., 1980) to improve machine tool contouring performance using a different approach. While P, PID, state-feedback and feedforward controllers intend to reduce the axial positioning errors, the cross-coupling controller has the philosophy that the controller unique objective is the elimination of the contour error (deviation of the table from the desired path). It consists of two main parts: the contour error mathematical model and the control law, which can be a P, PID, Fuzzy Logic or other type of controller. The problems with this kind of controllers are the necessity of a fast processor to do real time calculations and lack of versatility, due to the necessary adjustments that must be done before the beginning of linear and non-linear contours. The first problem is naturally being solved by the evolution of the microprocessors and the latter is the objective of this paper. A special algorithm was created to perform well any kind of trajectory, linear and non-linear with constant or varying curvature radius and



corners. There is no need to make any adjustments. The algorithm utilizes information from the interpolator and axial positioning errors to calculate the instantaneous radius and curvature centre of the trajectory and also, the contour error. Moreover, it is able to change the proportional, integral and derivative gains of the control law, according to the kind of path. It can be put to work together with the machine axial controllers, helping them. These ideas are supported by simulations performed using a non-linear machine model that includes backlash, friction, cutting forces and the power screw elasticity.

## 2. DYNAMIC MODEL OF AN AXIS

A non-linear dynamic model of a numerically controlled biaxial machine tool table is used to simulate the system. Generally, each axis consists of a feed-drive powered by a DC motor, gear box, ballscrew and table. There is Coulomb friction in the gears and guideways. Inertia, backlash and cutting forces are other disturbance effects. In order to reduce the model complexity, the following hypotheses were used: the elasticity in the gears and their axis are small when compared to the global system combined elasticity. There is thermal deformation in all of these elements, but it was not considered because the axis temperature variation is supposed small. Guideways and ballscrew pitch errors were not considered. A complete model description can be found in Lacerda & Belo (1997). The equations 1 and 2 show a linearized axis model version without elastic effects.

$$\begin{bmatrix} \dot{\theta}_m(t) \\ \dot{\omega}_m(t) \\ \dot{i}_a(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & -B \cdot I^{-1} & K_t \cdot I^{-1} \\ 0 & -K_b \cdot L_a^{-1} & -R_a \cdot L_a^{-1} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \theta_m(t) \\ \omega_m(t) \\ i_a(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ L_a^{-1} \end{bmatrix} \cdot [v_a] \quad (1)$$

The output equation is:

$$[x(t)] = \begin{bmatrix} \ell \\ z & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \theta_m(t) \\ \omega_m(t) \\ i_a(t) \end{bmatrix} \quad (2)$$

## 3. THE CROSS-COUPLING CONTROLLER (CCC)

The simulations were performed on a biaxial non-linear table model created with Simulink software. Both axes parameters are identical. The axial controllers and CCC can be seen in the simplified block diagram shown in Figure 1. Note that there is a coupling between the axes.

### NOTATION

$B$  - viscous damping [N.s / m]

$E_{x,y}$  - axial errors

$I$  - inertia momentum [Kg . m<sup>2</sup>]

$L$  - electrical inductance [Henry, H]

$R$  - electrical resistance [ohm,  $\Omega$ ] or radius

$i$  - electrical current [Ampère, A]

$\ell$  - lead [m / rad]

$v$  - voltage [volt, V]

$x$  - axial displacement [m]

$z$  - transmission ratio

### Subscripts

$a$  - armature

$b$  - bearing

$m$  - motor

$t$  - relative to torque or torsional.

### Greek letters

$\omega$  - angular velocity [rad/s]

$\theta$  - angular position [rad]



The interpolator sends reference command signals to each axis and they are compared with the axial positions. The resulting axial tracking errors feed the axial controllers, whose function is to take the table to the reference point R (see fig. 2), reducing these errors. If necessary, the velocity, acceleration and motor armature current can be controlled.

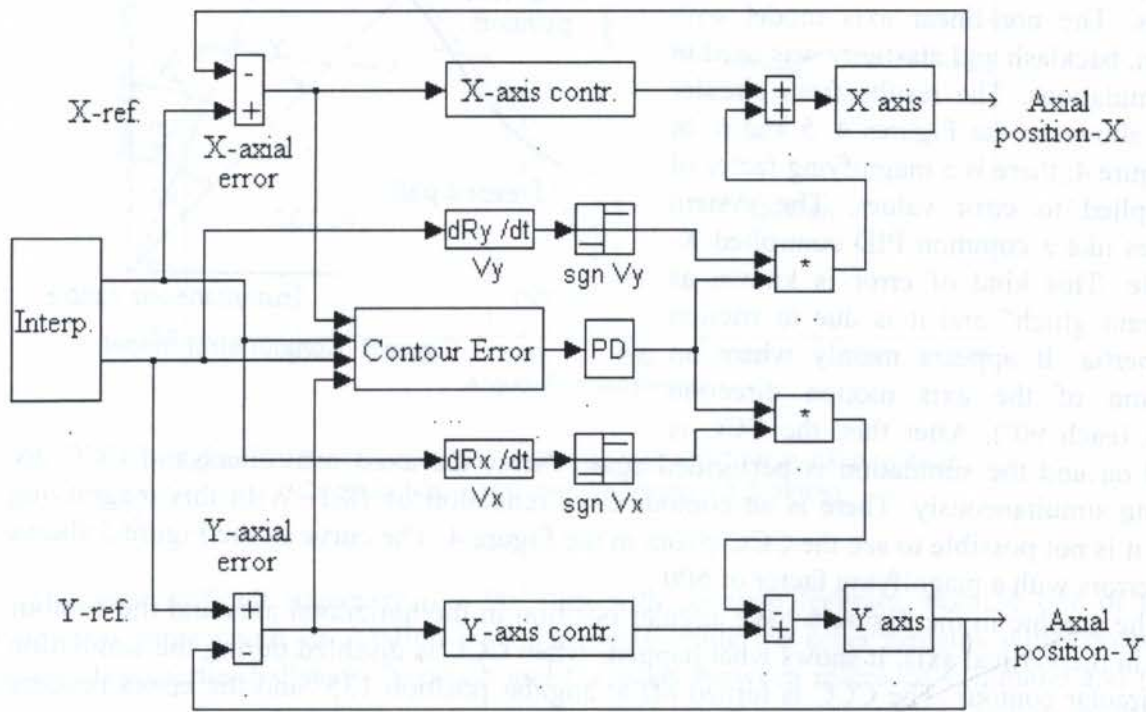


Figure 1 - Biaxial table with CCC.

The contour error model utilizes interpolator data and error signals to calculate the table path deviation (or contour error, it is the ST segment in Figure 2) in real time and also the instantaneous trajectory curvature radius. The contour error feeds the control law, which sends appropriate correction signals to the individual axes in order to take the table to the point S, in the desired path. In this paper, the control law is performed by a PID controller. The CCC works simultaneously with the axial controllers, helping them.

The block called "Contour Error" in the block diagram in Figure 1 is, in fact, an algorithm which not only calculates the contour error and instantaneous trajectory curvature radius, but also is able to change the PID gains of the control law accordingly to the trajectory type.

The Figure 3 shows the contour error geometric model. Making geometrical considerations, we obtain the contour error mathematical model, given by the following equation:

$$\varepsilon = E_x \cdot \sin \alpha - E_y \cdot \cos \alpha - R \cdot (1 - \cos \gamma) \quad (3)$$

where  $E_x$  and  $E_y$  are the axial errors,  $\alpha$  is the angle of the table velocity vector with the X axis. The angle  $\gamma$  is function of the delay between reference point and table position.

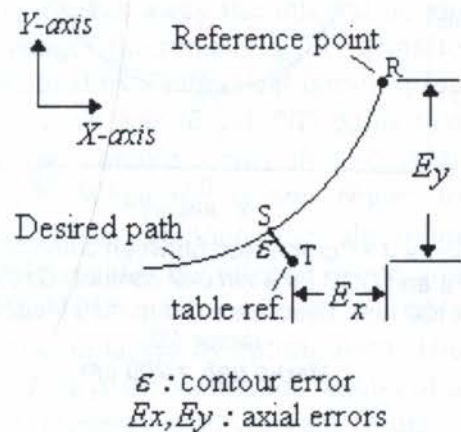


Figure 2: Path errors

**3.1 Simulation Results**

A circular contour and an oblique 90° turn were simulated to analyse the controller capacity to reject different error sources. The non-linear axis model with friction, backlash and elasticity was used in the simulations. The results from circular test is shown in the Figures 4, 5 and 6. In the Figure 4, there is a magnifying factor of 20 applied to error values. The system behaves like a common PID controlled X-Y table. This kind of error is known as “quadrant glitch” and it is due to friction and inertia. It appears mainly where an inversion of the axis motion direction occurs (each 90°). After this, the CCC is turned on and the simulation is performed again. Now, the axial controllers and CCC are working simultaneously. There is an contour error reduction of 18:1. With this magnifying factor it is not possible to see the CCC errors in the Figure 4. The curve in the Figure 5 shows these errors with a magnifying factor of 500.

The graphic in the Figure 6 have angular position in the horizontal axis and the contour errors in the vertical axis. It shows what happens when CCC is disabled during the simulation of a circular contour. The CCC is turned off at angular position 135° and the errors become large. At angular position 192° (where error is maximum), the CCC is turned on again and the errors drop quickly.

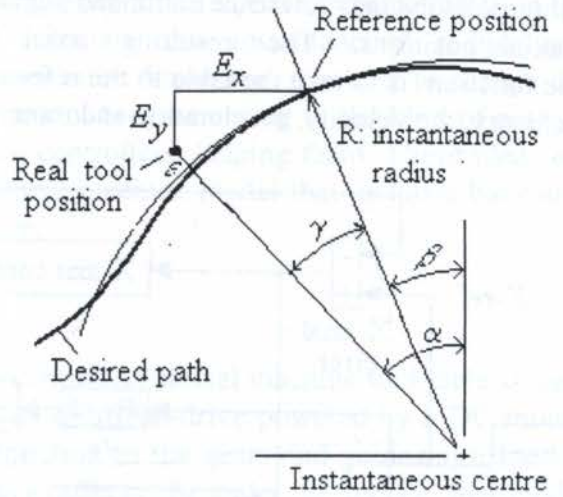


Figure 3- Contour error model.

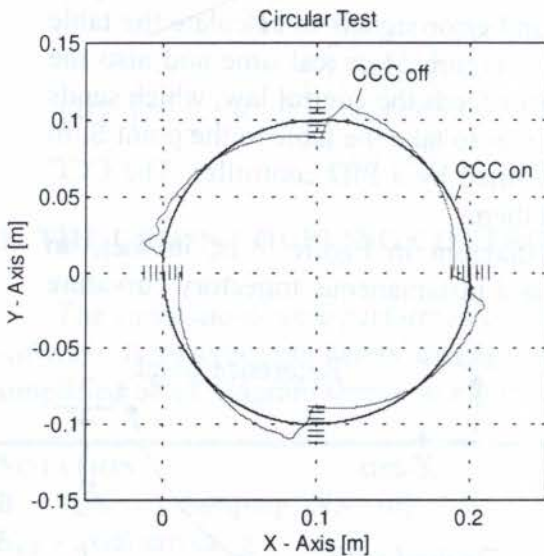


Figure 4 - Comparison between common axial PID's and CCC for a circular contour. Circle radius = 100 mm. Feedrate = 1.5 m/min. Magnifying factor: 20  
**Marks gap = 200 μm**

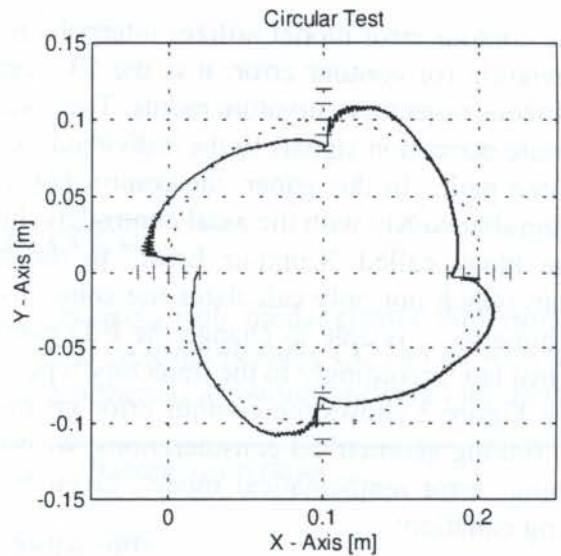


Figure 5 - CCC for a circular contour. Circle radius = 100 mm. Feedrate = 1.5 m/min. Magnifying factor: 500  
**Marks gap = 20 μm**



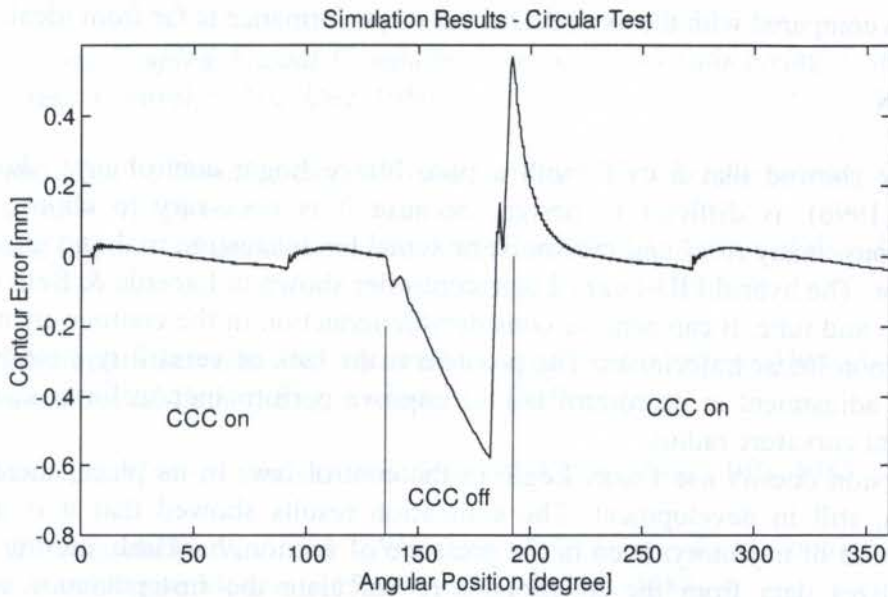


Figure 6 - Contour errors in a circular test. CCC off at 135 to 192.  
Circle radius = 100 mm. Feedrate = 1.5 m/min.

The most difficult trajectory is a  $90^\circ$  turn with constant feedrate, because one of the servomotors must revert its rotation instantaneously while the other remains with constant velocity. The inertia, ballscrew backlash and the delay between reference command and the axis actual position round the corner. Even the most powerful servomotors and the most perfect controllers can't perform a perfect corner because there is always a considerable moving mass in the machine tool field. The reduction of this mass is important to improve corner contouring performance without reducing speed.

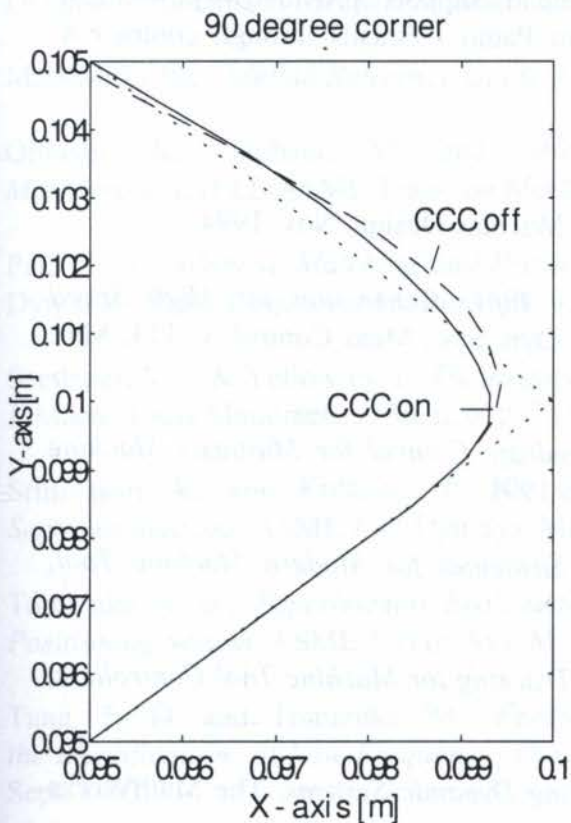


Figure 7 - Simulation results of a  $90^\circ$  corner contour test. Feedrate: 0.75 m/min

The developed algorithm is able to change the CCC control law PID gains accordingly to the trajectory type. For non-linear contours, such as circles and parabolas, it takes away the integral action (I) and changes the remaining PD gains to values obtained by a numerical optimisation whose objective was to get PID gains that minimise the contour errors in a circular contour test. When the system begins to perform a linear contour, the algorithm immediately enables the integral action and change the PD parameters to suitable values, either obtained by optimisation. The Figure 7 displays the simulation results of a  $90^\circ$  corner trajectory with constant feedrate. It can be observed that CCC brings an

improvement when compared with the axial PID's, but its performance is far from ideal.

#### 4. CONCLUSION

Previous work showed that a CCC with a pure Fuzzy Logic control law, shown in Lacerda & Belo (1996), is difficult to design, because it is necessary to choose many membership functions, many rules and they must be tuned by exhaustive trial and error. The performance is poor. The hybrid PID-Fuzzy Logic controller shown in Lacerda & Belo (1997) is simpler to design and tune. It can achieve considerable reduction in the contour error when the table performs non-linear trajectories. The problem is the lack of versatility, because it is necessary to make adjustment in its control law to improve performance in linear contours, corners and different curvature radius.

This CCC version doesn't use Fuzzy Logic in the control law. In its place, there is an versatile algorithm, still in development. The simulation results showed that it is able to perform well any kind of trajectory, even in the presence of friction, backlash, cutting forces and inertia. It utilizes data from the interpolator to calculate the instantaneous contour curvature radius and based on this, it turns on or off the integral action of the control law and also changes the remaining PD gains without stopping the operation. We conclude that it is necessary an improvement in its corner tracking ability. A preview scheme is being studied to be added to the algorithm, using the feature that the trajectory is known in CNC contouring systems. A better method to obtain optimum PID gains would be very useful.

#### ACKNOWLEDGEMENTS

The authors gratefully acknowledge the financial support provided by FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo - Brasil) through contract n° 1997/5099-0.

#### REFERENCES

- Berardinis, L.; *Motion Control Gets Gradually Better*, Machine Design, Nov. 1994.
- Butler, J., Haack, B. & Tomizuka, M.; *Reference Input Generation for High Speed Coordinated Motion of a Two Axis System*, ASME J. Dyn. Sys., Meas Control, v. 113, Mar. 1991.
- Chuang, H. & Liu, C.; *Cross-Coupled Adaptive Feedrate Control for Multiaxis Machine Tools*, ASME J. Dyn. Sys., Meas Control, v. 113, Sept. 1991.
- Elbestawi, M. A. et. al.; *Some Advanced Control Strategies for Modern Machine Tool*, Computers in Industry, v. 16, p. 47-57, 1991.
- Imamura, F. & Kaufman, H.; *Time Optimal Contour Tracking for Machine Tool Controllers*, IEEE Control Systems, p. 11-17, Apr. 1991.,
- Hicklin, J. et. al., *Simulink - A Program for Simulating Dynamic Systems*, The MathWorks Inc., Massachusetts, 1992.
- Jang, J.-S. and Gulley, N., *Fuzzy Logic Toolbox*, The MathWorks Inc., Massachusetts, 1995.



Koren, Y.; *Cross-Coupled Biaxial Computer Control for Manufacturing Systems*, ASME J. Dyn. Sys., Meas. Control, v. 102, Dec. 1980.

Koren, Y. and Lo, C. ; *Variable-Gain Cross-Coupling Controller for Contouring*, , Annals of the CIRP, v. 40, n. 1, 1991.

Koren, Y. and Lo, C. ; *Advanced Controllers for Feed Drives*, Annals of the CIRP, v. 41, n. 2, 1992.

Kulkarni, P.K. and Srinivasan, K.; *Optimal Contouring Control of Multi-Axial Feed Drive Servomechanisms*, ASME J. of Eng. for Ind., v. 111, May 1989.

Kuo, B.; *Automatic Control Systems*, Prentice-Hall, Englewoods Cliffs, 1985.

Kunz, U. & Oberschelp, W.; *New CNC Control Technique Cuts Contour Errors*, Power Conversion & Intelligent Motion, v.15, n.9, p. 36-38, Sept. 1989.

Lacerda, H. B. and Belo, E. M.; *Application of Fuzzy Logic on motion control systems in machine tools*, Proc. ICONE'96 - Second International Conference on Non-linear Dynamics, Chaos, Control and their Applications in Engineering Sciences, São Pedro (SP), Brazil, Aug.1996.

Lacerda, H.B. & Belo, E. M.; *Application of a PID-Fuzzy Controller on the Motion Control System in Machine Tools*, Anais do DINAME 97 - 7<sup>th</sup> International Conference on Dynamic Problems in Mechanics, Angra dos Reis (RJ), Brazil, Mar. 1997 (in publishing).

Mathworks Inc., *Matlab Reference Guide*, Massachusetts, 1992.

Ohnishi, K., Shibata, M. and Murakami, T.; *Motion Control for Advanced Mechatronics*, IEEE/ASME Trans. on Mechatronics, v. 1, n.1, Mar. 1996.

Pak, H. A.; *Adaptive Matching and Preview Controllers for Feed Drive Systems*, ASME J. Dyn. Sys. Meas. Contr., v. 113, Jun 1991.

Seethaler, R. J. & Yellowley, I.; *The Regulation of Position Error in Contouring Systems*, Int. J. Mach. Tools Manufact., v. 36, n. 6, p. 713-728, 1996.

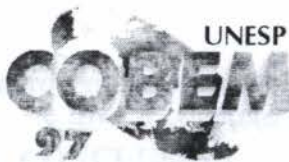
Srinivasan, K. and Kulkarni, P. K.; *Cross-Coupled Control of Biaxial Feed Drive Servomechanisms*, ASME J. of Dyn Sys, Meas. and Contr., v. 112, Jun. 1990.

Tomizuka et. al.; *Experimental Evaluation of the Preview Servo Scheme for a Two-Axis Positioning System*, ASME J. Dyn. Sys. Meas. Contr., v. 106, Mar 1984.

Tung, E. D. and Tomizuka, M., *Feedforward Tracking Controller Design Based on the Identification of Low Frequency Dynamics*, ASME J. Dyn. Sys. Meas. Contr., v. 115, Sept. 1993.

Van Brussel, H. et al.; *Accurate Motion Controller Design Based on an Extended Pole Placement Method and a Disturbance Observer*, Annals of the CIRP, v. 43, n.1, 1994.





PAPER CODE: COB228

**ALTA PRECISÃO DE MOVIMENTO E MEDIÇÃO ATRAVÉS DE  
RECURSOS MECATRÔNICOS / HIGH MOTION AND MEASUREMENT  
ACCURACY BY MECHATRONICS**

OSWALDO HORIKAWA

*Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo - EPUSP  
CEP 05508-900 São Paulo, SP, Brasil - E-mail: ohorikaw@usp.br*

**Abstract**

The purpose of this work is to show by two examples, that mechatronic techniques, i.e., the combined use of conventional mechanical technology with control, sensing, actuation technology and technology related to the electronics and application of computer, it is possible to obtain devices and measuring processes of higher accuracy, or with the same accuracy of conventional one but with a lower cost. One example deals about a controlled type air bearing that by using a piezoelectric actuator, a non-contacting sensor and a controller can actively reduce rotation errors of the axis due to disturbance forces or profile error of bearing parts, achieving an infinite static stiffness and nanometer order motion accuracy. The second example is about a method to measure roundness of objects with a accuracy higher than that of the rotary mechanism used in the measurement.

**Palavras-chaves**

Mechatronics, air bearing, active bearing, motion accuracy, measurement accuracy / Mecatrônica, mancal a ar, mancal ativo, precisão de movimento, precisão de medição.

**1. INTRODUÇÃO**

Tradicionalmente, a obtenção de movimentos de alta precisão e de medidores de alta precisão dependia basicamente da obtenção de superfícies de referência (*datum*) como planos e cilindros de elevada precisão. Assim por exemplo, a precisão de movimento de uma mesa de uma fresadora depende da precisão de forma dos guias responsáveis pelo movimento linear da mesa. Analogamente, a precisão de medição de um medidor de circularidade depende da precisão de fabricação do eixo e da superfície onde o eixo se apoia (ver p. ex. Slocum, 1992). Esta limitação da precisão do movimento ou da medição à precisão de forma dos componentes da máquina tende hoje em dia a ser rompida através da estratégia segundo a qual os erros de movimento ou de medição passam a ser corrigidos com o emprego de técnicas de controle, envolvendo o uso de sensores, atuadores, controlador e o processamento de sinais via computador, em suma, com o emprego de recursos mecatrônicos. Ao passo que a solução tradicional, acima citada, tende a apresentar um custo cada vez mais elevado, uma vez que envolve processos mais demorados e complexos de fabricação, a solução mecatrônica tende a se mostrar cada vez mais econômica, uma vez que elementos eletro-eletrônicos como o sensor, o atuador e o computador podem ser encontrados no mercado a um custo cada vez mais reduzido e qualidade cada vez mais elevada. O presente trabalho vem então a elucidar a viabilidade do que foi discutido acima apresentando dois exemplos. O primeiro exemplo é de

2439



um mancal controlado desenvolvido pelo autor, que através de correção de erro em tempo real permite a obtenção de uma precisão de giro da ordem de 10nm (nanômetro:  $10^{-9}$  m). O segundo exemplo, é o de uma estratégia de medição de circularidade, também desenvolvido pelo autor, que torna a precisão de medição independente da precisão de giro, e portanto da precisão de forma dos componentes do sistema rotativo do aparato de medição. Esta estratégia só se torna viável graças ao emprego do processamento de sinais por meio de computador. Constitui também um objetivo maior deste trabalho indicar, através dos exemplos, uma alternativa mais econômica para a obtenção de máquinas de manufatura ou de medição de elevada precisão, que possibilitarão a obtenção de produtos com elevada precisão de forma - uma das características determinantes de sua qualidade. Em termos econômicos, isto se traduz numa alternativa para o aumento da competitividade da indústria a um baixo custo.

## 2. MANCAL CONTROLADO - AAJB

Os mancais aerostáticos são elementos de máquinas amplamente empregados em diversas áreas da engenharia de precisão devido a vantagens que tais mancais apresentam sobre os demais tipos, como alta precisão e atrito extremamente baixo. Contudo, apresentam problemas como: (1) vibração devido à baixa rigidez e capacidade de amortecimento, (2) erros de movimento causados por erros de forma do eixo e dos componentes do mancal. De forma a solucionar tal problema, Horikawa *et al.*, 1989, propuseram um novo mancal aerostático controlado que foi denominado de "Active Air Journal Bearing" (Mancal Radial a Ar Ativo) ou AAJB.

### 2.1 Estrutura do AAJB

A Fig. 1 apresenta a estrutura mecânica do AAJB. Um eixo (diâmetro de 100mm e comprimento de 84mm), é apoiado sem contacto sólido através de 4 sapatas a ar (espessura do filme de ar:  $24\mu\text{m}$ , pressão de alimentação: 0.4MPa). Estas sapatas são conectadas ao corpo do mancal através de estruturas elásticas (juntas elásticas) de forma a poderem se mover na direção radial  $x$  ou  $y$ . Um atuador piezo-elétrico (APE) é inserido entre o corpo do mancal e cada sapata. Cada combinação de APE e sapata compõem um atuador não-contactante que aos pares, movimentam o eixo na direção  $x$  e  $y$  através do filme. A posição do eixo em  $x$  e em  $y$  é medida através de 2 micrômetros capacitivos (ADE MICROSENSE, resposta de frequência: 10kHz, resolução: 10nm) e as suas saídas são enviadas ao controlador. A rotação do eixo é produzida por uma turbina a ar instalado no topo do eixo e bicos de ar. A cada vez que o eixo completa uma volta,

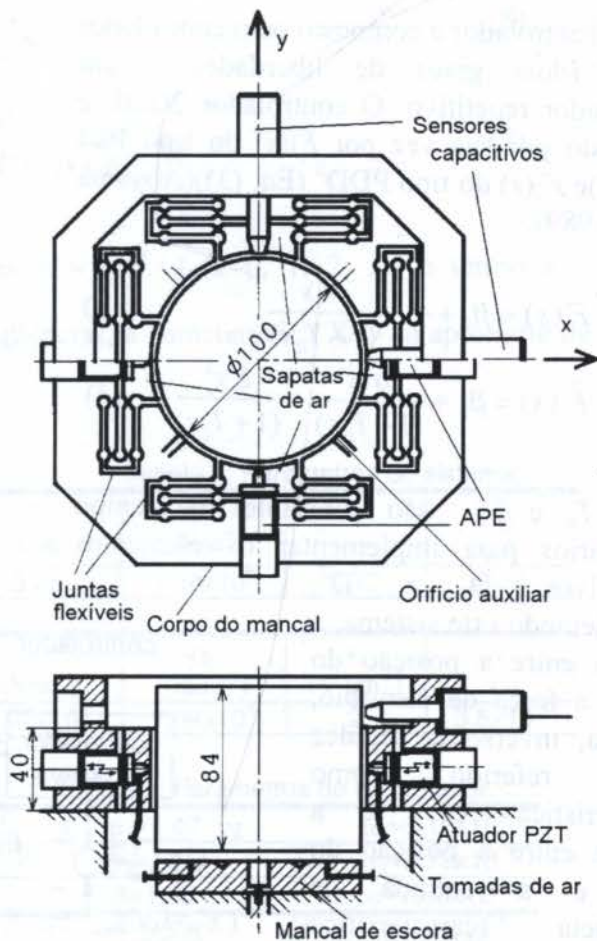


Figura 1 Estrutura do AAJB experimental



dois sensores magneto-resistivos geram 400 pulsos que são utilizados para a medição da posição angular do eixo. Desde que os movimentos aqui considerados são relativamente pequenos, os movimentos do eixo numa direção é assumida independente daquele em outra direção. Assim, os movimentos nas direções  $x$  e  $y$  são controlados independentemente.

**2.2 O modelo dinâmico do AAJB**

A Fig. 2 mostra um modelo dinâmico simplificado para o movimento do eixo na direção  $x$ . Aqui,  $M$  representa a massa do eixo,  $K$ , a rigidez do filme de ar,  $C$ , o coeficiente de amortecimento do filme de ar,  $d_x$ , a componente na direção  $x$  da força de distúrbio que age no eixo,  $x$ , o deslocamento do eixo,  $x_r$ , o sinal de referência,  $u_x$ , o deslocamento do APE,  $k_s$ , o ganho do sensor e  $k'_s$ , um coeficiente para converter deslocamento em voltagem ( $k_s=k'_s$ ). O modelo na direção  $y$  é idêntico, dada à simetria do AAJB. O diagrama de blocos correspondente é dado na Fig.3. A função de transferência entre a tensão do sinal de entrada no APE e a força que age no eixo é expresso por  $G_1(s)$  e, entre a mesma força e o deslocamento do eixo por  $G_2(s)$  (Horikawa *et al*, 1990, 1991).

$$G_1(s) = \frac{k_p}{(1+Ts)} \cdot \frac{\omega_n}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \cdot (2Cs + 2K) \tag{1}$$

$$G_2(s) = \frac{1}{Ms^2 + 2Cs + 2K} \tag{2}$$

O controlador é composto pelo controlador 2GDL (dois graus de liberdade) e um controlador repetitivo. O controlador 2GDL é composto por sua vez por  $F_1(s)$  do tipo PID (Eq.(2))e  $F_2(s)$  do tipo PDD<sup>2</sup> (Eq. (3))(Aoyama *et al.*, 1989).

$$F_1(s) = \beta_1 + \frac{\gamma}{s} + \frac{\alpha_1 s}{(1+T_a s)} \tag{3}$$

$$F_2(s) = \beta_2 + \frac{\alpha_2 s}{(1+T_a s)} + \frac{\xi s^2}{(1+T_\xi s)} \tag{4}$$

Onde  $T_a$  e  $T_\xi$  são constantes de tempo necessários para implementar os elementos derivativos  $D$  e  $D^2$ .

Considerando este sistema, a relação entre a posição do eixo e a força de distúrbio, ou seja, inverso da rigidez (aqui referido como característica  $X/D$ ) e a relação entre a posição do eixo e a entrada de referência (característica  $X/X_r$ ) são como segue.

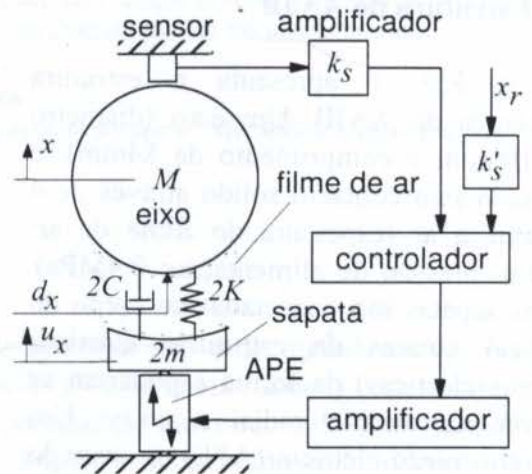


Figura 2 Modelo dinâmico do AAJB

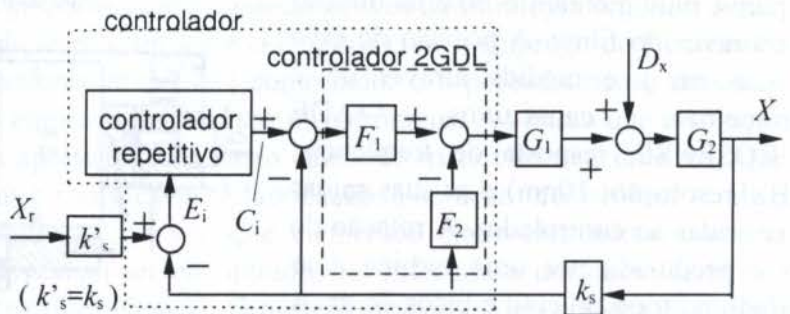


Figura 3 Diagrama de blocos do AAJB na direção  $x$



$$\frac{X(s)}{D_x(s)} = \frac{G_2(s)}{1 + k_s G(s) F(s)} \tag{5}$$

$$\frac{X(s)}{X_r(s)} = \frac{k'_s G(s) F_1(s)}{1 + k_s G(s) F(s)} \tag{6}$$

Onde,  $F(s) = F_1(s) + F_2(s)$  e  $G(s) = G_1(s) \cdot G_2(s)$ . O controlador é então projetado da seguinte forma: (i)  $F(s)$  é determinado de tal forma a diminuir o ganho da característica X/D o máximo possível enquanto o sistema se mantiver estável; (ii) mantendo  $F(s)$  no valor acima determinado,  $F_1(s)$  e  $F_2(s)$  são ajustados de tal forma a otimizar a característica X/Xr. Desta maneira, uma característica pode ser determinada independente da outra, dentro de um determinado limite. Esta é a razão por que o controlador é chamado de controlador com 2 graus de liberdade. Ao controlador 2GDL, que realiza o controle básico da posição do eixo nas direções  $x$  e  $y$ , é acrescentado conforme mostra a Fig.3, um outro para realizar o controle repetitivo (Hara *et alii*, 1985) de modo a possibilitar a redução de erros de rotação cíclicos e repetitivos. O controlador repetitivo executará repetidamente o seguinte algoritmo: (i) Amostra o erro  $E_i$ ; (ii) Calcula o sinal de compensação:  $C_i = C_{i-1} + E_{i-1} / k_r$  e (iii) Envia  $C_i$  ao controlador 2GDL de modo a cancelar o erro. Aqui,  $i$  indica a  $i$ -ésima rotação do eixo após ativar o controle repetitivo e  $k_r$ , o ganho do controle repetitivo. Considerando este controlador repetitivo, as Eqs.(5) e (6) assumem as seguintes formas.

$$\frac{X(s)}{D_x(s)} = \frac{G_2(s)}{1 + k_s G(s) [F_1(s)(1 + F_r(s)) + F_2(s)]} \tag{8}$$

$$\frac{X(s)}{X_r(s)} = F_r(s) \cdot \frac{k'_s G(s) F_1(s)}{1 + k_s G(s) [F_1(s)(1 + F_r(s)) + F_2(s)]} \tag{9}$$

onde,  $F_r(s) = \frac{e^{-L_r s}}{k_r (1 - e^{-L_r s})}$ . Nas frequências  $\omega = 2\pi k / L_r (k=0, 1, 2, \dots)$  o termo  $e^{-L_r s}$  se aproxima de 1, fazendo com que nestas frequências, a característica X/D se aproxime de 0 e X/Xr, de 1 (Horikawa *et al.*, 1990).

### 2.3 Resultados experimentais

Em primeiro lugar, foram medidos os parâmetros das funções de transferência  $G_1(s)$  e  $G_2(s)$  (Horikawa *et al.*, 1990, Tab.1) e adotando  $k_s = 2V\mu m^{-1}$ , os parâmetros do controlador 2GDL foram definidos através da simulação das características X/D e X/Xr, de acordo com as Eqs.(5) e (6), resultando nos valores da Tab.2 (Horikawa *et al.*, 1990).

Tabela 1: Parâmetros do sistema.

M (kg)	K (N.m <sup>-1</sup> )	ζ	k <sub>p</sub> (μm V <sup>-1</sup> )
5.05	7.54x10 <sup>6</sup>	0.77	0.93

C (Nsm <sup>-1</sup> )	ω <sub>n</sub> (rad s <sup>-1</sup> )	k <sub>s</sub> (V μm <sup>-1</sup> )	T (s)
1.22x10 <sup>3</sup>	7.04x10 <sup>3</sup>	2	3.8x10 <sup>-4</sup>

Tabela 2: Parâmetros do controlador.

β <sub>1</sub> =0.47		α <sub>1</sub> =5.10x10 <sup>-4</sup>	
P:	β <sub>2</sub> =1.12	D:	α <sub>2</sub> =2.72x10 <sup>-4</sup>
	β=1.59		α=7.83x10 <sup>-4</sup>
I:	γ=5.30x10 <sup>-3</sup>	D <sup>2</sup> :	ξ=1.00x10 <sup>-8</sup>
	T <sub>α</sub> = 7.00x10 <sup>-3</sup> s		T <sub>ε</sub> = 7.00x10 <sup>-3</sup> s



Primeiramente foram obtidos resultados sem que se gire o eixo. A Fig.4 mostra as saídas dos sensores  $x$  e  $y$ , sem se aplique nenhuma força de distúrbio intencional ao eixo. Quando o mancal não é controlado (Fig.4(a)), o eixo vibra continuamente com uma amplitude de aproximadamente 60nm, devido principalmente ao fluxo pelos orifícios de fornecimento de ar. Já no AAJB com o controlador 2GDL, tais amplitudes são reduzidas a menos de 15nm (Fig.4(b)). Uma vez que o fluxo de ar não é alterado com ou sem controle, a redução na amplitude indica uma melhoria na rigidez e na capacidade de amortecimento do mancal. A Fig.5 mostra a resposta do eixo do AAJB a uma carga estática de 43N. Sem o controle (Fig.5(a)) a força produz um deslocamento próximo de  $2\mu\text{m}$  nas duas direções. Já com o controle 2GDL (Fig.5(b)), verifica-se um deslocamento transitório, mas o eixo volta rapidamente à posição de referência, indicando que a rigidez estática do AAJB é infinita.

Já a Fig.6 mostra respostas experimentais (linhas contínuas) e calculadas (linhas interrompidas) do AAJB para uma entrada em forma de degrau de  $0.1\mu\text{m}$ . Estes resultados demonstram a capacidade do AAJB de posicionar o eixo com elevada precisão e rapidez de resposta (largura da banda de resposta de aproximadamente 1kHz).

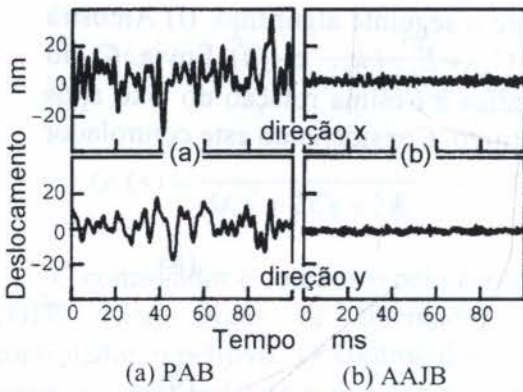


Figura 4 Vibração do eixo

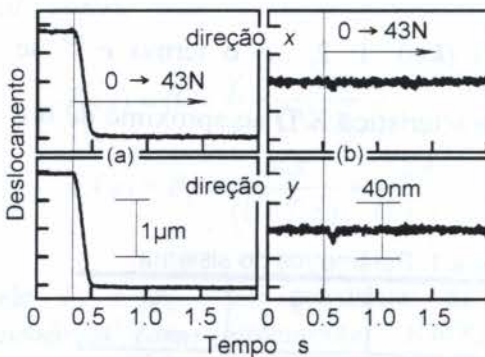


Figura 5 Resposta a uma força de distúrbio

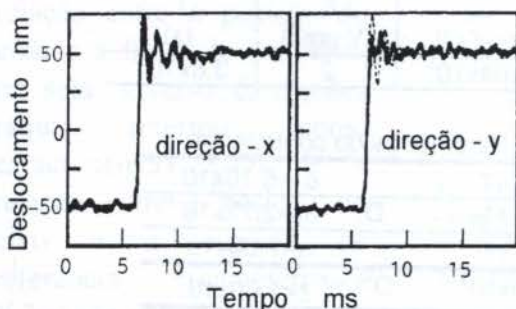


Figura 6 Resposta em degrau (altura  $0.1\mu\text{m}$ )

Desempenhos igualmente expressivos em termos de rigidez e capacidade de posicionamento também foram obtidos com o eixo em rotação, no caso dos seguintes resultados, a 1000rpm. Neste caso, assumiu-se o perfil do eixo à altura do sensor como referência para controle da precisão de movimento. A Fig.7 mostra os erros de movimento rotativo. Sem o controle (Fig.7(a)), os erros em  $x$  e em  $y$  foram de aproximadamente  $0.3\mu\text{m}$ . Já no AAJB com o

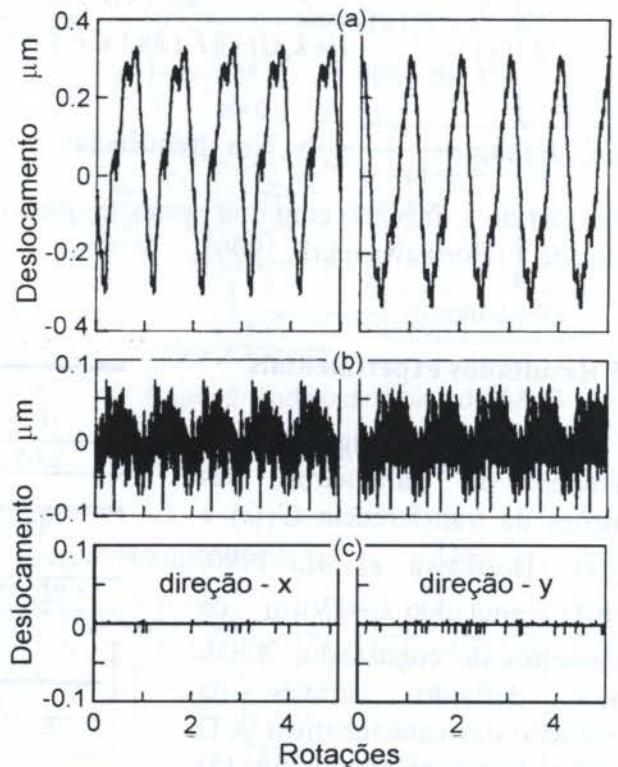


Figura 7 Erro de movimento rotativo (1000rpm): (a) PAB, (b) AAJB com controlador 2GDL e (c) AAJB com controlador 2GDL e repetitivo



controlador 2GDL (Fig.7(b)), os erros são reduzidos a aproximadamente  $0.1\mu\text{m}$ , restando somente vibrações repetitivas e sincronizadas com a rotação do eixo. Tais vibrações, são então reduzidas a menos de  $25\text{nm}$  com a adição do controle repetitivo (Fig.7(c)). Por fim, a Fig.8 mostra sucessivos posicionamentos de  $0.1\mu\text{m}$  do eixo em rotação com os controladores 2GDL e repetitivo. Posicionamentos rápidos e precisos são realizados em  $x$  (Fig.8(a)) e em  $y$  (Fig.8(b)), não sendo observada nenhuma interferência entre os movimentos nas duas direções.

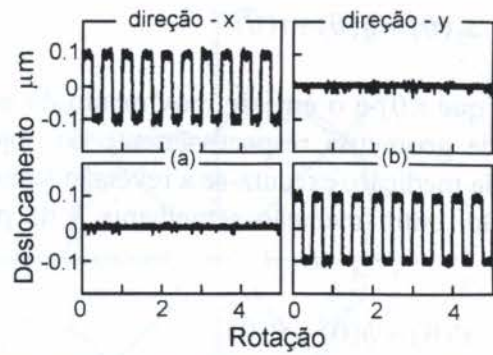


Figura 8 Posicionamentos de  $0.1\mu\text{m}$  (1000rpm)

### 3. ESTRATÉGIA DE MEDIÇÃO DE CIRCULARIDADE - MAR

O segundo exemplo de aplicação de recursos mecatrônicos na obtenção de sistemas mecânicos de alto desempenho se refere a processo de medição, especificamente, à medição de circularidade de componentes mecânicos.

Tradicionalmente o método predominante de medição de circularidade se baseia na utilização de medidores de circularidade (MC). Numa das versões destes medidores, um apalpador medidor de deslocamento conectado a uma base fixa, apalpa a superfície do objeto que é fixo a uma mesa giratória. Garantindo-se que a precisão de giro do eixo e por conseguinte, do apalpador seja suficientemente elevada, supõe-se que o objeto realiza um movimento rotativo perfeito e por conseguinte, a saída do apalpador indica o erro de circularidade do objeto. O grande problema deste método é o fato de requerer o eixo de rotação de elevada precisão, o que implica em elevado custo do MC. Nisso, Horikawa *et al.*, 1991, propuseram um novo método de medição de circularidade de alta precisão que não requer o eixo rotativo de elevada precisão, método este que foi chamado de Método Aprimorado da Reversão ou MAR.

#### 2.1 Princípio de medição pelo MAR

Considere a medição de circularidade esquematizado na Fig.9. O objeto fixa a uma mesa giratória gira enquanto um medidor de deslocamento (S) detecta qualquer variação na distância entre a sua ponta de prova e a superfície do objeto. Segundo o MAR, um referencial cilíndrico (referencial auxiliar) é colocado sobre o objeto a ser medido e nessas condições são realizadas duas medições. Na primeira medição, o objeto e o referencial auxiliar são medidos simultaneamente, e assumindo que o erro de movimento de inclinação do eixo é desprezível, os seguintes sinais ( $s_1(\theta)$  e  $s_2(\theta)$ ) são obtidos por meio dos sensores S1 e S2.

$$s_1(\theta) = h(\theta) + t(\theta) \quad (9)$$

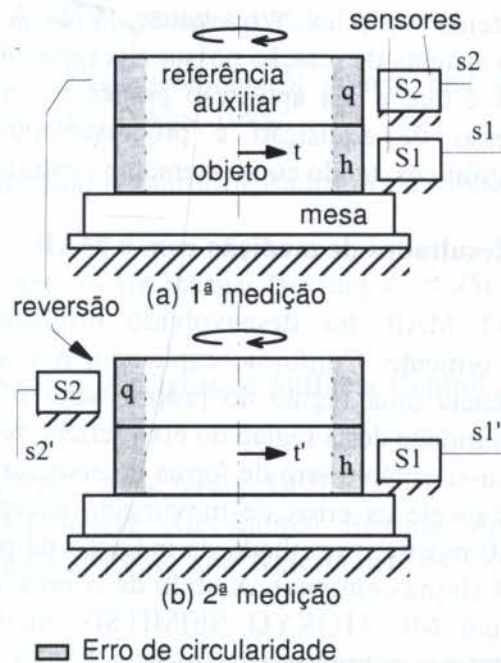


Figura 9 Princípio do MAR



$$s_2(\theta) = q(\theta) + t(\theta) \quad (10)$$

Sendo que  $t(\theta)$  é o erro de movimento do eixo de rotação da mesa giratória,  $h(\theta)$  e  $q(\theta)$ , os erros de geometria respectivamente do objeto e do referencial auxiliar. Em seguida, num segunda medição, executa-se a reversão somente da referência auxiliar e do sensor S2. Após a reversão, outra medição semelhante à da primeira fase é repetida obtendo-se os seguintes sinais:

$$s_1'(\theta) = h(\theta) + t'(\theta) \quad (11)$$

$$s_2'(\theta) = q(\theta) - t'(\theta) \quad (12)$$

onde  $t'(\theta)$  é o erro de movimento do eixo do MC após a reversão, sendo que neste caso,  $t'(\theta)$  não é necessariamente igual a  $t(\theta)$ . Obtidas 4 saídas dadas pelas Eqs.(9)~(12), processa-se os resultados das medições da seguinte forma, para obter o erro de circularidade do objeto:

$$h(\theta) = [(s_1(\theta) - s_2(\theta)) + (s_1'(\theta) + s_2'(\theta))] / 2 \quad (13)$$

Caso necessário, os erros de geometria do referencial auxiliar ( $q(\theta)$ ) e os erros de movimento antes e depois da reversão ( $t(\theta)$  e  $t'(\theta)$ ) também podem ser obtidos por meio de uma aritmética semelhante.

Como pode ser constatado pela Eq.(13), o erro de movimento é eliminado do resultado da medição da circularidade do objeto, não havendo a necessidade de se ter alta precisão nos movimentos do eixo da mesa giratória. Esta é a grande característica e vantagem deste método. Por meio do MAR, uma medição de alta precisão pode ser executada com o uso de um eixo de precisão relativamente baixa. Outra vantagem é que este método requer a reversão somente do referencial auxiliar e do objeto a ser medido. Por esta razão, o método seria útil por exemplo, para se medir a circularidade de um componente torneado sem que haja a necessidade de retirá-lo do torno. O MAR é um aprimoramento do método da reversão bem conhecido (ver p. ex. Whitehouse, 1976). A diferença é que no método da reversão assumia-se que o sistema de rotação possui alta repetibilidade de movimento. Outra observação acerca do MAR é que a sua aplicação prática na indústria só se torna viável, com a automação do processo de aquisição e processamento de dados de medição através de recursos mecatrônicos, tendo como elemento central um computador.

## 2.2 Resultados de medição com o MAR

O MAR foi desenvolvido originalmente para ser utilizado no AAJB, descrito anteriormente. Conforme explicado, o sistema de controle do AAJB atua adotando como referência uma região do próprio eixo à altura dos sensores. Portanto, todo e desvio de circularidade desta região do eixo refletir-se-á diretamente na precisão do movimento rotativo. Mediu-se então o erro de forma do eixo com o MAR, e preparou-se um sinal de referência tal que cancele os erros de movimento decorrentes do erro de circularidade da referência. A Fig.10 mostra o resultado da medição da porção do eixo que serve de referência, através do MAR (linha contínua). A título de comparação, o mesmo trecho do eixo foi medido também por um MC (TOKYO SEIMITSU, modelo: RONDCOM 50A, resolução: 0.01 $\mu$ m). O resultado é sobreposto na mesma Fig.10 (linha tracejada). A maior discrepância entre os resultados é em torno de 0.08 $\mu$ m. Acredita-se que tal diferença tenha ocorrido em função da



diferença do tipo do sensor empregado em cada uma das medições. Enquanto que no MAR foi utilizado um sensor capacitivo com diâmetro da ponta em torno de 5mm, no MC a ponta foi uma ponta de  $r0.1\text{mm}$ . Contudo, de forma geral, os resultados foram coerentes.

### 3. CONCLUSÕES

Através de dois exemplo, mostrou-se neste trabalho que a aplicação conjunta de conceitos de projeto e construção mecânica, com técnicas de atuação, sensoreamento e controle, envolvendo tecnologia eletrônica e de aplicação de computador, ou seja, a aplicação de recursos mecatrônicos, abre a possibilidade para o desenvolvimento de equipamentos, sistemas e processos com desempenhos superiores aos convencionais. Abre-se ainda, a possibilidade para o desenvolvimento de dispositivos, sistemas e processos com desempenho equiparável aos convencionais, mas a um custo menor, pois uma variedade cada vez mais ampla de atuadores, sensores, componentes eletrônicos e computadores mais eficientes podem ser encontrados no mercado a uma custo cada vez menor. Vale observar que por outro lado, o custo de fabricação de componentes mecânicos de alta precisão tende a se elevar cada vez mais e que portanto a fabricação de equipamentos e sistemas tradicionais se tornará cada vez mais difícil sob o ponto de vista econômico.

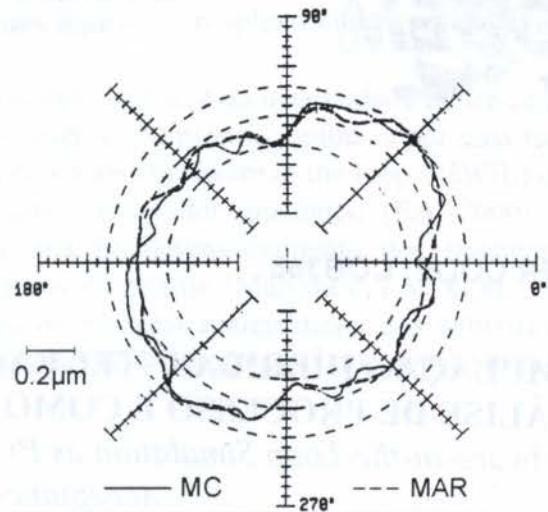


Figura 10 Circularidade do eixo segundo o MAR e segundo um MC.

### 4. REFERÊNCIAS

- AOYAMA, H., YAMAGUTI, J., OSADA, H. & SHIMOKOHBE, A. An Ultra Precision Straight Motion Mechanism *Proc. Int. Conf. on Advanced Mechatronics*, Tokyo, p.553, 1989.
- HARA, S., OMATA, T. AND NAKANO, M. Synthesis of repetitive control system and its application *Proc. 24th Conf. on Decision and Control* p.1387, Tokyo, 1985.
- HORIKAWA, O. & SHIMOKOHBE, A. An Active Air Bearing (Control of Radial Axis Motion and Stiffness) *JSME Int. J. Ser. III* n.33 p.55, 1990.
- HORIKAWA, O., OSADA, H. & SHIMOKOHBE, A. An Active Air Journal Bearing *J. of JSPE* Vol.55, n.11 p.2063, 1989.
- HORIKAWA, O., YASUHARA, K., OSADA, H. & SHIMOKOHBE, A. Dynamic Stiffness Control of Active Air Bearing *Int. J. JSPE* n.25 p.45, 1991.
- SLOCUM, A. H. Precision Machine Design *Prentice Hall Inc.*, New Jersey, 1992.
- SHIMOKOHBE, A., HORIKAWA, O. & SATO, K. An Active Air Journal Bearing with Ultraprecision, Infinite Static Stiffness, High Damping Capability and New Functions *Ann. CIRP* n.40 p.563, 1991.
- WHITEHOUSE, D. J. Some Theoretical Aspects of Error Separation Technique in Surface Metrology, *J. of Phys. E., Sci. Instrum*, n.9 p.531, 1976.





PAPER CODE: COB365

**SIMULAÇÃO HÍBRIDA/INTEGRADA COMO FERRAMENTA DE  
ANÁLISE DE PROCESSO E COMO ACEITAÇÃO DA PRODUÇÃO**  
*Hardware-in-the-Loop Simulation as Process Analysis Tool and Production  
Acceptance Test*

WALDEMAR DE CASTRO LEITE FILHO

*Divisão de Sistemas Espaciais - Instituto de Aeronáutica e Espaço - IAE/CTA  
Departamento de Computação Eletrônica - Universidade Braz Cubas  
CEP 12228-904 São José dos Campos, Brasil - E-mail : waldemar@ase2.iae.cta.br*

**Abstract**

It is described the application of a Hardware in the Loop Simulation as an analysis tool of a process with strong nonlinearities. Besides, the main result is the assembly of the test bench such that the components of the process can be tested and qualified based on its global performance. The process is the control system of a rotating missile which uses on-off actuators. It implies the existence of a limit-cycle besides coupling between maneuver planes. The dynamic of the process is very complex which impairs the use of linear techniques of analysis. Thus, the best option is a simulation loop where the real components are present: controller, actuator and sensor. Only the flight dynamic is simulated in an analog computer. After the preparation of the test environment, the bench can be used to verify the quality of the production of the control loop components.

**Keywords**

Simulation, Hardware in the Loop Simulation, Control System, Limit-Cycle.

**1. INTRODUÇÃO**

O trabalho aqui descrito teve como objetivo projetar e ensaiar uma estrutura de testes que permitisse uma avaliação dinâmica do sistema de pilotagem do míssil solo-ar Roland. Essa estrutura deve permitir uma análise do comportamento deste sistema de controle além de possibilitar o teste dos componentes reais da malha advindos de uma linha de montagem industrial, qualificando-os funcionalmente.

O Roland é um míssil rotativo controlado em velocidade angular em sua fase de cruzeiro (velocidade constante). A malha de pilotagem possui apenas um girômetro, com eixo sensível perpendicular ao eixo longitudinal do veículo, um giroscópio que identifica apenas o quadrante do plano de atuação do sistema e um conjunto interceptor de jato (on-off) para a geração do torque de controle. O controlador é não linear e, embora de simples implementação, bastante complexo em termos de modelamento matemático.

A dinâmica de vôo, devido ao fato do míssil ser rotativo, possui um forte acoplamento giroscópico em suas manobras. Entretanto, seu modelamento matemático é conhecido (Leite Filho, 1986) (Blakelock J.H., 1981). As maiores dificuldades para a análise do comportamento da dinâmica do vôo controlado encontram-se nas fortes não-linearidades do

9447



controlador e no torque de controle "on-off", que gera um complexo ciclo-limite, devido à rotação do míssil.

Devido à complexidade do sistema, mencionada acima, e da necessidade de ter-se uma maneira de testar a implementação real dos componentes do mesmo, optou-se por uma malha de simulação híbrida/integrada com os componentes reais (hardware in the loop - HWIL) onde as dinâmicas simuladas são executadas em um computador analógico (EAI-2000). A simulação HWIL têm sido a principal ferramenta no desenvolvimento dos sistemas de controle e guiagem de míssil e veículos lançadores de satélite (Malyshev V.V. et al, 1996) porque permite, entre outras vantagens: validar os modelos matemáticos dos subsistemas; operação de tempo-real; compatibilizar a integração dos subsistemas; alta repetibilidade e baixo custo de operação/performance.

## 2. DESCRIÇÃO ESQUEMÁTICA

A figura 1 mostra o diagrama esquemático da simulação integrada HWIL.

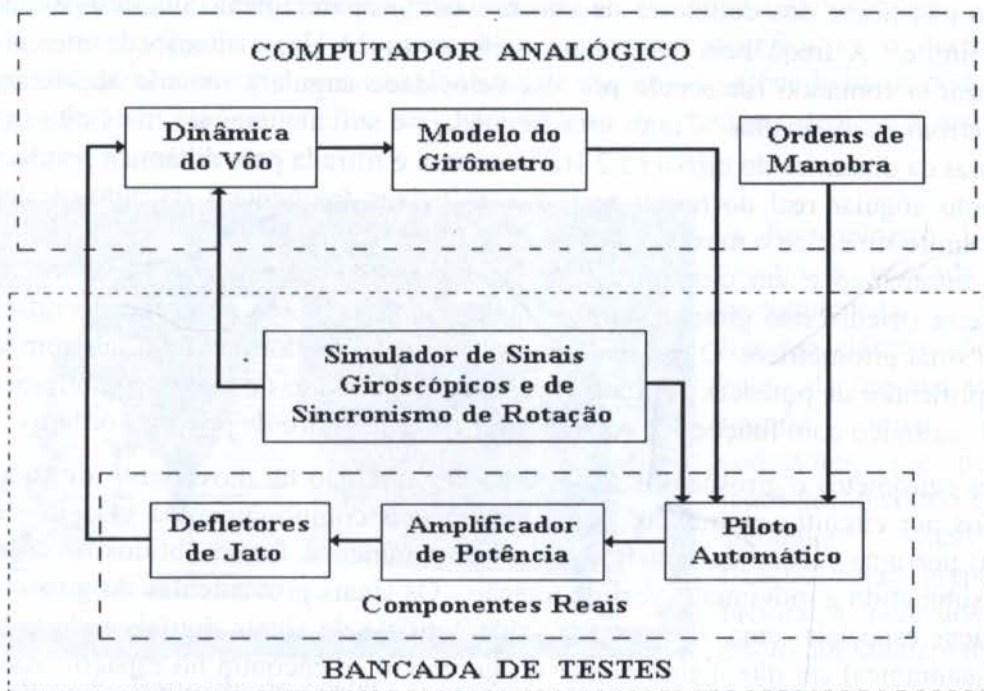


Figura 1 - Diagrama Esquemático da Estrutura de Testes HWIL

I) O computador analógico simula a dinâmica do vôo do míssil, bem assim como um padrão de ordens de manobra para avaliação do desempenho do sistema de pilotagem. O modelamento matemático que descreve esta dinâmica de vôo está descrito em Leite Filho, 1986, consistindo de dois conjuntos equações diferenciais lineares (um para o plano de arfagem e outro para o plano de guinada), de coeficientes variantes no tempo, que relacionam o torque de controle, proveniente da ação dos atuadores, com a velocidade angular nos eixos do corpo do míssil. Esse modelo já foi exaustivamente ensaiado (Leite Filho & Mallaco, 1986) e suas características analisadas, sendo obtidas as faixas de valores das variáveis de interesse para a simulação integrada.

II) O piloto-automático e o atuador (amplificador de potência + defletores de jato) são elementos reais integrados na malha de simulação. A montagem da estrutura de simulação é



concebida de tal maneira a permitir a substituição dos componentes reais (originais - considerados como padrão) por seus similares da produção industrial.

As forças de controle são obtidas através de um par de defletores de jato dispostos simetricamente formando uma única direção de aplicação de forças. Como o míssil gira durante todo o seu vôo, permite que a força de controle passe por todas as direções do plano perpendicular à velocidade. A rotação do míssil é adquirida na fase propulsada atingindo 6 rotações por segundo, aproximadamente. Na fase cruzeiro esta rotação vai diminuindo, podendo chegar a 4 rotações por segundo, já no fim do vôo. Assim, em termos de simulação, toma-se o valor médio da rotação.

Cada defletor de jato trabalha em duas únicas posições, ou totalmente dentro do jato do motor de cruzeiro ou totalmente fora deste. Assim, o conjunto caracteriza-se como um "on-off" ou seja, ora dá força máxima num sentido, ora dá força máxima no outro. Essa força tem valor aproximado de 450N. Os defletores são acionados magneticamente por quatro eletroímãs alimentados pelo amplificador de potência. Devido à inércia do sistema mecânico aparece um retardo puro (10ms) entre o instante em que o amplificador de potência recebe o comando e os defletores de jato responderem.

A atuação não-linear dos defletores de jato provoca o aparecimento de auto-oscilação chamada ciclo-limite. A frequência desta auto-oscilação ( $\cong 13$  Hz) é função da inércia do míssil em realizar o comando (detectado por sua velocidade angular) somado aos retardos mecânicos e eletrônicos da malha. Como esta frequência é suficientemente mais alta que a frequência natural da dinâmica do míssil ( $\cong 2$  Hz) a mesma é filtrada pela dinâmica resultando que o movimento angular real do míssil reproduz as baixas frequências da auto-oscilação (para um ciclo-limite simétrico o movimento angular "líquido" é nulo).

O piloto-automático é um circuito eletrônico que tem por finalidade transformar os comandos de terra (triedro não girante) para o triedro rotativo ligado ao corpo do míssil e compará-los ao sinal giroométrico. O resultado desta "soma" é transformado em um comando (on-off) do amplificador de potência. Trata-se, então, de um circuito de lógica combinacional e chaveamento analógico com funções de soma e compensação (filtro de primeira ordem).

III) Os sensores (girômetro e giroscópio) serão, uma vez que não há movimento de rotação real, substituídos por circuitos eletrônicos que simulam seus comportamentos. O girômetro será substituído por uma função de transferência cujos parâmetros foram obtidos de ensaios do sensor real submetido a movimento real de rotação. Os sinais provenientes do giroscópio têm características especiais, uma vez que sua saída consiste de sinais digitais indicando 8 setores (semi-quadrantes) em que o eixo sensor do girômetro se encontra no espaço. Assim, foi elaborada um circuito eletrônico que gera a mesma seqüência dos sinais giroscópicos, enviando essas informações para o piloto-automático e para o computador analógico, funcionando assim como um sincronizador da simulação.

O girômetro tem seu eixo de medida perpendicular ao eixo longitudinal do míssil. Como o míssil está em rotação, o girômetro consegue medir a velocidade angular em todas as direções do plano perpendicular à direção do vôo permitindo, assim, a medida de qualquer manobra. A dinâmica de sua medida pode ser representada como uma função de transferência (e, portanto linear) de quarta ordem.

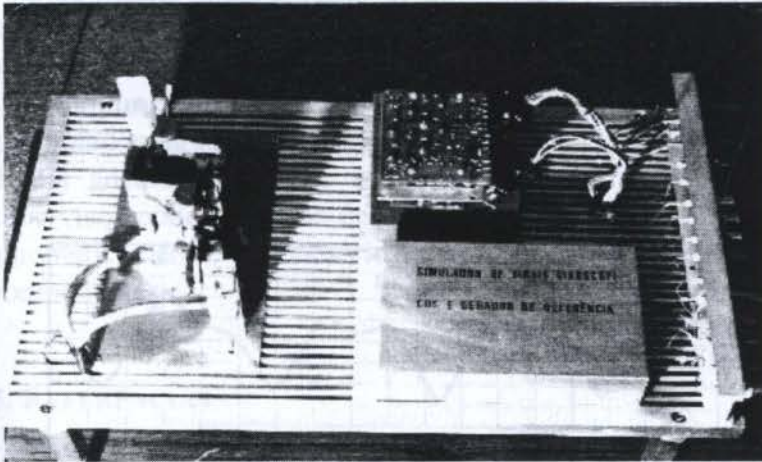
O giroscópio é disparado no instante de lançamento do míssil, memorizando a direção do lançamento. Sua função é enviar sinais ao piloto-automático para permitir a identificação da posição angular de rolamento do míssil. Assim, o piloto-automático sabe, a cada instante, em que direção se encontra a força de controle (defletores de jato) e poderá comparar o comando em velocidade que vem de terra (malha de teleguiagem triedro fixo) com o valor medido no girômetro (triedro girante) e elaborar o comando necessário de correção.



Devido ao rolamento do míssil, aparece o efeito de acoplamento entre os planos de manobra. Quando há uma ordem em uma direção ela será, na realidade, executada com um pequeno erro angular - chamado ângulo de acoplamento - que além de ser função do tempo de resposta do míssil também é devido ao retardo dos defletores. Para compensar esse efeito, desloca-se o eixo de referência do giroscópio em relação ao triedro de referência da guagem de  $15^\circ$  o qual otimiza os erros de acoplamento.

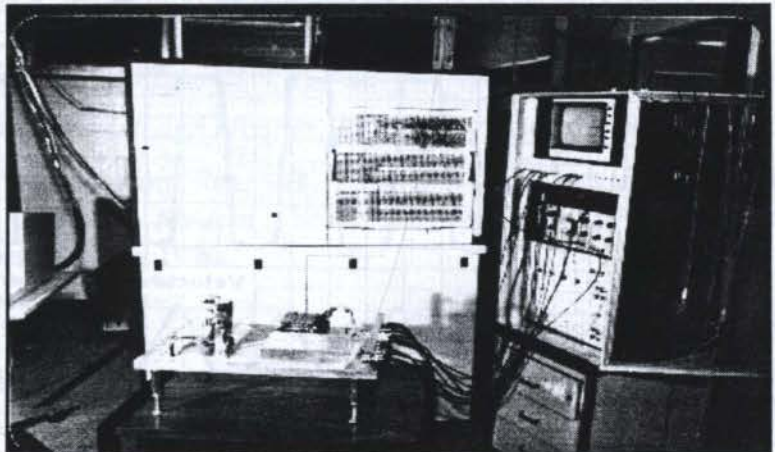
A medida de posição angular do giroscópio é feita através de quatro foto-sensores. A abertura de um anteparo, solidário ao giroscópio, permite ou não a passagem de luz. Assim, o giroscópio libera sinais digitais (detecta luz ou não) para cada setor angular que atravesse, gerando quatro seqüências temporais.

Conforme descrito acima, de forma sucinta, o sistema de pilotagem do míssil é suficientemente complexo que justifica a simulação integrada. Entretanto, poder-se-ia argumentar o porque da utilização de um computador analógico. A resposta está na própria malha de pilotagem a ser ensaiada. Todos os processos envolvidos são analógicos e com fortes não-linearidades. Se a simulação integrada utilizasse um computador digital para simular a dinâmica do foguete isto implicaria, além dos efeitos de discretização, na existência de conversores analógico-digitais e digitais analógicos. Para que a inclusão desses elementos, não existentes na malha real, não perturbasse de forma significativa o desempenho da simulação implicaria em uma estrutura de testes de alto custo. Além do mais, pode-se afirmar ser impossível anular os efeitos de discretização no tempo, devido à existência de chaveamentos na malha real.



**Figura 1 - Bancada de Testes**

A foto número 2 (ao lado) mostra todo o ambiente de testes com: computador analógico; bancada de testes e "rack" de instrumentação.



**Figura 2 - Ambiente de Testes**

A foto número 1 (ao lado) mostra a bancada de testes implementada. Todas as ligações elétricas são feitas por baixo da mesma, tendo como término uma régua de conectores que permite sua interligação com o computador analógico. Além disso, as fixações foram preparadas para facilitar a troca dos elementos piloto-automático/atuador.



### 3. DESCRIÇÃO DOS ENSAIOS

Uma vez montada a estrutura de simulação, utiliza-se elementos reais da malha de controle original do míssil com o objetivo de qualificar a malha de testes e gerar os padrões de referência para comparação com o desempenho dos elementos de produção nacional.

O primeiro ensaio é feito com ordem nula da malha de guiagem, ou seja, o míssil não executa nenhuma manobra, permanecendo com velocidade angular constante. Nele pode-se verificar o bom funcionamento geral da malha de teste e a observação da auto-oscilação. A figura 2 mostra o resultado das variáveis de interesse desse ensaio. Nota-se que embora a velocidade angular, medida pelo girômetro seja um sinal tipo "dente-de-serra", suas componentes segundo os eixos de manobra são sinais periódicos com muitos harmônicos. Observa-se, também a existência de "zona-morta" nos atuadores (na força de controle e no fato da onda dente-de-serra não sofrer variação brusca).

O segundo ensaio de interesse é o de uma manobra brusca ou entrada ao degrau de velocidade. As figuras 3 e 4 mostram as respostas a essas excitações para os planos de arfagem e guinada. Observa-se que a manobra verdadeira deve ser considerada como a média da velocidade medida (nas figuras aparece uma predição destas manobras). A análise dessas respostas levam ao conhecimento do comportamento da malha de pilotagem, permitindo a obtenção do modelo de sua dinâmica (preponderantemente de segunda ordem e subamortecido). Outros ensaios são feitos - para comandos de guiagem específicos - para avaliação do desempenho do sistema global.

Esse conhecimento é importante no estudo do desempenho do sistema como arma e para auxílio em futuros projetos. Entretanto, o mais importante é ter-se um desempenho de referência para a reprodução industrial dos componentes. Estes devem ter um comportamento dentro de limites estabelecidos pelo estudo da simulação integrada e a mesma estrutura de teste que levantou tais parâmetros é usada para testar os novos componentes fabricados.

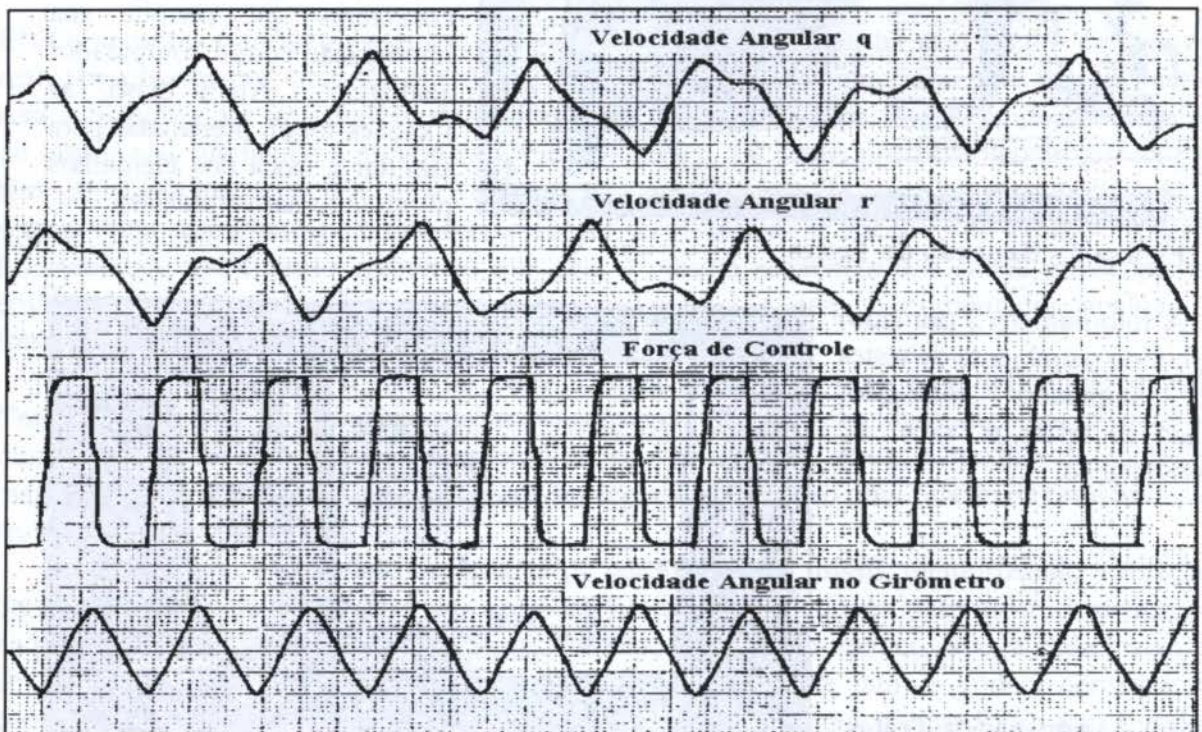


Figura 2 - Resultado para Velocidade Angular Constante



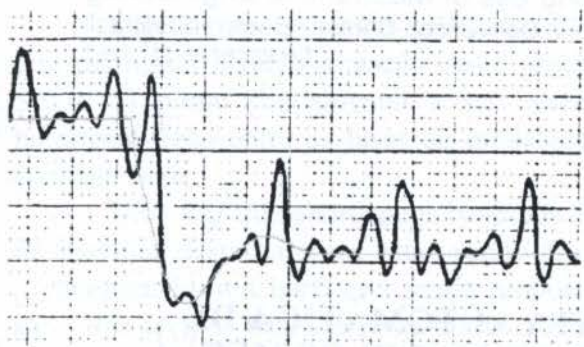


Figura 3 - Resposta ao Degrau (arfagem)

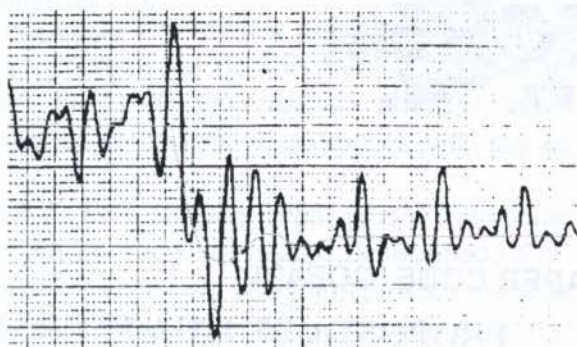


Figura 4 - Resposta ao Degrau (guinada)

#### 4. COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

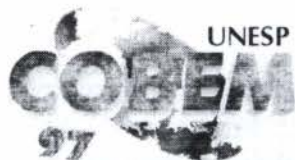
A estrutura de testes descrita permitiu, com sucesso, determinar os parâmetros de interesse do sistema de pilotagem do míssil Roland e mostrou-se hábil para a reprodução de ensaios, em série, com intuito de qualificar a produção dos componentes reais da malha de simulação. Infelizmente, muitos detalhes foram omitidos em função do sigilo que tal procedimento requer.

A próxima etapa a ser implantada na malha de simulação apresentada é sua automatização. Através de computador tipo PC, o processo pode ser controlado - iniciado, monitorado, avaliado, interrompido ou finalizado. Essa nova malha, de monitoração e supervisão, deve ser implantada sem alteração da estrutura existente. Apenas devem ser substituídos os registradores de papel por aquisição digital de dados e o comando - tanto do computador analógico como os demais componentes da malha - podem ser feitos por interface digital adequada. Como a análise dos resultados pode ser programada, o computador supervisor pode tomar as decisões com respeito à condução dos ensaios, além de elaborar, automaticamente, o relatório completo do ensaio, qualificando ou não um ou mais componentes.

#### 5. REFERÊNCIAS

- Leite Filho, W.C. Modelagem de Misseis Rotativos na Fase de Cruzeiro, *Anais do VI Congresso Brasileiro de Automática*, pp. 958-963, Belo Horizonte, 1986.
- Leite Filho, W.C. & Mallaco L.M.R. Algoritmo de Simulação Analógica para Foguetes na Fase Propulsada, *Anais do VI Congresso Brasileiro de Automática*, pp. 964-969, Belo Horizonte, 1986.
- Blakelock J.H. *Automatic Control of Aircraft and Missiles*, John Wiley, 2nd ed., 1981.
- Malyshev V.V., Krasilshikov M.N., Bobronnikov V.T., Dishel V.D., Leite Filho W.C., Ribeiro T.S. *Aerospace Vehicle Control - Modern Theory and Applications*, Instituto de Aeronáutica e Espaço, São José dos Campos, 1996.





PAPER CODE: COB421

**PROPOSTA DE UMA FERRAMENTA AUTOMÁTICA DE  
PROGRAMAÇÃO DE CPs A PARTIR DE MODELOS MFG/ A  
PROPOSAL OF AN AUTOMATIC TOOL FOR PROGRAMMING PCs FROM  
MFG MODELS**

DIOLINO J. SANTOS FILHO & PAULO EIGI MIYAGI

*Departamento de Engenharia Mecânica/Mecatrônica, Escola Politécnica da USP*

*CEP:05508-900, São Paulo, SP, Brasil - E-mail: diolinos@usp.br pemiya@usp.br*

**Abstract**

The use of Programmable Controllers (PC) is one efficient way to realize the automation of industrial plants. In this context, is very important the existence of a tool to program the controllers in a rational, sistematic and efficient mode. In this context there are several works that confirm that Petri net is a efficient technique to model and analyse discrete event systems and, its derivation, the Mark Flow Graph (MFG) is a technique suitable to realize the control strategies. In the current paper, we introduce an approach based on analysis and validation of the MFG model of the control system (with a MFG simulator, for example) that is translated to an appropriate program language of comercial controllers such as STEP5 (that is a program language used in Siemens' PC). The focus is on the translator tool concept. With this tool is possible to develop structured STEP5 programs to PC that ensure the inexistence of bumping and deadlock problems.

**Keywords**

Programmable controllers, Programming Language, Sequential control, Petri nets, Mark Flow Graph

**1. INTRODUÇÃO**

A concepção de sistemas de controle de Sistemas de Eventos Discretos (SEDs) é uma tarefa que está diretamente relacionada com o problema de modelagem de sistemas desta natureza (Santos F<sup>o</sup> et all, 1991). Atualmente, dispõem-se de uma variedade de técnicas de modelagem e análise de sistemas dirigidos por eventos. Entretanto, após analisar-se um determinado modelo de um sistema em estudo, controlá-lo implica em iniciar uma nova etapa de projeto em que grande parte do esforço dispendido na fase citada anteriormente termina por não ser devidamente aproveitada.

Este fato ocorre em virtude da heterogeneidade existente entre as técnicas utilizadas para a modelagem e análise do sistema e as técnicas aplicadas para o efetivo desenvolvimento do sistema de controle.

Os sistemas produtivos industriais dirigidos por eventos podem utilizar CPs (Controladores Programáveis) para a realização do controle de seus sistemas em um grande número de aplicações. Entretanto, para o desenvolvimentos dos programas de controle são aplicadas, na maioria das situações, técnicas experimentais como os diagramas de relés. Estas técnicas são limitadas principalmente quando são considerados aspectos pertinentes à manutenção e atualização do programa de controle. O custo homens/hora pode tornar-se excessivo ou até proibitivo para determinadas situações em que seja necessário realizar estas tarefas.

2453



Considerando-se estes problemas é de fundamental importância pesquisar alternativas que permitam a racionalização deste processo de programação de CPs para o controle de SEDs. O ponto fundamental a ser avaliado é a busca de uma técnica que permita a homogeneização entre as fases de modelagem e análise do sistema e o desenvolvimento do controle deste.

Uma vez que abordagens baseadas em redes de Petri (Reisig, 1985) para o tratamento de sistemas desta natureza estão sendo muito difundidas e até um padrão denominado SFC (Sequential Flow Chart) está sendo proposto a nível internacional (Miyagi, 1996), enfoca-se aqui uma técnica baseada nesta teoria. Centralizou-se o estudo visando a aplicação de grafos MFG (Hasegawa et al., 1984) que confirmou ser adequado para a modelagem de SEDs e capaz de tratar sistemas de diferentes níveis de complexidade tanto a nível estrutural como flexibilidade funcional. Esta técnica permite também o desenvolvimento hierárquico do modelo de forma estruturada se for considerada a metodologia PFS/MFG (Production Flow Schema / Mark Flow Graph) (Miyagi, 1996) e uma divisão modular do sistema de maneira a elucidar a estrutura do mesmo e as conexões entre as várias partes deste. Aplicando-se a metodologia PFS/MFG é possível modelar-se as parte de comando, monitoração, controle, atuação, detecção e objeto de controle de forma consistente. Como esta técnica permite a representação de um fluxo vertical de informações de controle, são adequadas para realizar o controle, ou modelar a parte de controle em questão, com um excelente nível de detalhe.

Baseado nestas premissas, este trabalho pretende apresentar uma ferramenta que gera automaticamente o código de programação de um CP a partir de modelos MFG (Mark Flow Graph). Trata-se do desenvolvimento de um compilador em linguagem C, que apresenta como entrada a estratégia de controle de sistemas descrito em MFG e como saída gera um código em STEP5, uma das linguagens padrão utilizadas em CLPs Siemens (Natale, 1995).

## 2. MARK FLOW GRAPH E STEP 5

O MFG (Hasegawa et al., 1984) é um grafo marcado capaz de representar assincronismo, paralelismo e conflito de eventos sendo adequado para o controle de sistemas dirigidos por eventos, uma vez que possui elementos apropriados em sua estrutura para a interface com o meio externo. O MFG é composto por boxes ( $\square$ ), transições ( $|$ ) e marcas ( $\bullet$ ) para representar respectivamente condições, eventos e os estados das condições. Arcos orientados conectam os boxes às transições ( $\square \rightarrow |$  ou  $| \rightarrow \square$ ). Aos boxes pode-se associar arcos de sinal de saída para enviar informações aos dispositivos a serem controlados. Há também portas que podem ser associadas às transições e que habilitam ou inibem a ocorrência de eventos correspondentes a estas transições. A dinâmica de um sistema é modelado através do fluxo de marcas no grafo de acordo com as regras de disparo das transições. A Figura 1 ilustra os elementos estruturais do MFG e a dinâmica de disparo de uma transição.

Em relação ao STEP5 (Natale, 1995), trata-se de uma linguagem padrão desenvolvida para a família de controladores programáveis SIMATIC S5. Em princípio, esta linguagem pode ser traduzida em outras linguagens como diagrama de relés e lista de instruções. A Figura 2 mostra um exemplo de instrução em STEP5 utilizando a representação por lista de instruções.

### 2.1. Especificação do Controle em MFG e a Conversão Para STEP5

Através da metodologia PFS/MFG (Miyagi, 1996) temos uma abordagem racional e sistemática para a modelagem e descrição hierárquica de todo o sistema de controle. Desta forma, é possível gerar o modelo global (inclusive a parte de controle) utilizando uma única



técnica. Inclusive para análise e validação do modelo é possível utilizar-se um simulador MFG (Santos F<sup>o</sup>, et all., 1996). A simulação deve ser realizada considerando-se, inicialmente, cada parte do sistema modelado em MFG. Validados estes módulos, a próxima etapa consiste em integrar-se estas diversas partes a partir de um fluxo de informações de controle adequado que permitirá a avaliação do comportamento do sistema global e o desempenho do sistema de controle proposto.

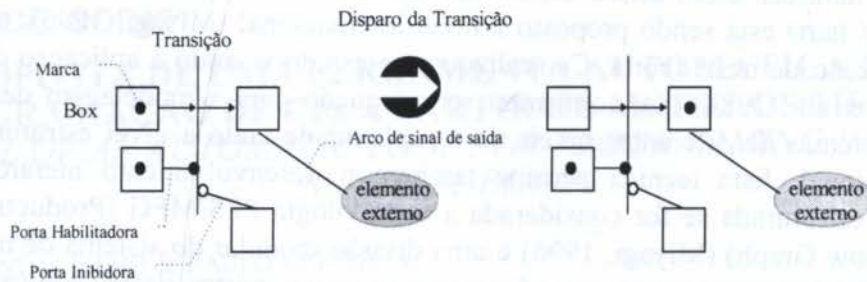


Figura 1 - Elementos do MFG e o disparo de uma transição

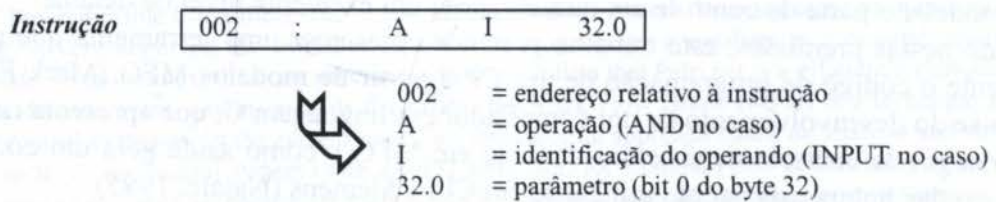


Figura 2 - Exemplo de uma instrução em STEP5

Feito isto, a etapa final consiste em gerar o código específico para a programação dos CPs responsáveis pela realização do controle. Neste caso, o compilador executa a tradução do modelo MFG da parte de controle que já foi validado para uma estrutura de código em STEP5. Uma vez que as estratégias de controle representadas em MFG envolvem basicamente lógica clássica (álgebra booleana, mais especificamente), se forem utilizados os mesmos recursos da linguagem STEP5, por equivalência lógica dos modelos, a validação do processo de conversão é assegurada.

No processo de conversão proposto, cada uma das transições e boxes são traduzidos em um conjunto de códigos equivalentes STEP5, conforme descrição do próximo item. Não foram consideradas instruções de maior complexidade disponíveis em CPs de grande porte (Oliveira, 1993), uma vez que por maior que seja o grau de complexidade, podem ser representadas pelas operações lógicas fundamentais consideradas neste trabalho.

### 3. O COMPILADOR MFG - STEP5

#### 3.1. O Algoritmo adotado no Compilador

Uma vez que o grafo MFG é composto por duas estruturas básicas - boxes e transições - para cada uma destas estruturas, desenvolveu-se um código em STEP5 correspondente. A seguir, apresenta-se o procedimento associado a cada um dos elementos estruturais e a implementação do conceito de marcas de um grafo MFG em um programa STEP5.



## Marcas

As marcas, em MFG, representam o estado do sistema. No grafo, o fluxo de marcas ocorre através dos boxes. Assim, em STEP5, serão definidos flags que representarão cada um dos boxes do sistema. O flag de cada box indicará se existe ou não uma marca naquele box. No início da execução do programa em STEP5, deverá ser chamada uma função responsável pela inicialização dos flags. A marcação inicial do MFG compilado deverá ser gravada em uma tabela de dados, que será consultada por esta função de inicialização, que atualizará os valores dos flags correspondentes aos boxes inicialmente marcados.

## Box

O box representa uma pré ou pós condição de transições. Se houver uma marca em um box, então a condição associada a ele deve ser verificada, isto é, uma ação será realizada para que o sistema corresponda a este estado localmente marcado. A um box é possível conectar-se um ou mais arcos de sinal de saída para se comunicarem com o ambiente externo, isto é, estes arcos são os responsáveis pelo envio de um sinal para ativar, ou desativar um determinado dispositivo externo. Este sinal é enviado enquanto existir uma marca no box. Então, em STEP5, a idéia é verificar continuamente se existe uma marca no box. Caso exista, envia-se o sinal para o dispositivo externo. A tradução de um box é representada na Figura 3 a seguir:

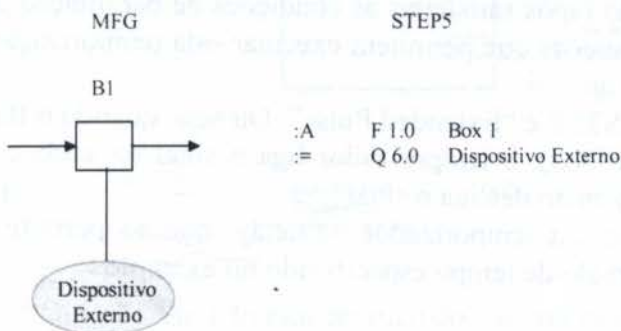


Figura 3 - Compilação de um box com arco de sinal de saída

Em um modelo MFG, podem existir boxes sem conexão com a planta a ser controlada, isto é, não possuem arcos de sinal de saída. Nestes boxes, como não existe um fluxo de informação com dispositivos externos, não há necessidade de gerar-se código STEP5. Estes boxes são denominados boxes virtuais e sua função é gerar uma interpretação adicional para o grafo de controle.

## Transição

Para as marcas fluírem dos boxes de entrada (pré condições) para os boxes de saída (pós-condições) de uma transição, é necessário que sejam satisfeitas todas as condições que permitem o disparo desta transição. Assim, em STEP5, é necessário, para cada transição do MFG, associar uma rotina que verifique se o box (ou boxes) de entrada da transição estão marcados e se a porta (ou portas) ligadas à transição permitem o fluxo da marca. Caso positivo, a rotina deve gerar marcas nos boxes de saída da transição em questão e, imediatamente, remover as marcas dos boxes de entrada da mesma. A Figura 4 ilustra a compilação de uma transição típica:

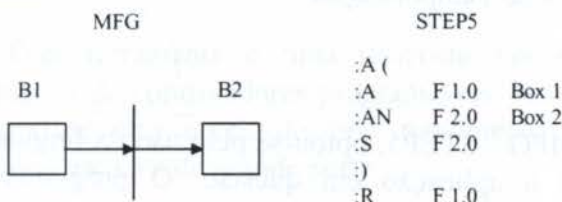


Figura 4 - Compilação de uma transição típica

No caso de uma transição com um porta(s) habilitadora(s) ou inibidora(s), basta que a rotina em STEP5 verifique também se a porta permite a passagem da marca. Assim, por exemplo, se há uma porta habilitadora conectada a um botão de liga, no programa



STEP5 gerado, temos que verificar se a entrada associada ao botão de liga possui o sinal no estado *ligado*. Na Figura 5 há um exemplo em que o compilador associou à entrada 6.0 o botão de liga. Assim, percebe-se que a verificação é realizada por intermédio do flag 1.0, isto é, o box B1 está com marca e a porta habilitadora está no estado habilitada (representado pela entrada 6.0). Caso positivo, a marca flui para o box B2 “setando” o flag 2.0 e, em seguida a marca é removida do box B1 “resetando” o flag 1.0. A Figura 5 ilustra o exemplo em questão.

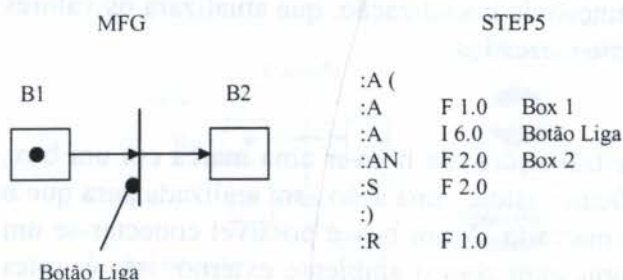


Figura 5 - Compilação de uma transição com porta habilitadora

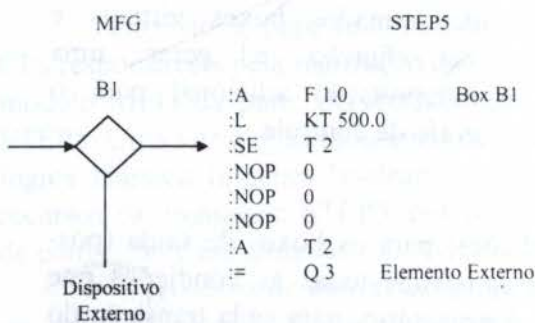
### Temporização

Um modelo MFG também pode conter um elemento estrutural capaz de representar as propriedades de um elemento de temporização. Ou seja, podem ser programadas para, no caso do box, reter a marca por um período de tempo e, no caso da transição, não permitir o fluxo da marca até que um

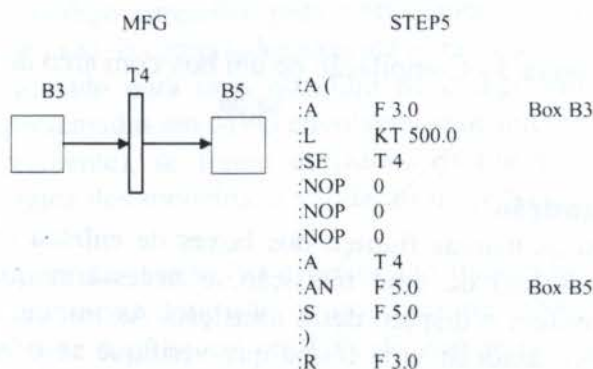
determinado período de tempo tenha ocorrido (após satisfeitas as condições de habilitação da transição). Em STEP5, dispõe-se de certas funções que permitem executar esta temporização. A compilação dos elementos é mostrada na Figura 6.

Note que o tipo de temporização adotado no STEP é “Extended Pulse”. Ou seja, quando o flag do box é ativado (quando a marca chega no box), o temporizador liga o sinal na saída e o mantém ativado durante certo tempo, quando então desliga o sinal.

No caso da transição temporizada, adota-se um temporizador on-dêlay, que só permite a passagem da marca após ter decorrido o intervalo de tempo especificado no exemplo.



(a) Compilação de Box Temporizado



(b) Compilação de uma Transição Temporizada

Figura 6 - Elementos de Temporização

## 3.2. Plataforma de Desenvolvimento

Para a implementação do compilador MFG - STEP5, optou-se pelo uso da linguagem C, devido à portabilidade e adequabilidade a aplicação em questão. O programa foi desenvolvido em ANSI C, a versão padrão da linguagem C, amplamente utilizada por compiladores C. Utilizou-se o compilador GCC em uma plataforma de hardware tipo Sun Sparcstation 20.



#### 4. EXEMPLO APLICATIVO

Considere um sistema a ser controlado por um CP que possui dois tanques, uma bomba e uma válvula de fluxo (Figura 7). A função do tanque T1 é suprir o tanque T2 sempre que necessário. Para exemplificar o comportamento do compilador, será considerado apenas o controle de acionamento do motor da bomba. A bomba deve ser acionada sempre que o tanque T2 estiver vazio e o tanque T1 estiver em condições de fazê-lo, isto é, no estado *não vazio*.

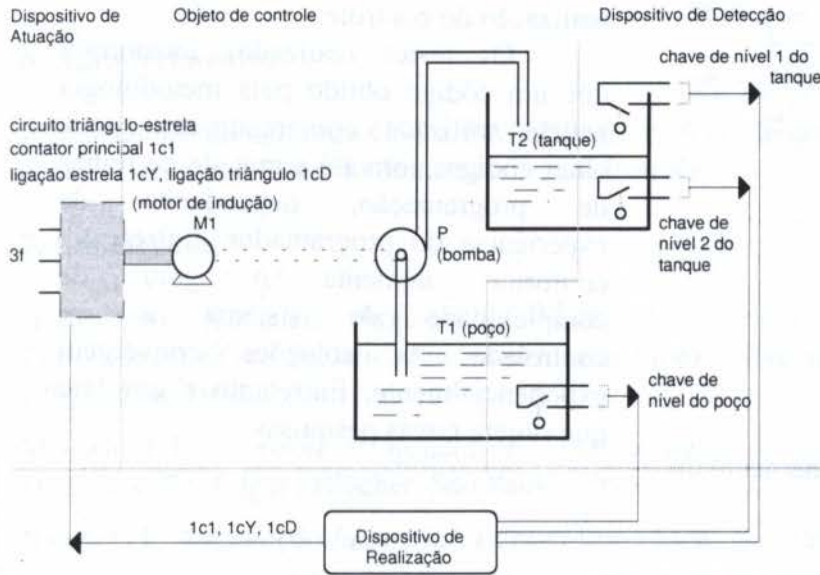


Figura 7 - Modelo esquemático do sistema estudado

Sendo o par de contadores  $1c1/1cY$  responsáveis pela ligação estrela e o par  $1c1/1cD$  pela ligação tri-ângulo do motor. O acionamento do motor envolve as seguintes etapas:

- Chegada do sinal de comando para o sistema.  
( $Sistem\_ligado=1$ );
- Ligar  $1c1$ ;
- Verificar se  $1c1$  foi acionado;
- Ligar  $1cY$  (motor em estrela);
- Verificar se realmente  $1cY$  foi acionado;
- Contagem do tempo

$\Delta T1$  (aguarda até que o motor entre em regime);

- Desligar  $1cY$ ;
- Contar tempo  $\Delta T2$  (para aguardar a mudança de posição do relé, caso contrário ocorre curto-circuito);
- Verificar se realmente  $1cY$  foi desligado;
- Ligar  $1cD$  (motor em triângulo);
- Verificar se realmente  $1cD$  foi ligado.

Este procedimento de controle está representado pelo modelo MFG da Figura 8 e através do compilador desenvolvido obtemos o programa em STEP5 cujas partes principais estão ilustrados na Figura 9.

#### 5. OBSERVAÇÕES FINAIS

Esta ferramenta é uma proposta inicial de geração automática do código de programação de controladores programáveis. Não foi abordado o problema de conversão de instruções de alto nível, do tipo movimento de arquivo para arquivo (por exemplo) disponíveis em CPs de grande porte.

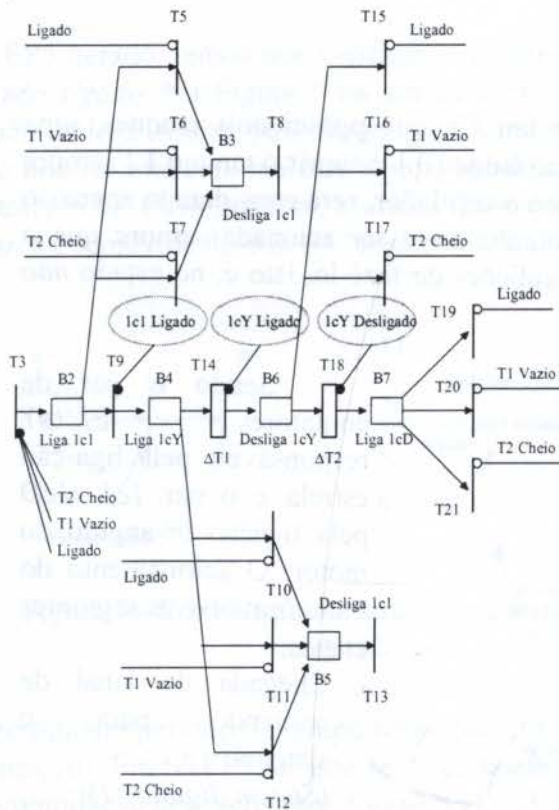


Figura 8 - Modelo MFG do acionamento do motor da bomba

Nesta versão não foi considerado o problema de otimização do código gerado no processo de tradução. O problema foi abordado de uma forma primária, isto é, o modelo MFG foi considerado de tal maneira que os boxes que não se comunicavam por meio de arcos de sinal de saída não eram considerados pois não eram efetivamente responsáveis pela realização do controle.

Os testes realizados mostraram que um código obtido pela metodologia padrão utilizada comercialmente pode obter códigos com até a metade de linhas de programação, dependendo da experiência do programador. Entretanto, conforme aumenta o grau de complexidade do sistema a ser controlado, as soluções convergem exponencialmente. Entretanto é um fato que sugere novas pesquisas.

SEGMENT 1 0000	T3	SEGMENT 4 0015	T7	002A :R F 2.0
0000 :A I 3.0	Ligado	0015 :A (		002B :***
0001 :A I 4.0	T1vazio	0016 :A F 2.0		SEGMENT 7 002C T14
0002 :A I 5.0	T2cheio	0017 :AN I 8.0	-T2cheio	002C :A (
0003 :S F 2.0		0018 :AN F 3.0		002D :A F 4.0
0004 :***		0019 :S F 3.0		002E :A I 9.0 A0realLig
SEGMENT 2 0005	T5	001A :)		002F :L KT300.1 300 cent.
0005 :A (		001B :R F 2.0		0030 :SS T1
0006 :A F 2.0		001C :***		0031 :NOP 0
0007 :AN I 3.0	-Ligado	SEGMENT 5 001D	T8	0032 :NOP 0
0008 :AN F 3.0		001D :A (		0033 :NOP 0
0009 :S F 3.0		001E :A F 3.0		0034 :A T1
000A :)		001F :AN F 21.0	-Ligado	0035 :AN F 4.0
000B :R F 2.0		0020 :S F 21.0		0036 :S F 6.0
000C :***		0021 :)		0037 :)
SEGMENT 3 000D	T6	0022 :R F 3.0		0038 :R F 4.0
000D :A (		0023 :***		0039
000E :A F 2.0		SEGMENT 6 0024	T9	SEGMENT 8 003A B2
000F :AN I 7.0	-T1vazio	0024 :A (		003A :A F 2.0
0010 :AN F 3.0		0025 :A F 2.0		003B := Q 14.0 C0
0011 :S F 3.0		0026 :A I 6.0	C0realLig	003C :***
0012 :)		0027 :AN F 4.0		SEGMENT 9 003D B3
0013 :R F 2.0		0028 :S F 4.0		003D :AN F 3.0
0014 :***		0029 :)		003E := Q 14.0 -C0
				003F :***

Figura 9 - Exemplo do código em STEP5 de alguns segmentos



Em relação a possibilidade de gerar-se automaticamente códigos específicos para programação de CP's de outros fabricantes como Mitsubishi, Allen Bradley e outros é apenas uma questão de adaptar-se um tradutor para esta finalidade. A tradução MFG/STEP 5 é apenas um exemplo de aplicação que procura demonstrar a versatilidade do MFG para a programação de CP's.

Atualmente está sendo avaliada a possibilidade de estender-se o compilador para tratar grafos MFG com marcas individuais, isto é, o E-MFG (Extended Mark Flow Graph) (Santos F<sup>o</sup>, et all.; 1995). Neste contexto, está sendo proposta uma arquitetura de DB (bloco de dados) para tratar as informações contidas nas marcas.

## 6. Agradecimentos

Agradecemos ao apoio do CNPq, FAPESP, CAPES no desenvolvimento deste trabalho e, em especial, ao aluno Eduardo Saito e ao Eng. Edson Kojó.

## 7. Bibliografia

HASEGAWA, K. et.al., Proposal of Mark Flow Graph for Discrete System Control, *Transactions of the Society of Instrument and Control Engineers*, SICE, vol.20, nº2, pp.122-129, Tokyo, 1984.

MIYAGI, P.E. *Controle Programável - Fundamentos do Controle de Sistemas a Eventos Discretos*. Ed. Edgard Blücher, São Paulo, 1996.

NATALE, F. *Automação Industrial*. Editora Érica Ltda., São Paulo, 1995.

OLIVEIRA, J.C.P. *Controle Programável*. Makron Books do Brail Editora Ltda., São Paulo, 1993.

REISIG, W. *Petri Net - An Introduction*, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 1985.

SANTOS F<sup>o</sup>, D.J., et all. Sistemas de Eventos Discretos e seu Controle, Anais do 1<sup>o</sup> COBISA/CINISA, ISA América do Sul, pp.2.1-2.12, S. Paulo, Brasil, 1991.

SANTOS F<sup>o</sup>, D.J., et all. Enhanced Mark Flow Graph to Control Flexible Manufacturing Systems", *Revista Brasileira de Ciências Mecânicas*, ABCM, vol.XVII - nº 2 - pp. 232-248, 1995.

SANTOS F<sup>o</sup>, D.J. et all, Proposta de uma Ferramenta Computacional para Análise de Grafos E-MFG por Simulação, Anais do XI CBA, SBA, pp.689-94, São Paulo, Brasil, 1996.



PAPER CODE: COB422

## **AUTOMAÇÃO DE UM SISTEMA DE RAMPA PARA EMBARQUE E DESEMBARQUE DE VEÍCULOS EM NAVIOS/ AUTOMATION OF A RAMP SYSTEM FOR SHIP LOADING AND UNLOADING OF VEHICLES**

DIOLINO J. SANTOS FILHO & PAULO EIGI MIYAGI

*Departamento de Engenharia Mecânica/Mecatrônica, Escola Politécnica da USP*

*CEP:05508-900, São Paulo, SP, Brasil - E-mail: diolinos@usp.br pemiyaqi@usp.br*

### **Abstract**

When do not exist a special port infrastructure, the most common way to realize the access of vehicles in ships is trough a ramp system. One alternative to improve the efficiency of this system is trough techniques of task automation. This paper approach this problem through the application of a methodology for Event Driven Systems design based on Petri nets. At first, a conceptual model of the system is generated by using PFS technique (Production Flow Schema). Then, the dynamic behavior of the system is described by a flow of tokens in oriented graphs called MFG (Mark Flow Graph). Through a gradual refinement and interpretation procedure a detailed and consistent representation of the control strategies is obtained. Validation of the control strategies in the present case were carried out through simulation analysis. Finally, the resulting control strategy model is translated to an adequate language of programmable controllers. The overall tests were carried out in a prototype model of the ramp system.

### **Keywords**

Discrete Event Dynamic Systems, Task automation, Petri nets, Production Flow Schema, Mark Flow Graph

## **1. INTRODUÇÃO**

Quando não existe infraestrutura portuária especial, a forma mais comum de se realizar o acesso de veículos a navios é através de um sistema de rampa. Geralmente, o controle deste sistema é baseado na execução de uma seqüência de operações por um operador qualificado e treinado para a função. Entretanto, o tempo envolvido no processo de extensão e retração da rampa varia bastante, dependendo do nível de experimentação do operador. Além deste fato, há ainda aspectos pertinentes à segurança em relação a ocorrência de danos pessoais, materiais e mesmo operacionais quando o procedimento é executado de forma manual.

Considerando-se os aspectos em questão, é proposta a automação do sistema de controle da rampa com o objetivo de padronizar os tempos de retração e extensão da rampa e garantir níveis aceitáveis de segurança pessoal e material no sistema.

Uma vez que o sistema pode ser classificado como Sistema de Eventos Discretos (Ho, 1989; Cassandras et all, 1990; Santos F<sup>o</sup> et all, 1991) em virtude de sua natureza dinâmica, uma possível abordagem consiste na aplicação de técnicas baseadas em redes de Petri para a modelagem, análise e controle.

Para realizar este processo de automação foi aplicada a metodologia PFS/MFG (Production Flow Schema/Mark Flow Graph) (Miyagi,1996) derivada da teoria de redes de

246P



Petri. Esta metodologia permite uma estruturação hierárquica do processo de modelagem do sistema, de maneira que é possível realizar-se um detalhamento das operações envolvidas a partir de refinamentos sucessivos, o que simplifica significativamente o processo de modelagem. Outra virtude desta metodologia é que o PFS gera uma interpretação para o modelo MFG, capaz de realizar o controle do sistema, facilitando os processos de manutenção e atualização.

## 2. MODELAGEM DE SISTEMAS DE EVENTOS DISCRETOS

Os sistemas de eventos discretos (SEDs) retratam uma classe de sistemas que apresentam transições de estados discretos em seu espaço de estados, isto é, o fator determinante responsável pela mudança do estado do sistema é a ocorrência dos eventos discretos (Ho, 1989; Cassandras et al., 1990; Santos F<sup>o</sup> et al., 1991). Esta peculiaridade é fundamental para a compreensão do comportamento dinâmico de uma série de sistemas que anteriormente não podiam ser modelados de uma forma consistente, pois a maioria das abordagens tradicionalmente aplicadas a sistemas contínuos baseava-se na descrição do comportamento em função do tempo. Portanto, a partir do momento em que o homem obteve ferramentas adequadas para o desenvolvimento de sistemas desta natureza houve um maior desenvolvimento de SEDs.

Em geral, as técnicas para a abordagem de SED são aprimoradas visando um determinado horizonte de aplicação. Neste sentido, desenvolveu-se técnicas dedicadas para a modelagem, análise e controle de sistemas de comunicações, sistemas de manufatura, sistemas de tráfego, etc. Entretanto, esta abordagem tende a individualizar os SEDs em subclasses que pode limitar o potencial de aplicação de determinadas técnicas, isto é, surge uma tendência em classificar-se um SED como sendo apenas um sistema de manufatura, por exemplo, facultando-se uma peculiaridade fundamental: o fato do sistema ter sido feito pelo homem para ser aplicado para um amplo conjunto de entidades.

Considerando-se esta abordagem mais ampla, cada técnica específica pertinente a cada subclasse de SED deve ser analisada criteriosamente e reavaliada a possibilidade de aplicação a um conjunto mais amplo de entidades. Neste sentido, o objetivo é expandir a capacidade de modelagem das técnicas como MFG (Hasegawa et al., 1984) e PFS (Miyagi, 1996; Miyagi et al., 1997) além da fronteira de sistemas de manufatura.

Um sistema de manufatura compõe-se de uma série de elementos com relativo grau de autonomia que se interagem visando realizar a função da manufatura, que consistente basicamente em realizar a atividade de transformar material bruto em produtos acabados. Portanto, será feita uma abstração do conceito de *transformar material bruto em produto acabado*.

Em uma primeira instância, o sistema da rampa pode ser considerado como um SED cujo fluxo de material pode ser inicialmente abstraído para um fluxo de *operações ou serviços*. Portanto, o controle deste sistema pode ser definido como a aplicação de uma ação pré-planejada para que aquilo que se considera como objeto satisfaça certos objetivos.

### 2.1. Production Flow Schema (PFS)

No desenvolvimento das estratégias de controle de SED os eventos identificam um certo tipo de atividade que pode incluir vários outros eventos e estados organizados hierarquicamente. Isto é, estes eventos devem ser tratados como macro-eventos. Desta forma, ao invés de desenvolver-se num único plano a estratégia de controle do sistema em nível detalhado, é mais eficiente utilizar uma abordagem por refinamentos sucessivos.



Neste contexto, o PFS (Production Flow Schema) é a técnica desenvolvida para sistematizar e facilitar a modelagem por redes (Miyagi,1996; Miyagi et all, 1997). Nesta abordagem, considera-se que um SED pode ser caracterizado com base no fluxo de itens e desta forma, qualquer processo dinâmico desta natureza pode ser decomposto em três elementos básicos:

- Elementos (ativos) correspondentes a atividades;
- Elementos (passivos) correspondentes a distribuições;
- Arcos, que representam as relações entre os elementos anteriores.

Assim, um PFS é definido com base em:

- Elementos distribuidores, representados por círculos  $O$ ;
- Elementos atividades, representadas por um bloco delimitado por dois colchetes  $[.]$ ;
- Arcos orientados dos distribuidores às atividades  $O \rightarrow [.]$ ;
- Arcos orientados das atividades aos distribuidores  $[.] \rightarrow O$ ;
- Inscrições (em linguagem natural ou formal) nos distribuidores, atividades e arcos.

Com base nesta abordagem, diversos tipos de recursos e mecanismos de controle de fluxos são adicionados, para que o conteúdo de um modelo PFS seja convertido num MFG interpretado.

## 2.2. Mark Flow Graph (MFG)

No nível de implementação dos sinais num sistema de controle de SED, um certo estágio de controle que está em execução indica uma *condição que é interrompida por eventos* (a rigor, eventos primitivos), que são os delimitadores destes estágios (condições). Baseado nestas características, os sistemas de controle de SED podem ser considerados sistemas Condição-Evento (por exemplo: Reisig, 1985), cujo comportamento dinâmico depende das relações mútuas entre condições e eventos. Neste caso os sistemas têm como características o assincronismo, a sequencialização, o paralelismo, a concorrência, etc.

Além disso, como as características próprias do controlador, do objeto de controle e das inter-relações entre eles também devem ser consideradas, é necessário que o modelo utilizado no projeto e análise destes sistemas possua as seguintes propriedades e funções:

- Não permita a ocorrência de colisões (isto é, seja livre de contacto) e com a garantia de que o sistema não seja “dead”(isto é, sempre existirá ao menos um evento que pode ocorrer);
- Tenha capacidade de enviar sinais de estado do modelo para os dispositivos externos;
- Tenha capacidade de receber sinais gerados pelos dispositivos externos.

Com base nestas considerações o MFG foi desenvolvido e na sua proposta original (Hasegawa et all, 1984) é composto pelos seguintes elementos estruturais:

- Box: indica uma condição e é representado por um bloco quadrado  $\square$ ;
- Transição: indica um evento e é representado por uma barra vertical  $|$ ;
- Arco Orientado: conecta boxes e transições para para indicar a relação entre uma transição e os pré (  $\square \rightarrow |$  ) e pós-condições (  $| \rightarrow \square$  ) que o definem;
- Marca (token): indica a manutenção de uma condição  $\blacksquare$ ;
- Porta (arco de disparo, gate): habilita ou inibe a ocorrência de eventos correspondentes às transições sendo denominada habilitadora ou inibidora e, interna ou externa conforme a sua natureza;



- Arco de sinal de saída: este arco envia um sinal binário do box para os dispositivos externos do grafo.

Neste grafo existem regras de habilitação e disparo de transições que modifica dinamicamente a distribuição de marcas nos boxes e que reflete a dinâmica dos estados do sistema.

### 2.3. METODOLOGIA PFS/MFG

A metodologia PFS/MFG está baseada no procedimento de refinamento sucessivo do PFS substituindo-se um elemento atividade ou elemento distribuidor por uma sub-rede PFS ou MFG.

O procedimento para executar-se o refinamento é o seguinte:

- Em um modelo PFS denominado de  $A$ , um elemento distribuidor  $p$  é **refinado** pela rede  $B$  se  $B$  pode substituir o elemento distribuidor  $p$  tal que para qualquer arco  $x \rightarrow y$  de  $B$  para  $A'$  (ou  $x \leftarrow y$  de  $A'$  para  $B$ ) onde,  $A'$  é o PFS  $A$  sem o elemento distribuidor  $p$ , vale:
  - $x$  é um elemento distribuidor (ou box) de  $B$  e  $y$  é um elemento atividade de  $A'$ ;
  - em  $A'$  existe um arco  $p \rightarrow y$  (ou  $p \leftarrow y$ )
- Em um modelo PFS denominado de  $A$ , um elemento atividade  $t$  é **refinado** pela rede  $B$  se  $B$  pode substituir o elemento atividade  $t$  tal que para qualquer arco  $x \rightarrow y$  de  $B$  para  $A'$  (ou  $x \leftarrow y$  de  $A'$  para  $B$ ) onde,  $A'$  é o PFS  $A$  sem o elemento atividade  $t$ , vale:
  - $x$  é um elemento atividade ou transição) de  $B$  e  $y$  é um elemento distribuidor de  $A'$ ;
  - em  $A'$  existe um arco  $t \rightarrow y$  (ou  $t \leftarrow y$ )

Uma rede  $B$  é o refinamento de um PFS denominado de  $A$  se  $B$  é o resultado do refinamento de diversos elementos distribuidores e elementos atividades de  $A$ .

## 3. A METODOLOGIA PFS/MFG APLICADA AO CONTROLE DA RAMPA DE PROA

### 3.1 Estrutura do sistema

Para realizar a tarefa de embarcar ou desembarcar veículos de um navio, o sistema dispõe de uma rampa, que é estendida pela proa do navio até a terra propriamente dita. No sistema considerado, a extensão ou retração da rampa é realizada por intermédio de cabos de aço presos à rampa. Estes cabos passam por guindastes situados na proa do navio e por um conjunto de roldanas sendo, então, enrolados em carretéis. A cada um dos carretéis está acoplado um motor por meio de engrenagens, constituindo um conjunto denominado guincho. Existem portanto 3 guinchos, sendo que cada um deles desempenha uma função específica (Figura 1):

- Guincho de entrada: executa a função de retrain a rampa,
- Guincho de saída: executa a função de estender a rampa,
- Guincho de içamento: executa a função de sustentar a rampa.

Cilindros de tensionamento (um em cada guincho) que são, na verdade, cilindros hidráulico-pneumáticos têm a função de promover o tensionamento perfeito dos cabos. Existem sensores estrategicamente posicionados ao longo do curso dos cilindros e que indicam os níveis de tensão. A tensão adequada é obtida através da atuação nos guinchos que irão entrar e soltar os cabos de aço fazendo com que os cilindros de tensionamento deslizem ao longo de seu curso. Afim de permitir o apoio necessário para o deslizamento e posicionamento correto da rampa por ocasião de sua operação, existem trilhos na estrutura do

navio e roletes de suporte e roletes guia situados na rampa. O posicionamento e sentamento da rampa é feito por um dispositivo denominado dispositivo de sentamento (Figura 2).

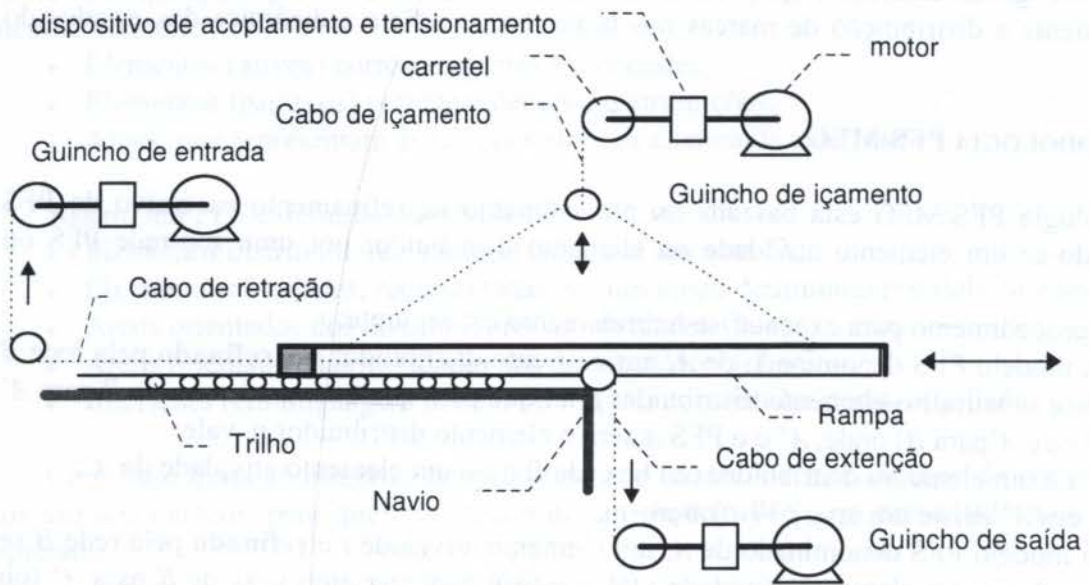


Figura 1- Modelo esquemático da rampa e dos guinchos

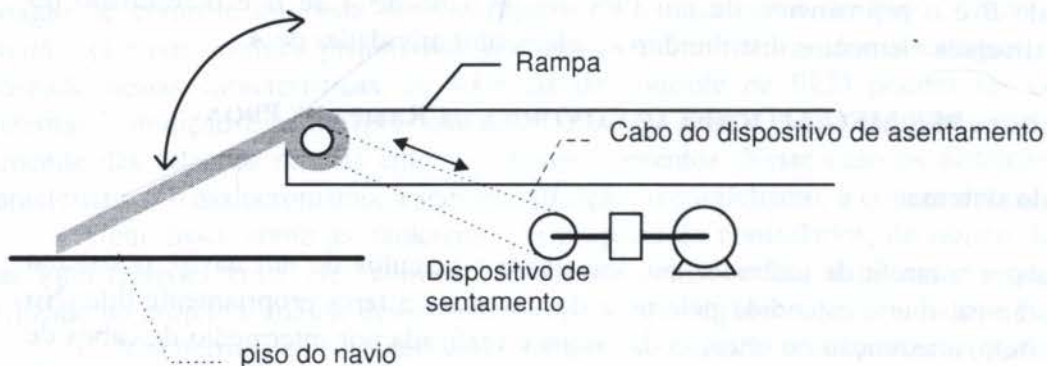


Figura 2- Modelo esquemático do dispositivo de sentamento da rampa

### 3.2 Os Modelos PFS/MFG

Para desenvolver o controle automático da seqüência de extensão e retração da rampa de proa o fluxo de itens foi abstraído por um fluxo de *pacotes de operações*. Baseado neste conceito, os processos de extensão e retração da rampa são caracterizados pelo inter-relacionamento entre atividades e condições e, devido a natureza discreta desse inter-relacionamento, este sistema pode ser classificado como SED.

Em um primeiro, passo foi gerado um modelo PFS, isto é, um modelo conceitual do controle do sistema. Um aspecto que foi considerado no processo de automação deste sistema foi a possibilidade de considerar-se os módulos básicos que compõem o sistema e a forma como estão conectados a partir de um fluxo vertical de informações de controle. Neste



contexto, aplicou-se como regra básica a decomposição do sistemas em seus diversos módulos elementares: comando, monitoração, controle, atuação, detecção e objeto de controle.

A Figura 3 ilustra o Modelo PFS que descreve as seqüências de retração e extensão da rampa. A partir deste modelo realizou-se refinamentos sucessivos até atingir-se um nível de detalhamento adequado para realizar o controle do sistema. Todos os módulos foram desenvolvidos utilizando este procedimento. Baseado nestes conceitos, gerou-se os modelos necessários, onde sincronizou-se o modelo do controle ao modelo do objeto de controle através da inclusão dos estados dos dispositivos de interfaceamento internos (atuação e detecção) e externos (comando e monitoração). A Figura 4 ilustra este procedimento para o caso em que a atividade “Subir totalmente com o dispositivo de sentamento” foi detalhada.

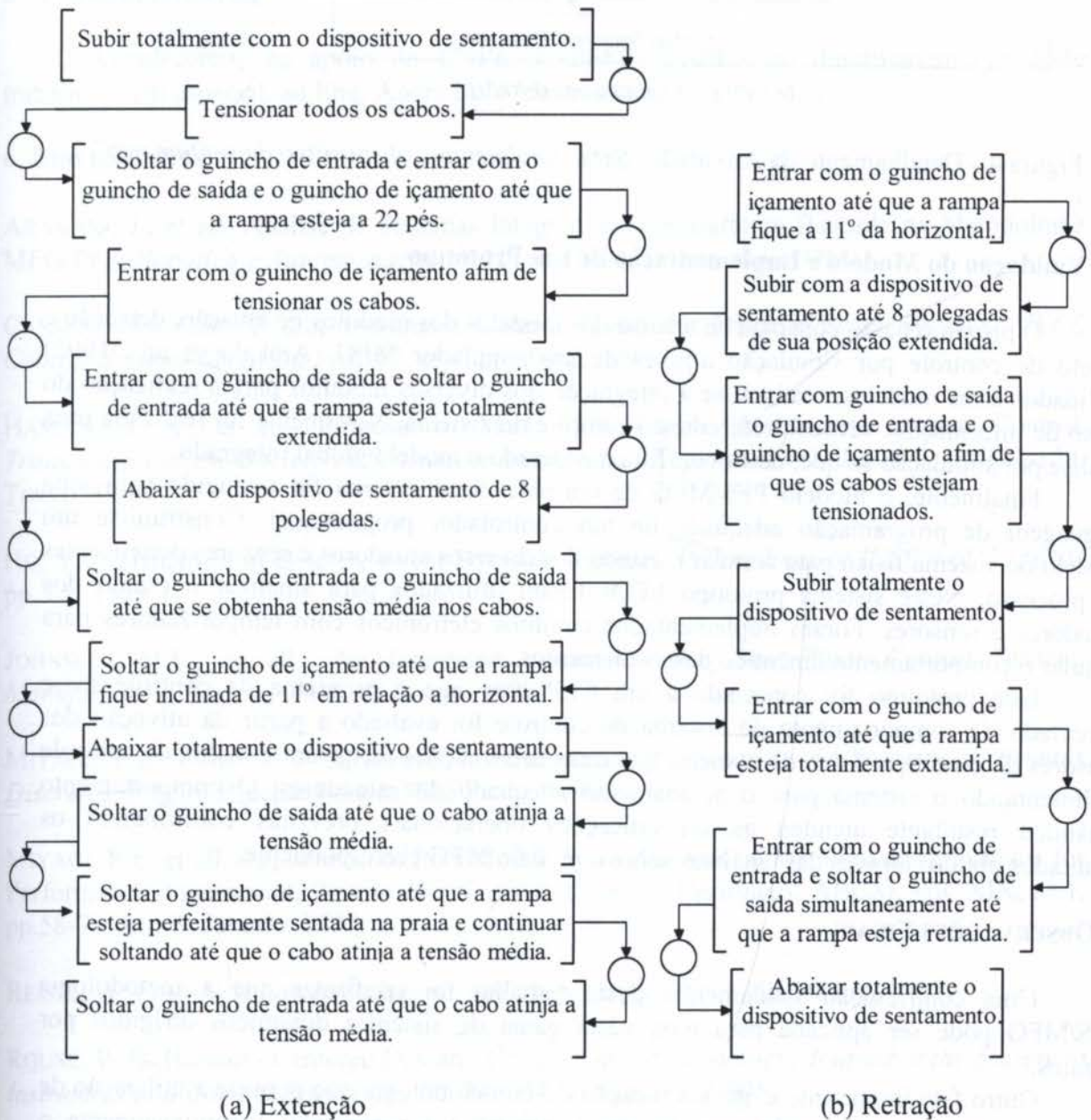


Figura 3- Seqüências de extensão e retração da rampa



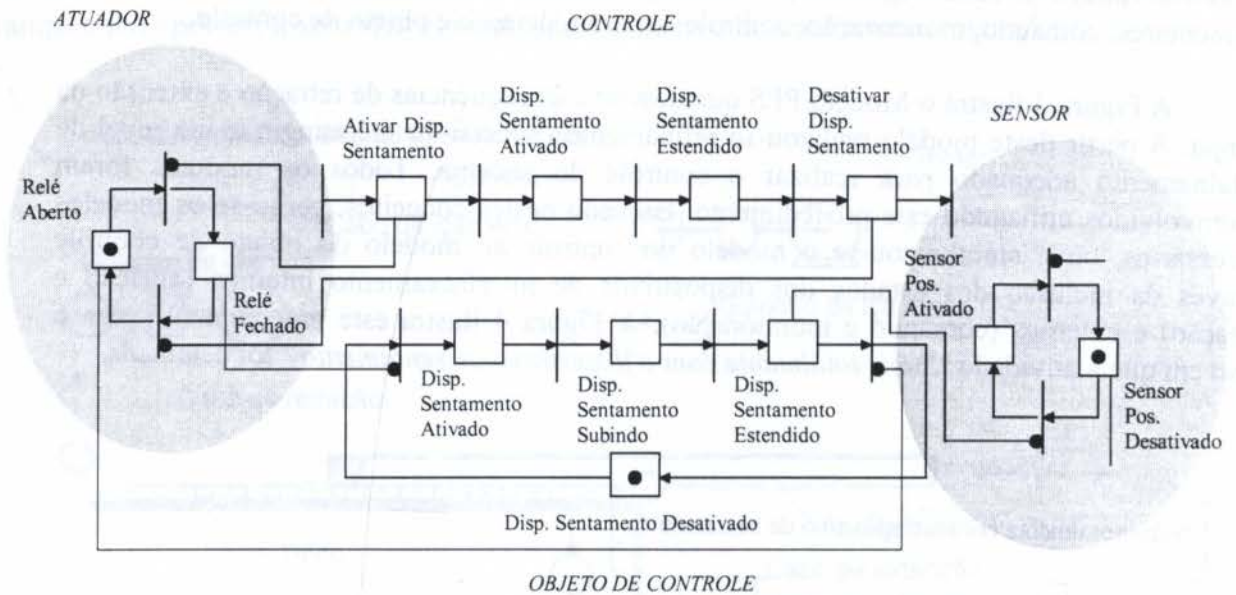


Figura 4 - Detalhamento da Atividade “Subir totalmente ... dispositivo de sentamento”

### 3.3 Validação do Modelo e Implementação de um Protótipo

O próximo passo consistiu na análise dos modelos dos módulos de atuação, detecção e objeto de controle por simulação através de um simulador MFG (Arakaki et al., 1992). Validados estes modelos, realizou-se a integração dos diversos módulos para a realização do fluxo de informações vertical, referente ao controle do sistema. Novamente foi realizada uma análise por simulação só que, desta vez, foi considerado o modelo global integrado.

Finalmente, o modelo PFS/MFG de controle deste sistema foi traduzido para uma linguagem de programação adequada de um controlador programável. Construiu-se um modelo do sistema físico para simular o estado dos diversos atuadores e sensores pertencentes ao processo. Neste sistema protótipo LEDs foram utilizados para sinalizar o estado dos atuadores e sensores. Foram implementados circuitos eletrônicos com temporizadores para simular o comportamento dinâmico destes elementos.

Este protótipo foi conectado a um CLP para que o programa de controle fosse executado. O comportamento do sistema de controle foi avaliado a partir da ativação dos sensores do protótipo físico de maneira que estas informações fechavam a malha de controle realimentando o sistema para o acionamento adequado dos atuadores. O comportamento dinâmico resultante atendeu as especificações operacionais previstas confirmando os resultados obtidos através das análises sobre o modelo MFG correspondente.

### 4. OBSERVAÇÕES FINAIS

Uma contribuição fundamental deste trabalho foi confirmar que a metodologia PFS/MFG pode ser aplicada para uma vasta gama de sistemas dinâmicos dirigidos por eventos.

Outro fato importante é que a aplicação desta metodologia que permite a utilização de técnicas formais para a modelagem forçam o projetista a representar inequivocamente o comportamento dinâmico do sistema em estudo. Desta forma, o sucesso do resultado



independe da experiência individual em relação à funcionalidade e comportamento dinâmico do sistema. Naturalmente, o projetista busca as informações que lhe são necessárias a cada etapa da modelagem e, o que é fundamental, só vai questionar o nível de detalhamento que for adequada para o nível de refinamento em que estiver operando no momento.

É importante ressaltar que, uma vez que a metodologia permite uma modelagem em diversos níveis de abstração, é possível analisar-se o modelo com o nível de detalhe que for necessário. O processo de análise por simulação pode ser flexibilizado se for utilizado um simulador hierárquico adequado.

Uma vez que o objetivo foi controlar os eventos que determinam a evolução do comportamento dinâmico do sistema não houve necessidade de considerar a dinâmica de cada um dos componentes do sistema a nível de controle local interno, pois foge do escopo deste trabalho a abordagem de técnicas de controle de sistemas contínuos.

## 5. AGRADECIMENTOS

Agradecemos ao apoio do CNPq, FAPESP, CAPES no desenvolvimento deste trabalho e, em especial, ao Eng. André Luis Alcantara de Oliveira (MB).

## 6. BIBLIOGRAFIA

ARAKAKI, J., et all. Análise de Sistemas Integrados de manufatura Baseada na Metodologia MFG/PFS, *Robótica e Automatização*, nº 10, pp.19-24, Lisboa, nov. 1992.

CASSANDRAS, C.G., et all., Towards a Control Theory for Discrete Event Systems, *IEEE Control Systems Magazine*, vol. 10, nº 4, pp.66-68, 1990.

HASEGAWA, K., et all., Proposal of Mark Flow Graph for Discrete System Control, *Transactions of the Society of Instrument and Control Engineers*, vol. 20, nº 2, pp.122-129, Tokyo, 1984.

HO, Y.C. Dynamics of Discrete Event Dynamic Systems, *Proceedings of IEEE*, vol. 77, nº 1, pp.3-6, 1989.

JOHNSON, M.E., et all., An Integrated Simulation and Shop-Floor Control System. *Manufacturing Review*, vol. 5, nº 3, sept. 1992.

MIYAGI, P.E. *Controle Programável - Fundamento do Controle de Sistemas a Eventos Discretos*. Edgard Blücher Editora, São Paulo, 1996.

MIYAGI, P.E. et all. Application of PFS Model Based Analysis of Manufacturing Systems for Performance Assessment, *Revista Brasileira de Ciências Mecânicas*, ABCM, vol. XIX, nº 1, pp.58-71, Rio de Janeiro, 1997.

REISIG, W. *Petri Nets - an Introduction*, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 1985.

ROUSE, W.B. Human - Centered Design : Concept and Methodology. *Journal of the Society of Instrument and Control Engineers*, vol. 34, nº 3, Tokyo, mar. 1995.

SANTOS Fº, D. J., et all. Sistemas de Eventos Discretos e seu Controle, Anais do 1º COBISA/CINISA, ISA-America do Sul, pp.2.1-2.12, São Paulo, 1991.



PAPER CODE: COB652

**ANÁLISE E EXPERIMENTAÇÃO DE UM PROCESSO  
“FAN-AND-PLATE”:** ESTUDO DE CASO DE CONTROLE ROBUSTO  
**VERSUS ADAPTATIVO/ ANALYSIS AND EXPERIMENTATION OF A  
FAN-AND-PLATE PROCESS: CASE STUDY OF ROBUST VERSUS  
ADAPTIVE CONTROL**

HENRIQUE SIMAS & ANTONIO AUGUSTO RODRIGUES COELHO

*Departamento de Automação e Sistemas - Centro Tecnológico - UFSC*

*C. P. 476 - CEP 88040-900 Florianópolis, Brasil - E-mail: {simas,aarc}@lcmi.ufsc.br*

**Abstract**

The development of a small scale laboratory process can help disciplines to meet the practical requirements in studying control concepts. The fan-and-plate prototype, a nonlinear control system, was implemented in the Process Control Laboratory/UFSC and did not present a good closed-loop performance when classical controllers, such as PI and PID, were utilized in the experimentation. In order to assess the applicability of such process, in the context of a school laboratory, a complete study and analysis of advanced control techniques are needed. The implementation of predictive and robust control strategies was carried out and adequate results have served as a base for this evaluation.

**Keywords**

Laboratory education, self-tuning control, robust control, nonlinear analysis, systems engineering / Ensino em laboratório, controle auto-ajustável, controle robusto, análise não-linear, engenharia de sistemas.

**1. INTRODUÇÃO**

Nos cursos de engenharia a aplicação das aulas de laboratório, diminui o abismo que cerca o futuro recém-formado da realidade de seu trabalho. No Laboratório de Controle de Processos (LCP) da Universidade Federal de Santa Catarina, desenvolve-se pesquisa na montagem de processos em escala de laboratório e de novas estratégias de controle. O objetivo destas pesquisas é dar suporte às disciplinas laboratoriais ministradas no LCP.

Na síntese de um controlador para uma aplicação particular, basicamente faz-se a identificação dos parâmetros do processo, especifica-se os requisitos de desempenho em malha fechada e, a partir de técnicas de projeto, analisa-se e desenvolve-se controladores que garantam a dinâmica desejada. Na literatura de controle de processos, várias são as ferramentas matemáticas (lugar das raízes, diagrama de Bode) para implementação, mas a aplicação é válida se o sistema em questão é linear e invariante no tempo (Ogata, 1993). Assim, faz-se uma linearização em torno de um ponto de funcionamento desejado e projeta-se o controlador para esta situação.

A dificuldade surge se o processo tem característica não-linear, ou seja, não satisfaz o princípio da superposição. Neste caso, para controlar a variável de saída em diferentes pontos

2470



de operação, o modelo matemático inicialmente determinado não é válido. Desta forma, o controlador antes projetado para um único ponto de funcionamento, tem que controlar o processo em posições que, "a priori", não se tem idéia da dinâmica. Conseqüentemente, os ajustes realizados podem produzir um desempenho de controle inadequado e problemas de instabilidade.

Novas técnicas de controle têm sido pesquisadas, destacam-se o controle lógico fuzzy, controle por redes neurais, controle adaptativo e controle robusto.

O objetivo deste artigo é avaliar e comparar os resultados entre as técnicas de controle robusto (Lim, 1992) e adaptativo (Clarke, 1994) num estudo de caso aplicado ao processo fan-and-plate. Com isso pretende-se adquirir uma maior experiência e avaliar de forma prática o desempenho dos controladores num processo real não-linear.

## 2. DESCRIÇÃO DO PROCESSO FAN-AND-PLATE

Desenvolvido no LCP, o processo fan-and-plate (figura 1), consiste de um sistema de controle em escala de laboratório, onde controla-se o ângulo  $\theta$  de deflexão de uma placa retangular (figura 2), através da incidência do fluxo de ar proporcionado por uma turbina.

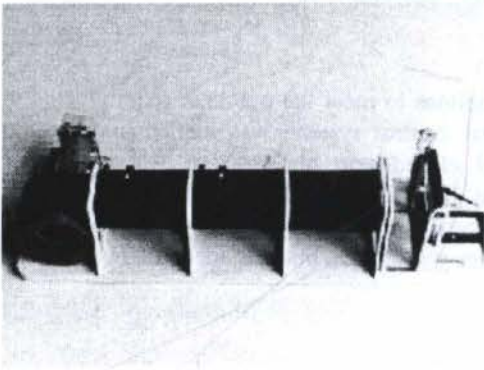


Figura 1: Foto do processo fan-and-plate.

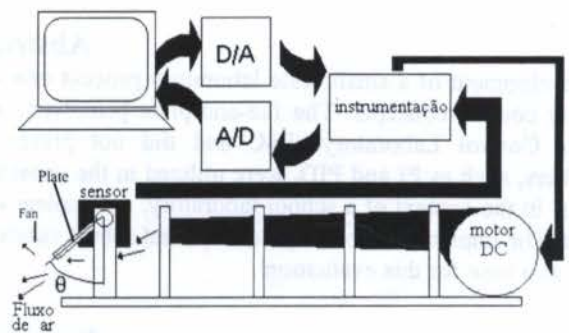


Figura 2: Descrição do processo "fan-and-plate" e a variável a ser controlada (ângulo  $\theta$ ).

Neste processo, um fluxo de ar atravessa um duto de seção retangular, gerado pelas pás de uma turbina acionada por um motor DC. O motor DC é acionado por um circuito de potência que converte o sinal de entrada na faixa de 0 a 5 volts (sinal de controle,  $V_c$ ) para a faixa de 0 a 24 volts.

O fluxo de ar incide sobre uma placa montada num eixo e, através de um sensor baseado em um led e um fotorresistor, um sinal de tensão proporcional a deflexão caracteriza a variável de medição do processo ( $V_p$ ).

Na figura 3 observa-se o comportamento em malha aberta do processo fan-and-plate para duas mudanças na forma de degrau: 2.5 e 4 volts.

Com objetivo de analisar o desempenho de controladores clássicos, testes experimentais em malha fechada com os controladores PI (figura 4) e P (figura 5) foram realizados para uma referência de 2.5 volts. Analisando as respostas observa-se a ineficácia destes controladores, tanto o PI que proporcionou um controle instável, quanto o P, que apesar do tempo maior de simulação 50 segundos, não foi possível levar a saída do processo a referência desejada ( $S_p$ ). Os resultados dão uma idéia das complexidades presentes no processo fan-and-plate (turbulências, variações paramétricas) e estimulam a avaliação de estratégias de controle avançadas em um processo não-linear.



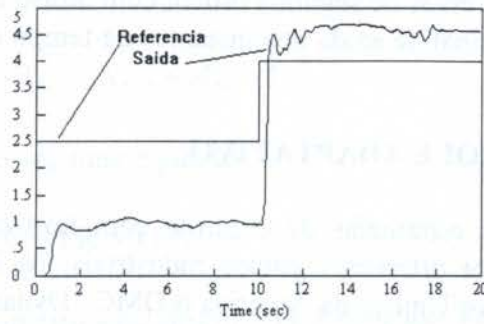


Figura 3: Experimento de análise da resposta ao degrau do processo fan-and-plate ( malha aberta ).

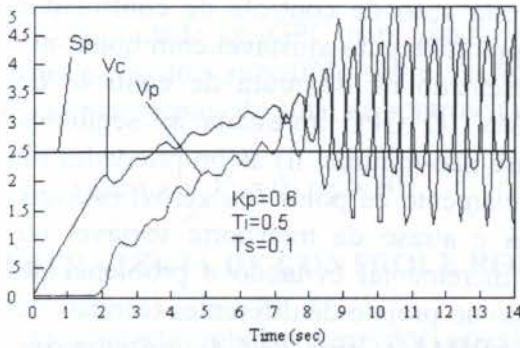


Figura 4: Resultado do controle em malha fechada com controlador PI digital.

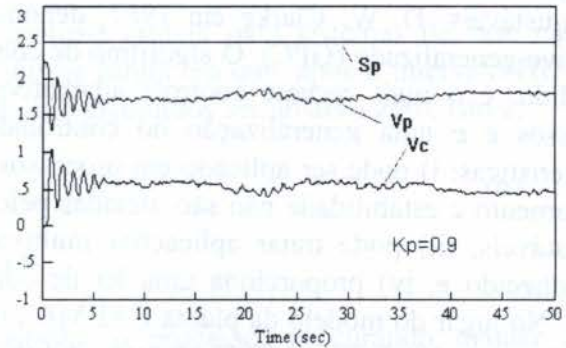


Figura 5: Resultado do controle em malha fechada com controlador P digital.

### 3. DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

Com o intuito de identificar os problemas de controle do processo fan-and-plate, um estudo analisou as não-linearidades do processo, definindo assim os passos e caminhos a serem seguidos na seleção das estratégias de controle mais adequadas. Como resultados pode-se destacar:

- atraso de transporte presente na faixa entre 0.14 e 0.19 segundos;
- ruídos de baixa frequência provocados pela turbulência do fluxo ar, o qual interfere na medição;
- evidente variação de parâmetros como mostra a tabela 1:

Tabela 1: Dados experimentais de resposta em malha aberta ao degrau aplicado ao processo fan-and-plate.

Medições	Experimentos				
	1	2	3	4	5
$\Delta V_{inp}(V_c)$	1,25 a 2,00	2,00 a 2,77	2,77 a 3,52	3,52 a 4,77	1,51 a 4,5
$\Delta V_{oup}(V_p)$	0,32 a 1,14	1,14 2,5	2,5 a 4,5	4,56 a 4,98	0,6 a 5,1
$K(V/V)$	0,917	1,7662	2,6667	0,576	1,505
$\zeta$	0,13425	0,1841	0,7015	0,1325	0,0677
$w_n$	5,8098	5,3527	8,5990	23,2394	6,327
atraso	0,19013	0,1709	0,1370	0,182532	0,149206

Estes resultados foram obtidos através do algoritmo de identificação para modelos de ordem reduzida conforme descrito em R. Mollenkamp (1988). O algoritmo, baseia-se na

é:

$$\Delta U = [\Delta u(t), \Delta u(t+1), \dots, \Delta u(t+HU-1)]^T \quad (3)$$

que são calculados através da seguinte equação:

$$\Delta U = [G^T G + \Gamma I]^{-1} G^T [YR - YFA] \quad (4)$$

Desde que somente o primeiro sinal de controle é aplicado, então

$$u(t) = u(t-1) + \Delta u(t) \quad (5)$$

A habilidade do GPC para produzir um controle estável para sistemas de fase não-mínima é devido a suposição sobre a ação de controle futura em que, após o intervalo  $HU > HY$ , os incrementos do sinal de controle projetado são assumidos ser iguais a zero, isto é:

$$\Delta u(t+j-1) = 0 ; j > HU \quad (6)$$

## 5. ESTRATÉGIA DE CONTROLE ROBUSTO

O controle robusto tem por objetivo controlar o processo, procurando manter as especificações de projeto e mantendo o sistema estável mesmo sob variações paramétricas.

As vantagens deste tipo de controle em relação ao adaptativo são :

- Projeto do controle off-line, sem a presença do computador ou dispositivo auxiliar para estimação paramétrica do processo;
- Menor custo computacional;
- Menor sensibilidade a variação paramétrica;

A metodologia de controle robusto, objetiva a estabilidade do sistema em toda sua faixa de operação, por isso em certos casos o resultado do cálculo de um controle robusto pode acarretar um ganho na malha pequeno e, possivelmente, não levar a variável do processo a referência desejada.

Para o estudo e a aplicação no processo fan-and-plate, utiliza-se o controle baseado no algoritmo de projeto de C. M. Lim *et al* (1992).

O algoritmo em questão tem, além da parte adaptativa necessária a estimação de parâmetros para o cálculo da função custo, um termo que define a robustez do algoritmo (o parâmetro de projeto  $p$  da equação 7).

$$J(k) = [y(k+1) - y_r]^2 + q [\dot{y}(k+1)]^2 + p [v(k+1)]^2 + r [u(k)]^2 \quad (7)$$

Minimizando-se a equação (7) em relação ao controle, obtêm-se a seguinte lei de controle:

$$u(k) = K[(1+p)y_r + pv(k) + q(y(k)) - (1+q+p)a_1 y(k)] \quad (8)$$



onde

$$K = \frac{b_0}{[r + (1 + q + p)b_0^2]} \quad , \quad q = \frac{q'}{T_s^2} \quad e \quad v(k) = v(k-1) + e(k) \quad (9)$$

## 6. EXPERIÊNCIAS REALIZADAS

A seguir, são apresentados os resultados dos experimentos realizados com o algoritmo de controle adaptativo, GPC, e o algoritmo de controle adaptativo com fator de robustez conforme proposto por Lim (1992).

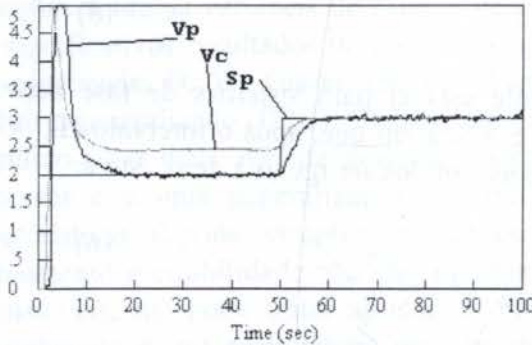


Figura 7: Experimento do controlador GPC com variação de referência de 2 a 3 volts.

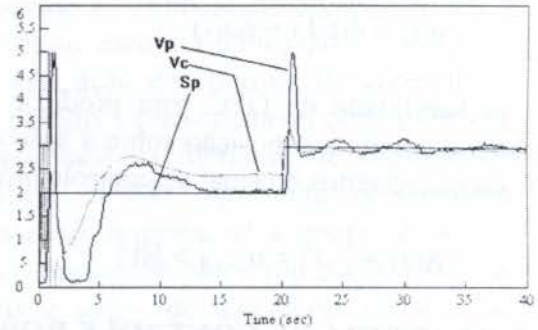


Figura 8: Experimento do controlador de Lim com variação de referência de 2 a 3 volts ( $p=11$ ,  $r=0.05$ ,  $q'=0.02$ ).

Com base nestes resultados, observa-se que o controlador adaptativo robusto proposto por Lim, apresenta melhor rapidez em relação ao tempo de resposta (figura 8) se comparado ao controlador adaptativo GPC (figura 7). No experimento de controle com o GPC é necessário aumentar o tempo de experimentação para garantir erro nulo em regime.

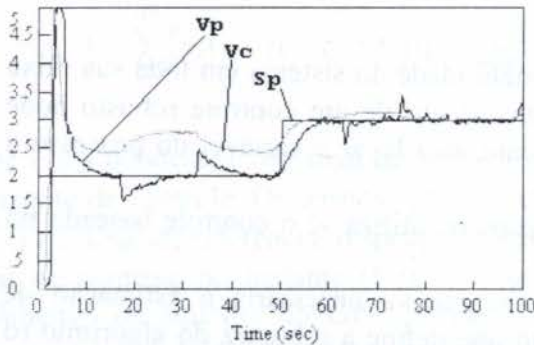


Figura 9: Análise da rejeição da perturbação de carga (0,5 volts) com o algoritmo GPC.

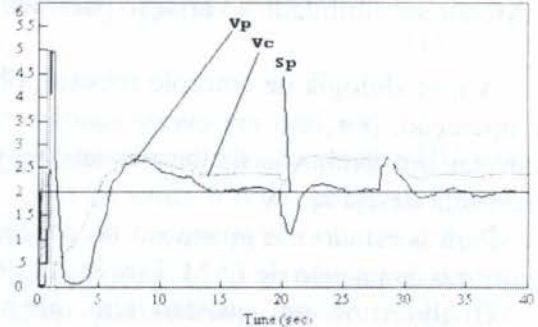


Figura 10: Análise da rejeição da perturbação de carga (0,5 volts) com o algoritmo de Lim ( $p=11$ ,  $r=0.05$ ,  $q'=0.02$ ).

Na análise da perturbação de carga (sinal degrau com magnitude de 0.5 volts) observa-se que o GPC, em relação ao algoritmo de controle de Lim, apresenta melhores características quanto ao aspecto de regulação da saída do processo e uma menor variância no sinal de controle. Em ambas concepções de controle a perturbação foi completamente rejeitada.

## 7. CONCLUSÃO

Este artigo apresentou um estudo das características dinâmicas relativas ao processo fan-

and-plate, identificando os principais aspectos das não-linearidades que dificultam a utilização de algoritmos de controle baseados em técnicas clássicas de projeto. Devido as complexidades presentes no processo fan-and-plate (turbulências, variações paramétricas) novas estratégias de controle avançadas foram avaliadas.

Uma análise experimental comparativa foi executada e resultou num estudo da aplicabilidade de dois controladores GPC adaptativo e adaptativo robusto.

Na análise dos resultados observou-se que o GPC proporcionou resultados com pequena magnitude na variância do sinal de controle e, no transitório para variação de referência, apresentando resposta sem sobre-sinal ou oscilações indesejáveis. Estas características de resposta também foram observadas na experimentação para rejeição e regulação de um sinal de perturbação de carga.

Comparativamente, os resultados obtidos com o controle adaptativo robusto, mostraram respostas com um tempo de estabilização relativamente menor ao GPC, tanto na regulação quanto na variação de referência. Por outro lado, uma maior magnitude na variância do sinal de controle tornou a resposta oscilatória e sensível a efeitos da turbulência do fluxo de ar no processo.

## 6. REFERÊNCIAS

Clarke, D. W., *Advances in Model-Based Predictive Control*, Oxford Sci. Publication, 1994.

Clarke, D. W. & Mohtadi, C., Properties of Generalized Predictive Control, *Automatica*, vol. 25, n°6, pp. 859-875, 1989.

Coelho, A.A.R. Laboratory Experiments for Education in Process Control, *Workshop on Control Education and Technology Transfer Issues*, pp. 133-138, Curitiba, Brasil, 1995

Lim, C. M. Experimental Evaluation of a Self-Tuning Controller, *IEEE Trans. on Industrial Electronics*, vol. 37, n° 3 pp. 193-194, 1990.

Lim, C. M. & Hiyama, T. Application of a Self-Tuning Control Scheme to a Power System with Multimode Oscillations, *Int. J. Elect. Power Syst. Research*, vol. 24, pp. 91-98, 1992.

Mollenkamp, R., *Controle Automático de Processos*. Ed. EBRAS, São Paulo, 1988.

Ogata, K., *Engenharia de Controle Moderno*, Prentice Hall do Brasil, Rio de Janeiro, 1993.



controle  $H^\infty$  neste tipo de aplicação.

## 2. MODELO DO ROTOR

O rotor é um sistema mecânico que apresenta uma velocidade de rotação  $\Omega$  em torno de um eixo principal. Na análise e no modelamento da dinâmica de máquinas rotativas é largamente empregada a técnica de elementos finitos. Neste método, o modelo do rotor é construído a partir das equações de Lagrange derivadas para cada um dos elementos discretos que compõem o rotor, quais sejam: os discos, os mancais e as vigas.

Os deslocamentos laterais dos centros dos discos e da linha média do eixo são expressos por dois vetores ortogonais entre si e ao eixo de referência Y na figura 1.

Os discos são elementos rígidos, caracterizados exclusivamente pela energia cinética de que dispõem e que podem transladar e girar em duas direções.

A árvore do rotor, por sua vez, é composta por elementos de vigas que admitem movimentos de translação e rotação em torno dos eixos X e Z. Os mancais, neste trabalho, são elementos estruturais que transmitem exclusivamente forças entre a parte fixa e a parte girante da máquina.

O modelo do rotor é obtido a partir das matrizes de massa, de rigidez e de amortecimento dos vários elementos que o constituem (Ribeiro, 1995). Tal modelo, escrito numa forma compacta, resulta em:

$$M\ddot{\xi} + C(\Omega)\dot{\xi} + K\xi = F_{\text{peso}} + F_{\text{harm.}} + F_{\text{controle}} \quad (1)$$

onde:

M- matriz de massa global do sistema - simétrica;

C- matriz de amortecimento do sistema - assimétrica;

K- matriz de rigidez global - freqüentemente assimétrica;

$\xi$  - vetor dos deslocamentos nodais;

$F_{\text{peso}}$ - Força gravitacional;

$F_{\text{harm.}}$ - Forças harmônicas que podem ser síncronas ou não e

$F_{\text{controle}}$ - Força de controle devido ao atuador.

Admitindo que cada nó tenha quatro graus de liberdade, duas rotações e duas translações, o vetor  $\xi$  tem dimensão  $4n \times 1$ , onde  $n$  é o número de nós em que a estrutura foi discretizada. As matrizes M, K e C são quadradas de ordem  $4n$  e as forças são vetores  $4n \times 1$ .

Freqüentemente é necessário reduzir a ordem do modelo para estudá-lo. Uma técnica de redução clássica utilizada em análise estrutural é a chamada técnica pseudo-modal de redução, Lalanne e Ferraris, 1990. Este método consiste essencialmente na obtenção de uma matriz  $\Phi$  de transformação que projeta o sistema completo de dimensão  $4n$ , num subespaço de dimensão  $N$ , onde  $N < 4n$ . Depois de feita a redução do modelo a equação (1) é reescrita na forma:

A norma-∞ de uma função de transferência é portanto definida como um escalar que representa o maior ganho possível em energia entre um sinal de entrada e um sinal de saída.

Uma vez definida a norma resta apresentar como são tratadas as incertezas presentes nos modelos.

Seja uma planta representada pela sua função de transferência nominal G(s) e que esta função possa ser fatorada à esquerda pelas funções M(s) e N(s) de tal sorte que<sup>2</sup>:

$$G(s) = M^{-1}(s)N(s) \quad \text{onde:} \quad (8)$$

$$M(s)M^t(s) + N(s)N^t(s) = I$$

Define-se G<sub>p</sub>(s), a planta perturbada e diferente da nominal, como:

$$G_p = [M(s) + \Delta M(s)]^{-1}[N(s) + \Delta N(s)] \quad (9)$$

onde ΔM(s) e ΔN(s) são funções estáveis desconhecidas que representam as incertezas no modelo nominal<sup>3</sup>. O problema de controle robusto consiste em se encontrar um controlador K(s) - veja figura 2 - capaz de estabilizar todas as plantas perturbadas pertencentes à família de funções de transferência:

$$\mathcal{G}_p = \{ [M(s) + \Delta M(s)]^{-1}[N(s) + \Delta N(s)] : \| [\Delta M(s), \Delta N(s)] \|_\infty < \varepsilon \} \quad (10)$$

onde ε é um escalar positivo conhecido que caracteriza o "tamanho" das incertezas presentes na planta.

Glover e McFarlane, 1989, demonstram que o controlador K(s) deve satisfizer a desigualdade:

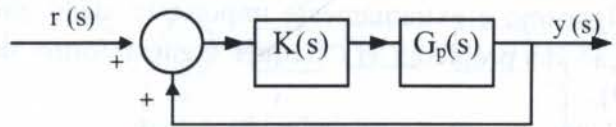


Figura 02 – A planta e o controlador

$$\inf_{K(s)} \left\{ \left\| \begin{bmatrix} K(s)(I - G(s)K(s))^{-1}M^{-1}(s) \\ (I - G(s)K(s))^{-1}M^{-1}(s) \end{bmatrix} \right\|_\infty \right\} \leq \varepsilon^{-1} \quad (11)$$

A solução da desigualdade expressa por (11) resulta num controlador cuja realização<sup>4</sup> é dada por:

$$K = \left[ \begin{array}{c|c} A + BF + \gamma^2 W_1^{-1} ZC^t (C + DF) & \gamma^2 W_1^{-1} ZC^t \\ \hline B^t X & -D^t \end{array} \right] \quad (12)$$

<sup>2</sup> Este tipo de fatoramento é denominado LCF ("Left Coprime Factorization"), Glover e Mcfarlane, 1989.

<sup>3</sup> Este tipo de descrição das perturbações é denominada CPP ("Coprime Factor Perturbation"), Glover e Mcfarlane, 1989.

<sup>4</sup> A realização de uma função de transferência G(s)=C(sI-A)<sup>-1</sup> B+D é definida como:  $\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix}$



completo.

Hyde e Glover,1993, sugerem que a escolha dos filtros deve ser precedida de um escalonamento adequado das entradas e saídas do sistema e que deve-se reordenar as variáveis de estado de forma a tornar o sistema o mais diagonal possível. Além disso deve-se cuidar para que decaimento dos valores singulares de  $W_d(s)G(s)W_a(s)$  nas frequências de cruzamentos seja da ordem de -20 dB/década.

#### 4. ANÁLISE DO DESEMPENHO E ESTABILIDADE DO SISTEMA DE CONTROLE VIA SIMULAÇÃO NUMÉRICA.

O procedimento de controle foi avaliado através das simulações do rotor mostrado na figura 4. O rotor foi discretizado em 13 elementos de viga, de aço e com as características:  $E=2e11 \text{ N/m}^2$ ,  $\rho = 7800 \text{ Kg/m}^3$  e  $\nu=0.3$  (coeficiente de Poisson).

Os elementos de viga são todos iguais e medem 5 cm de raio e 10 cm de comprimento. Os dados referentes aos discos e aos mancais são mostrados na tabela 01.

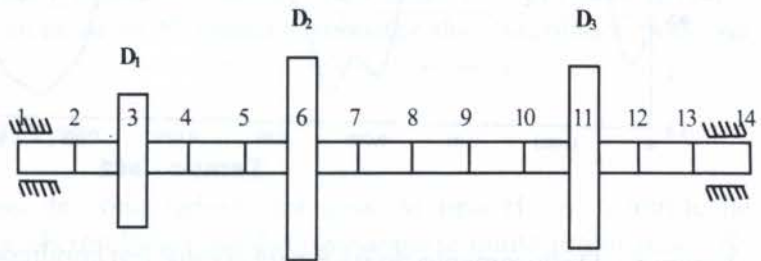


Figura 4 - Modelo discreto do rotor.

Tabela 01 – Dados dos discos e dos mancais

Discos	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>
Espessura (m)	0.05	0.05	0.06
Raio interno (m)	0.05	0.05	0.05
Raio externo (m)	0.12	0.2	0.2
massa (Kg)	14.58	45.94	55.13
Dados dos Mancais (supostos iguais)			
$K_{xx}=5E7 \text{ N/m}$	$K_{zz}=7E7 \text{ N/m}$	$K_{zx}=K_{xz}=0$	
$C_{xx}=5E2 \text{ Ns/m}$	$C_{zz}=7E2 \text{ Ns/m}$	$C_{xz}=C_{zx}=0$	

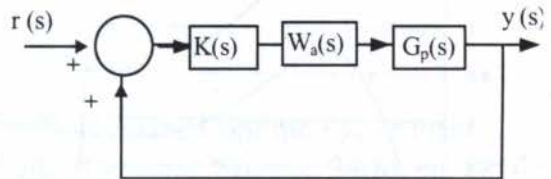


Figura 5 - Diagrama de blocos do controlador  $H^\infty$  proposto.

Com a configuração da figura 5 e a o filtro dado por (17) conseguiram-se excelentes resultados de desempenho e robustez como é demonstrado nos testes que seguem.

$$W_a(s) = 40 \left[ \frac{s + 3000}{s + 1} \right] \quad (17)$$

Uma vez definido os filtros, obteve-se a nova planta  $G(s)$  resultado do produto de  $G(s)$  por  $W_a(s)$ . Para esta planta filtrada encontrou-se o controlador  $K(s)$ , segundo o procedimento apresentado. O rotor proposto foi simulado num microcomputador pessoal, onde as equações que descrevem o movimento e o controle foram integradas numericamente via um integrador de Runge-Kutta de passo variável.

Admitiu-se nas simulações o uso de 6 atuadores de força e 6 sensores de deslocamento, localizados nos nós 5, 8 e 10 da figura 4. Os atuadores foram considerados ideais e sem dinâmica própria O sinal dos sensores foi modelado como uma saída ideal corrompida por um

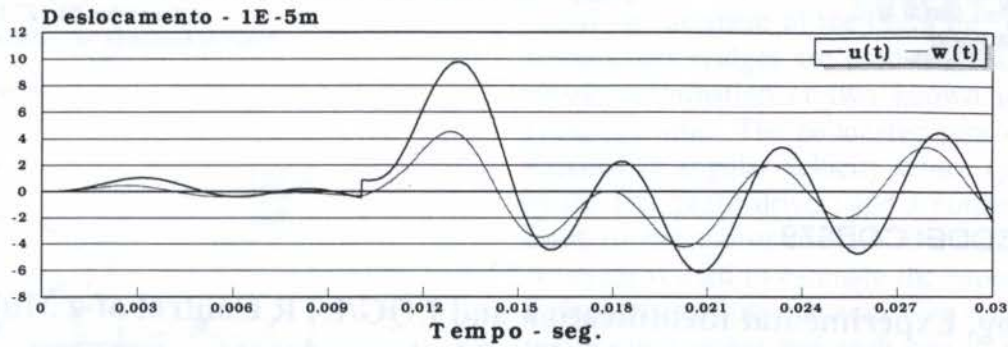


Figura 8 - Deslocamento do nó 8, diante de variações repentinas no modelo do rotor.

Além dos testes aqui apresentados inúmeros outros foram também realizados (Ribeiro 1995) e em todos eles as características de estabilidade e robustez do controlador pode ser verificadas.

## 5. CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS.

Neste trabalho estudou-se o uso de controladores robustos do tipo  $H^\infty$  no controle de vibrações laterais em rotores flexíveis. Os resultados obtidos revelaram-se muito promissores. As características de estabilidade e robustez puderam ser verificadas através de simulações numéricas efetuados a partir de um estudo de caso. Resta como um desdobramento natural deste trabalho a construção de um aparato experimental que permita confrontar os resultados teóricos obtidos com dados experimentais. Estes estudos estão em desenvolvimento e serão objetos de divulgação muito brevemente.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Glover, K. ; Mcfarlane, D.C. Robust Stabilization of Normalized Coprime Factor Plant Description with  $H^\infty$  bounded uncertainty, *IEEE Trans. Automatic Control*, 34(8), pp. 821-830, Aug., 1989
- Hyde, R. A. ; Glover, K. The Application of scheduled  $H^\infty$  controllers to a VSTOL aircraft. *IEEE Trans. Automatic Control* , 38(7), pp. 1021-1039, July, 1993
- Lalanne, M.; Ferraris, G. Rotordynamics Prediction in Engineering, John Wiley and Sons, NY, 1990.
- Ribeiro, J.F. Controle Robusto Aplicado ao Problema de Vibrações em Rotores Flexíveis. Tese de Doutorado, Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, Dezembro, 1995.



PAPER CODE: COB679

## Modeling, Experimental Identification and LQG/LTR Control of a Multi-body System with Flexible Appendages

Álvaro Manoel de Souza Soares, Luiz Carlos Sandoval Góes & Luiz Carlos Gadelha de Souza  
*Depto de Informática - Universidade de Taubaté - UNITAU*  
*Av. Marechal Deodoro da Fonseca, 605 - 12100 - 000 - Taubaté - SP - E-mail : alvaroms@embratel.net.br*  
*Divisão de Engenharia Mecânica-Aeronáutica - Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA-CTA - IEMP*  
*12228-900 - São José dos Campos, SP - E-mail : goes@mec.ita.cta.br*  
*INPE - Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais*  
*Av. dos Astronautas, 1758 - C.P. 515 - 12201-970 - S.J.Campos, SP, Brasil - E-mail : gadelha@dem.inpe.br*

### Abstract

This work shows simulational results of control using the LQG/LTR technique. The system used was a multi-body structure composed by a hub and two flexible appendages made of aluminum which are linked to a DC motor and represents a satellite like structure. The model used was obtained through the Lagrangian approach and the model discretization was done by the assumed modes method. An experiment assembled in the dynamical laboratories of ITA (Instituto Tecnológico de Aeronáutica) was used to validate the analytical model. The experimental set up has four kinds of sensors available. One accelerometer in the tip of one of the aluminum beams, two strain-gages located in known points of the beams, one tachometer signal which is provided for the DC motor and a potentiometer which measures the hub angular position. A modal analysis of the system is shown and the experimental results are used to validate the analytical model. To control this system a LQG/LTR technique was employed. This kind of control technique is suitable for systems like this one that have some uncertainties due, for example, model discretization. The aim of the control is to drive the hub to an desired angular position. The results of behavior of the closed loop system with a reference trajectory are also shown.

### Keywords

Flexible structures, Multibody system, Modal analysis, Modeling, Position Control

## 1. INTRODUCTION

This paper presents a LQG/LTR control strategy, which was carried out with a multibody flexible structure prototype. The experimental setup (see figure 1) was assembled at ITA-IEMP's dynamics laboratory and the aim is to investigate the dynamical behavior of the structure. It should be noted that the results of the experiment can easily be applied to any satellite with flexible appendages or flexible space structure. The experimental setup is composed by two flexible aluminum beams coupled to a hub. The hub is mounted over a steel disc which lies on a gas bearing, in an attempt of minimize the static friction, allowing the structure's slew motion and simulating the aerospace behavior. The steel disc is linked to a brushless DC motor which provides the necessary excitation to the structure. The direct-drive torque actuation avoids the introduction of spurious non-linear effects such dry friction and backlash in the gear transmission system. The instrumentation and measurement subsystems consist of collocated and non-collocated sensors and their respective signal conditioning systems. A piezoelectric accelerometer, conditioned by a charge amplifier and an integrating



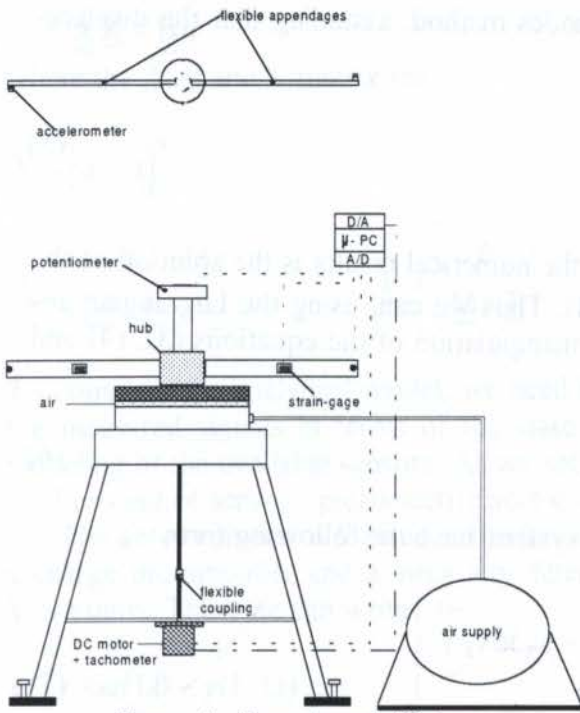


Figure 1 - Experimental Setup

pre-amplifier, is used to monitor the vibrational displacement of the beam tip. Two full strain-gages bridges are used to measure the elastic deformation at two known positions along the arms. The collocated sensors comprehend an angular velocity sensor (provided by the DC motor driver) and a potentiometer fixed to the motor axis. A Dynamic Signal Analyzer is used to estimate the experimental frequency response function between the actuator input signal and each one of the sensors output. A schematic view of the experimental set up is shown in figure 1 below.

## 2. THE ANALYTICAL MODEL

The analytical model of the structure is obtained, starting on the equation of a point that lies on the structure (see figure 2) as follow :

$$\underline{\dot{R}}_i = (r + x)\underline{C}_x + y_i(x, t)\underline{C}_y \tag{1}$$

Deriving this equation, we can reach at the velocity equation :

$$\underline{\dot{R}}_i = \frac{d}{dt}(\underline{R}_i) = \frac{d}{dt}(\underline{R}_i)_{body} + \underline{\omega} \times \underline{R}_i \tag{2}$$

where  $\omega$  is the angular velocity ( $\omega = \dot{\theta} \bar{C}_z$ ). Now we need to derive the kinetic energy equation which is composed by the hub, appendages and tip mass (due to an accelerometer) kinetic energies :

$$T = \left[ \frac{1}{2} I_{hub} + \int_0^{L_i} \rho (r + x_i)^2 dx_i \right] \dot{\theta}(t)^2 + \int_0^{L_i} \rho \dot{y}_i(x_i, t)^2 dx_i - 2\dot{\theta}(t) \int_0^{L_i} \rho \dot{y}_i(x_i, t) (r + x_i) dx_i + \frac{1}{2} m_t \left[ (\dot{y}_i(L_i))^2 + \dot{\theta}(t)^2 (r + L_i)^2 \right] + \frac{1}{2} J_t \left[ \dot{\theta}(t)^2 + \dot{y}_i^2(L_i) \right] \tag{3}$$

where  $I_{hub}$  is the hub inertia,  $\rho$  the appendages density,  $L_i$  the appendages length and  $m_t$  is the mass of the accelerometer located in the tip of one of the beams.

The potential energy for the distributed parameter system do not take in account the shear deformation and the rotary inertia and is given by the following formula :

$$V = \sum_{i=1}^2 \int_0^{L_i} EI \left( \frac{\partial^2 y_i(x_i, t)}{\partial x^2} \right)^2 dx_i \tag{4}$$

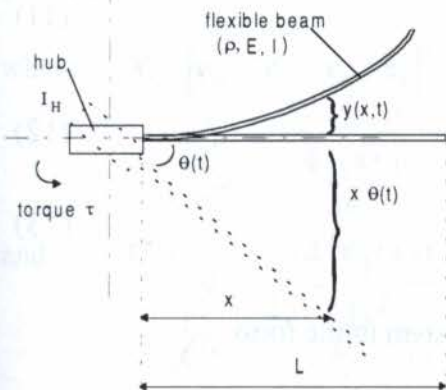


Figure 2 - Coordinate system



$$\dot{\underline{X}} = \underline{A}\underline{X} + \underline{B}u \tag{14}$$

where the  $\underline{A}$ ,  $\underline{B}$  and  $\underline{X}$  matrix are :

$$\underline{X} = [\underline{q} \quad \dot{\underline{q}}]^T \tag{15}$$

$$\underline{A} = \begin{bmatrix} 0 & \underline{I} \\ \underline{M}^{-1}\underline{K} & 0 \end{bmatrix} \quad \underline{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ \underline{M}^{-1}\underline{F} \end{bmatrix} \tag{16}$$

To complete the analytical model, we need to define the observation matrix  $C$  that describe the measured signals in terms of the state variables. This matrix is obtained through the modeling of the available sensors. As we see before, the system instrumentation is composed by four kind of sensor : piezoelectric accelerometer, potentiometer, strain-gage and tachometer. The accelerometer is located at the free tip of the beam and its signal was conditioned by a charge pre-amplifier and a integrator filter that has a global sensibility coefficient,  $G_a$ , in V/cm units. Thus, we can write :

$$e_{ac} = G_a(L\theta + y(L, t)) \tag{17}$$

The potentiometer provides a tension proportional to the angular position, or :

$$e_p = \theta(t) \tag{18}$$

and the strain-gage provides a signal proportional to the beam axial deformation in the point were it is located. Considering small deformations in this point we can write :

$$e_s|_x = \left[ \frac{e}{2} \right] \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \Big|_x \tag{19}$$

where  $e$  is the thickness of the beam in  $x$  point. The tachometer provides a signal proportional to the angular velocity :

$$e_t = \dot{\theta}(t) \tag{20}$$

Thus we can write the measurement vector  $Y$  :

$$\underline{Y} = \underline{C}\underline{X} \tag{21}$$

where:  $\underline{Y} = [e_{ac} \quad e_p \quad e_s \quad e_t]^T$  (22)

and  $\underline{C} = \begin{bmatrix} L & \phi_1(x) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \left[ \frac{e}{2} \right] \frac{d^2 \phi_1(x_1)}{dx^2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$  (23)

We can now assess the analytical functions obtained to each sensor. To assess them we used equations (14) and (21) and the relation  $(s = j\omega)$  into the following equations :

$$\underline{Y}(s) = \underline{C}(s\underline{I} - \underline{A})^{-1} \underline{B}U(s) \tag{24}$$

The analytical results will be shown in the next session together with the experimental one.

### 3. THE MODEL IDENTIFICATION

The obtain the frequency response functions related at the analytic model shown in the last section a modal analysis (Soares, 1997) was done with the experiment to assess its modal behavior. The modal analysis results are so compared with the analytic model results.

The modal analysis technique consists in to excite the structure with a known signal and measure the structure response to the excitation. In this case the excitation was applied trough the DC motor and the response was obtained from the sensors available. The system is characterized with a Dynamic Signal Analyzer that provides the excitation to the actuator and acquire the signal of the sensor and compute the frequency response function between these two signals. The tests done in this work, used a random noise with limited bandwidth as excitation.

The Dynamic Signal Analyzer estimates the frequency response functions ( $\hat{H}(f)$ ) between the measure outputs and the excitation which comes from the brushless DC motor. With the estimated functions, we can match the analytical and experimental results obtained to each sensor.

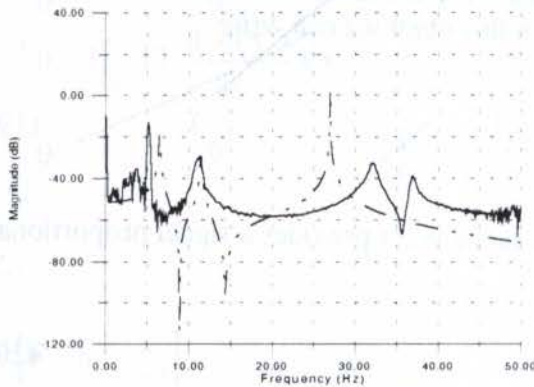


Figure 3 - Frequency response function - experimental model : accelerometer

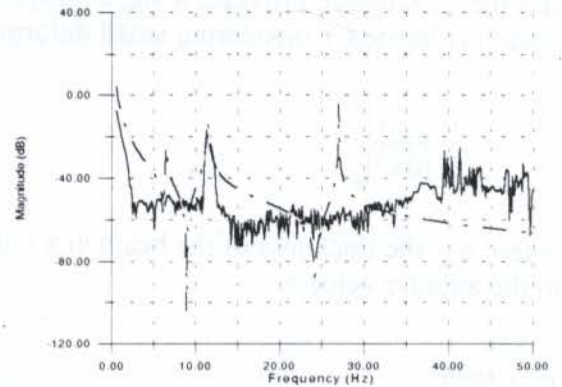


Figure 4 - Frequency response function - experimental model : potentiometer

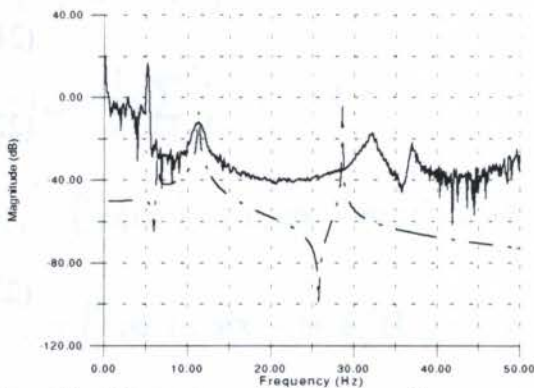


Figure 5 - Frequency response function - experimental model : strain-gage

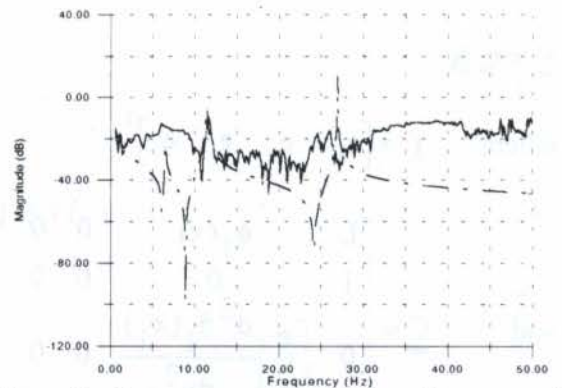


Figure 6 - Frequency response function - experimental model : tachometer



Comparing the analytical and experimental frequency response functions we can note some discrepancies between them. These kind of errors occurs due the sensor noise end the sensor dynamic. Anyway we can also identify some sharpen peaks which are the vibration modes of the system. To do a more accurate comparison we show in the table below the numerical values of these modes.

Table 1 - Comparison between analytic and experimental results

Mode n <sup>o</sup>	Analytical(Hz)	Experimental(Hz)
1 <sup>o</sup>	6.5084	5.125
2 <sup>o</sup>	11.4710	11.250
3 <sup>o</sup>	27.0000	32.125

The results shown in table 1, suggests a good agreement between the experimental and analytical models, considering that the uncertainties that involves the experimental setup has not been taken into account. It should be noted that a study including these uncertain-

ties is a extremely important direction to be develop further.

#### 4. POSITION CONTROL

The control technique used to control the system stated in the last section is the LQG/LTR control and is shown in Maciejowsky (1989). It consists of two separated design stages. In the first one we should solve a linear quadratic Gaussian problem or design a Kalman filter to estimate the states of the system. In the second stage, we should get the solution of the Riccati equation that is traduced in a vector of gains for the optimal state-feedback. The design assumes that the controller bandwidth should be about two times the first vibration mode of the plant, in order to have a controller faster than the system. In this case, this value is about 11 Hz (~70 rd/s). The next figure shows the open-loop principal gains of the Kalman filter and we can see that the required bandwidth (the point where the filter principal gains cross the zero Db) was reached once its value is about 8.7 Hz (~55rd/s).

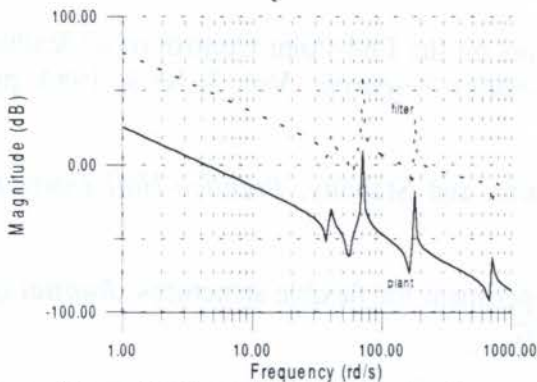


Figure 5 - Open-loop principal gains

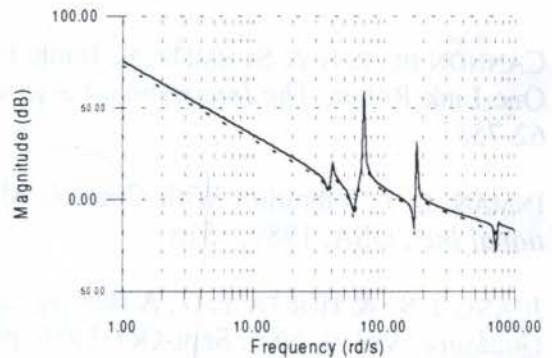


Figure 6 - Loop transfer recovery

To obtain the optimal feedback gains, was written a MATLAB program to help in the best choice of this gains. The procedure consists in to select the gains in order to have the principal gains of the plant as close as possible of principal gains of the filter. The figure 6 shown this convergence.

In order to see the temporal behavior of the system, a simulation with the closed loop system was carried out, where a known trajectory of reference was used. The figure 7 shown this reference trajectory that drives the hub from 0 rd until  $\pi$  rd. Figure 8 shown the behavior of the tip position of both beams. The dotted line represents the beam without the accelerometer on its tip.



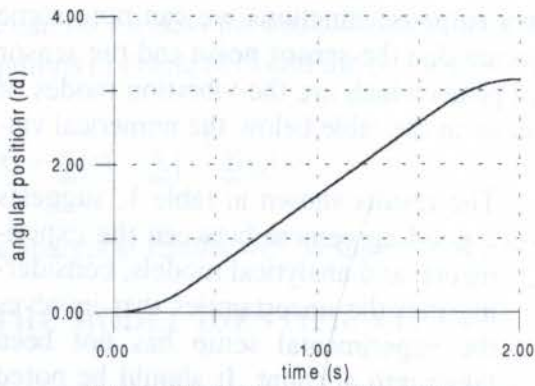


Figure 7 - Reference trajectory

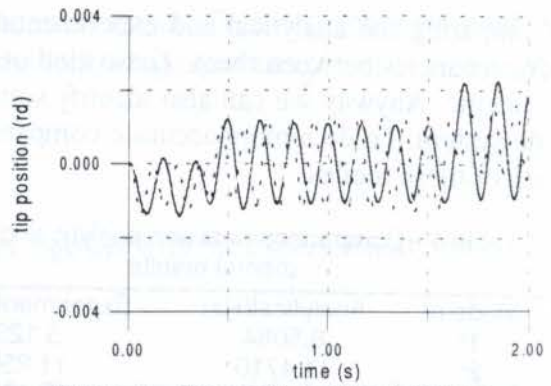


Figure 8 - Tip position of both beams

The LQG/LTR technique shown to be very suitable to this kind of system which have lots of inaccuracies and uncertainties in its modeling because of the model truncation (linearization). We can see in figure 8 that the level of vibration in the tips of the beams is very low. The method is very easy to be used and to get the results the MATLAB routines available in the control toolbox was used. The only problem encountered, was that the controller needs a state observer and this could be a handicap in its real-time implementation because the closed loop system will have twice the number of states than the open-loop one.

## 6. ACKNOWLEDGMENTS

This experiment has been partially supported by the Extr-Flex project nº 52-0182/93.6 of CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico)

## 7. REFERENCES

- CANNON JR., R. H. & SCHMITZ, E., Initial Experiments on the End-Point Control of a Flexible One-Link Robot, *The International Journal of Robotics Research.*, Vol. 3, Nº 3, 1984, pp 62-75.
- INMAN, D. J., Vibration With Control, Measurement, and Stability, *Prentice-Hall International Inc.*, USA, 1989, 351p.
- JUANG, J. N.; & HORTA, L. G., A slewing control experiment for flexible structures, *Journal of Guidance*, Vol. 9, Nº 5, Sept-Oct. 1986, pp 599-607.
- JUNKINS, J. L. & KIM, Y., Introduction to Dynamics and Control of Flexible Structures, *AIAA Educational Series*, United States, 1993, 452p.
- MACIEJOWSKI, J. M., Multivariable Feedback Design, *Addison Wesley Publishers Ltd.*, Cornwall, Great Britain, 1989, 424p.
- SOARES, A. M. S., "Modeling and Experimental Identification of Flexible Structures", D.C. thesis, 1997, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Department of Mechanical and Aeronautics Engineering, 182p., (in Portuguese).
- SOARES A. M. S., SOUZA, L. C. G. & GOES L C S., Modal analysis Analysis of a Multibody System with Flexible Appendages, *proceedings of the Second International Conference on non-linear dynamics, chaos, control and their applications in engineering sciences (ICONE 96)*, São Pedro, SP, August 1996.



SOARES A. M. S. & GÓES L C S., Modelagem e identificação experimental de um elo robótico flexível, *Anais do X Congresso Brasileiro de Automática e 6º Congresso Latino Americano de Controle Automático*, Rio de Janeiro, R. J., Setembro de 1994, pp1022-1027.

SOARES, A. M. S., SOUZA, L. C. G. & GÓES, L. C. S., Análise modal de um estrutura multicorpos com apêndices flexíveis, *Anais do VIII Colóquio Brasileiro de Dinâmica Orbital*, Santos, SP, Novembro, 1996, pp-60.



PAPER CODE: COB688

## REGULAÇÃO AUTO-AJUSTÁVEL DE NÍVEL COM BASE EM ESTRATÉGIAS DE CONTROLE PREDITIVO: ESTUDO DE CASO / SELF-TUNING REGULATION OF A LEVEL SYSTEM BASED ON PREDICTIVE CONTROL STRATEGIES: CASE STUDY

ALLAN CELESTINO DA SILVA, JOSÉ ELI SANTOS DOS SANTOS & ANTONIO AUGUSTO R. COELHO  
*Departamento de Automação e Sistemas - Centro Tecnológico - UFSC*  
*Caixa Postal 476 - CEP 88040-900 - Florianópolis - SC, Brasil - E-mail: {allan;santos;aarc}@lcmi.ufsc.br*

### Abstract

Predictive control algorithms with different controller design were compared when applied to a practical control problem. A case study of a laboratory scale level process has been used to evaluate the control algorithms. The design of each monovariable adaptive control law utilizes predictive control and are based on minimum variance strategy. Advanced control techniques and identification of process models are useful in industrial applications. A level control system was used to compare four types of controllers: D. W. Clarke & P. J. Gawthrop (1975), A. A. R. Coelho *et al.* (1988), K. Furuta *et al.* (1989) and C. M. Lim (1990). Experimental tests were carried out to evaluate servo and regulatory behaviour, features the flexibility of each controller and closed-loop stability.

### Keywords

Process control, Identification algorithms, Level control, Predictive control, Control equipment, Minimum variance control / Controle de processos, Algoritmos de identificação, Controle de nível, Controle preditivo, Equipamento de controle, Controle de variância mínima.

## 1. INTRODUÇÃO

A teoria clássica de controle por realimentação tem sido a base para o desenvolvimento de simples sistemas de controle automático. As principais razões para a larga aplicação na indústria deve-se a simplicidade de implementação, baixo custo e o princípio matemático é de fácil entendimento por operadores. Entretanto, os controladores por realimentação com ganhos fixos são ineficientes para compensar variações nos parâmetros e no ponto de operação do processo, bem como, adaptarem-se às mudanças no meio ambiente (Clarke & Gawthrop, 1975; Furuta *et al.*, 1989; Schmidt & Modarreseszadeh, 1995; Åström & Wittenmark, 1995).

A habilidade para preservar o desempenho do sistema de controle adaptativo em malha fechada a partir da identificação das variações na dinâmica da planta e no meio por um algoritmo "on-line", bem como uma sintonia adequada do controlador em diferentes pontos de operação, motiva um crescente número de aplicações de algoritmos de controle adaptativo, auto-ajustável e preditivo. Nas últimas três décadas, várias técnicas de controle preditivo têm sido propostas na literatura de controle de processos para substituir os métodos de controle clássicos convencionais na indústria, em virtude dos desenvolvimentos promovidos nas teorias da estabilidade e controle moderno (Schmidt & Modarreseszadeh, 1995).

493



Este artigo apresenta um estudo comparativo composto de equacionamentos e simulações experimentais de vários algoritmos de controle preditivo monovariáveis com aplicação a um processo de nível. Os algoritmos de controle avaliados utilizam diferentes critérios de projeto, parâmetros de sintonia e são baseados na técnica de variância mínima implementada por K. J. Åström em 1973 com evolução segundo a proposição de outros pesquisadores da área de controle adaptativo, como D. W. Clarke & P. J. Gawthrop (1975), A. A. R. Coelho *et al.* (1988), K. Furuta *et al.* (1989), C. M. Lim (1990), de acordo com o tipo de problema a ser solucionado para o processo controlado. O estudo de caso proposto consiste da implementação de uma malha de controle de nível em escala de laboratório para avaliação do desempenho servo e regulatório das estratégias de controle, evidenciando as características de cada uma. Assim, pela aplicação de cada algoritmo de controle, para solucionar o mesmo problema pode-se entender as diferenças, similaridades e observar as vantagens e desvantagens de cada metodologia de controle sob condições idênticas de operação.

O artigo está organizado de acordo com as seguintes seções: A estrutura dos algoritmos de controle preditivo é apresentada sucintamente na seção 2. As características do processo de nível estão descritas na seção 3. A sintonia, o desempenho e os resultados experimentais de cada controlador estão ilustrados na seção 4, Finalmente, a seção 5 apresenta as conclusões.

## 2. ALGORITMOS DE CONTROLE PREDITIVO

Os algoritmos de controle preditivo (controladores auto-ajustáveis baseados na estratégia de variância mínima) podem ser obtidos segundo dois procedimentos de projeto: direto e indireto. O caso direto utiliza um estimador recursivo para obter diretamente os parâmetros da lei de controle de realimentação a partir das medidas de entrada e saída do processo. O caso indireto combina um estimador recursivo para obter os parâmetros do modelo da planta e um procedimento de projeto do algoritmo de controle. A imprecisão na etapa de modelagem da planta ou dos parâmetros do controlador podem conduzir a desempenhos inadequados na lei de controle. Adicionalmente, os controladores preditivos apresentam parâmetros de projeto que podem ser de difícil sintonização e entendimento para engenheiros e operadores de processos (relacionar os parâmetros de projeto com as ações de controle é uma tarefa de engenharia complexa).

Esta classe de controladores é implementada minimizando uma função custo determinada a partir de critérios de desempenho desejados para o sistema de controle em malha fechada. Tais critérios podem determinar quais fatores devem ser valorizados ou penalizados para obtenção da lei de controle, isto é, quais especificações de desempenho (sobre-elevação, tempo de subida, comportamento transitório e permanente, etc.) são otimizados através da variância mínima do erro e sinal de controle. Assim, o projeto dos controladores preditivos consiste em avaliar tal função custo (que depende do modelo do sistema) e otimizá-la de modo a obter-se uma lei de controle ótima.

### 2.1 Controlador de Variância Mínima de Åström

Em 1973, K. J. Åström apresentou o regulador auto-ajustável ("self-tuning regulator"), cuja síntese está brevemente descrita a seguir. A lei de controle proposta leva em conta o erro do sistema, que deve ser minimizado com um mínimo esforço de controle. Assim, a função custo a ser minimizada é:

$$J_A = [y(k+1) - y_r(k)]^2 \quad (1)$$



Utilizando o modelo do processo, obtido via estimador dos mínimos quadrados recursivo, e minimizando a equação (1) em relação ao controle obtém-se a seguinte lei de controle:

$$u(k) = \frac{y_r(k) + \hat{a}_1 y(k)}{\hat{b}_0} \quad (2)$$

Neste regulador, os parâmetros estimados são usados na lei de controle em substituição aos parâmetros verdadeiros do modelo do sistema. K. J. Åström mostrou que, sob certas condições, se os parâmetros estimados convergem para o valor da planta, então o regulador obtido minimiza a equação (Princípio da Equivalência Certa). Tal técnica de projeto de variância mínima originou variações entre as quais encontram-se as destacadas neste trabalho.

## 2.2 Controlador de Variância Mínima Generalizado de Clarke

Em 1975, D. W. Clarke apresentou uma generalização do regulador proposto por K. J. Åström, onde a função custo a ser minimizada é sintetizada em função do processo e da dinâmica desejada para a malha de controle. Assim, o sinal de controle é otimizado de maneira a determinar através dos parâmetros de projeto, a dinâmica transitória, reduzindo a sobre-elevação e eliminando erro em regime. O projeto baseia-se no seguinte critério:

$$J_{CL} = p[y(k+1) - y_r(k)]^2 + r[u(k) - u(k-1)]^2 \quad (3)$$

onde  $p$  e  $r$  são parâmetros de projeto que penalizam a sobre-elevação e o esforço de controle, respectivamente. Assim, minimiza-se a função custo para obter a seguinte lei de controle:

$$u(k) = \frac{1}{(p\hat{b}_0^2 + r)} [ru(k-1) + p\hat{b}_0\hat{a}_1 y(k) + p\hat{b}_0 y_r(k)] \quad (4)$$

Este controlador, além de permitir o rastreamento da referência, é eficiente para alguns sistemas de fase não-mínima e permite diminuir a variância do sinal da saída e de controle em relação ao regulador de variância mínima proposto por Åström.

## 2.3 Controlador de Variância Mínima Generalizado de Coelho

Em 1988, Coelho apresentou um método para a eliminação do erro em regime permanente usando um controlador de variância mínima generalizada através da utilização de uma referência para o sinal de controle, esta é calculada a cada iteração de maneira a garantir o erro nulo em regime sendo, portanto, aplicável a sistemas não-lineares bem como sistemas variantes no tempo. A função custo para minimização é:

$$J_{CO} = \{p[y(k+1) - y_r(k)]\}^2 + \{r[u(k) - u_r(k)]\}^2 \quad (5)$$

onde  $u_r(k)$  é a referência para o sinal de controle. Assim, a lei de controle é calculada por:

$$u(k) = \frac{1}{(p^2\hat{b}_0^2 + r^2)} [r^2 u_r(k) + p^2\hat{b}_0 y_r(k) + p^2\hat{b}_0\hat{a}_1 y(k)] \quad (6)$$



## 2.4 Controlador de Variância Mínima Generalizado de Furuta

A estrutura de controlador proposto por K. Furuta, em 1989, compensa a deficiência do comportamento transitório do sistema de controle inerentes em algumas estratégias de controle adaptativo através do acréscimo de um termo, que é função do erro do sistema podendo ser ponderado através de parâmetros de projeto. Para o equacionamento da lei de controle utiliza-se a seguinte função custo a ser minimizada:

$$J_F = s[e(k+1) + k_1 e(k) + k_2 e(k-1)]^2 + r[u(k) - u(k-1)]^2 \quad (7)$$

onde  $e(k) = y_r(k) - y(k)$ . Minimizando-se em função de  $u(k)$ , obtém-se a lei de controle:

$$u(k) = \frac{1}{\hat{b}_0^2 s + r} \left\{ r u(k-1) + \hat{b}_0 s [y_r(k+1) + k_1 e(k) + k_2 e(k-1) + \hat{a}_1 y(k)] \right\} \quad (8)$$

onde  $s$  e  $r$  são parâmetros de projeto que ponderam o desempenho transitório e o esforço de controle, respectivamente e  $k_1$  e  $k_2$  são constantes que determinam a dinâmica do transitório.

## 2.5 - Controlador de Variância Mínima Generalizado de Lim

Em 1990, partindo da estrutura de controle convencional de variância mínima utilizada por D. W. Clarke, C. M. Lim apresentou uma estrutura de controle preditivo que acrescenta um termo da derivada da saída do processo na função custo. A lei de controle parte da função custo dada por:

$$J_L = [y(k+1) - y_r(k)]^2 + q' \left[ \frac{dy(k+1)}{dt} \right]^2 + r[u(k) - u(k-1)]^2 \quad (9)$$

onde  $q'$  e  $r$  são os parâmetros de projeto a serem sintonizados pelo operador de acordo com o processo controlado. Utilizando-se a aproximação de primeira ordem para o termo derivativo a lei de controle ótima é calculada por:

$$u(k) = \frac{1}{\alpha} \left\{ r u(k-1) + \hat{b}_0 [y_r(k) + \beta y(k)] \right\} \quad (10)$$

$$\alpha = [r + \hat{b}_0^2 (1+q)] \quad \beta = \hat{a}_1 (1+q) + q$$

onde  $q = q'/T_s^2$  ( $T_s$  - período de amostragem). Este controlador proporciona uma característica antecipatória devido ao termo derivativo. Assim, pelo ajuste da contribuição do termo derivativo minimiza-se a sobre-elevação da saída do processo.

## 3. SISTEMA DE CONTROLE DE NÍVEL

O sistema de controle de nível consiste de um sistema mono-tanque desenvolvido no Laboratório de Controle de Processos do Departamento de Automação e Sistemas da UFSC. Um processo de nível está presente em diversos ambientes industriais e devido as



características não-lineares (raiz quadrada e zona morta da bomba) revela-se uma planta adequada para avaliação de controladores preditivos.

A planta de nível consiste de um tanque retangular de vidro com dimensões de 29cmx12cmx28cm e com capacidade para 9.8 litros. Na base do tanque existe um reservatório com aproximadamente 10 litros de fluido. A água é bombeada do reservatório ao tanque por uma mini-bomba elétrica DC. O nível é medido por um sensor do tipo bóia (potenciômetro) acoplado ao tanque. As variações na resistência são convertidas em tensões analógicas por uma Ponte de Wheatstone com ajuste de zero. Um circuito transmissor com amplificadores operacionais para o ganho (ajuste de span) é utilizado na calibração do nível medido para a faixa de 0 a 5 volts (5cm a 18cm). Adicionalmente, existe um circuito de potência envolvido na implementação. Uma placa de comunicação para aquisição de dados e controle digital é utilizada. As características da placa para o controle por computador são: um conversor analógico/digital com resolução de 8 bits, faixa de entrada de 0 a 5 volts e tempo de conversão de 40  $\mu$ segundos e, um conversor digital/analógico com resolução de 8 bits, faixa de saída de 0 a 5 volts e tempo de conversão de 0.8  $\mu$ segundos. O objetivo do controle é regular o nível da água fornecendo a correta voltagem para a mini-bomba DC, que conseqüentemente, consiste em equilibrar as vazões de entrada e saída da planta. A figura 1 ilustra a concepção do sistema de controle de nível e informações adicionais estão disponíveis em Coelho (1995).

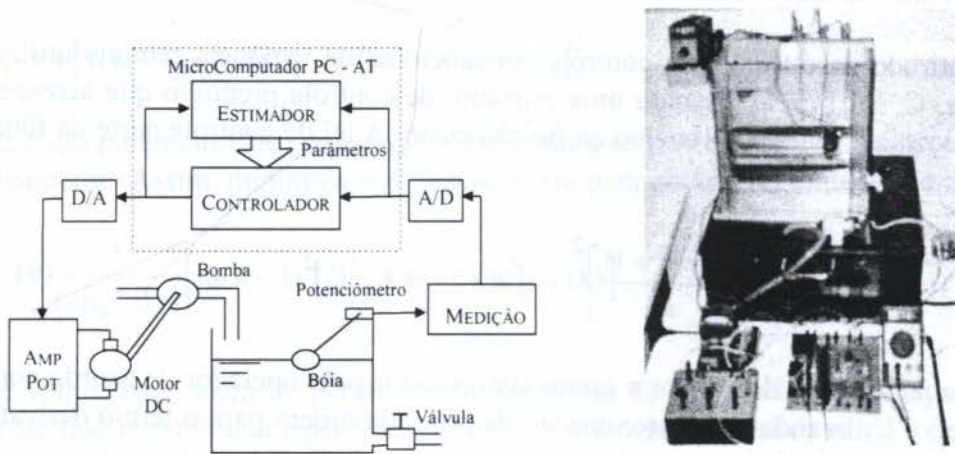


Figura 1: Diagrama e fotografia geral do sistema de controle de nível.

### 3.1 Descrição Matemática do Processo de Nível

Para o propósito de projeto dos controladores preditivos (estratégias de controle não-convencionais que ajustam automaticamente os ganhos do controlador para corrigir mudanças no processo ou nas condições de operação) os cálculos são realizados no computador digital e as medidas são tipicamente amostradas. Portanto, deve-se utilizar um modelo SISO discreto com base nos sinais amostrados periodicamente da planta. O processo de nível pode ser modelado pela seguinte função de transferência:

$$G_p(s) = \frac{K_p e^{-Ls}}{Ts + 1} \quad (11)$$

onde  $K_p$  é o ganho estático,  $L$  é o atraso de transporte e  $T$  é a constante de tempo. Obtém-se o modelo linear discreto estocástico dado pela seguinte equação a diferenças:



$$A(z^{-1})y(k) = B(z^{-1})u(k-d) + e(k) \quad (12)$$

onde  $y(k)$ ,  $u(k)$  e  $e(k)$  são a saída do processo (nível), a variável de controle (energia fornecida a bomba) e a perturbação, respectivamente. O atraso de transporte discreto,  $d$ , é um número inteiro satisfazendo a relação  $(d-1)T_s \leq L \leq dT_s$  e, os polinômios  $A$  e  $B$  são definidos por

$$A(z^{-1}) = 1 + a_1 z^{-1}, \quad B(z^{-1}) = b_0 \quad (13)$$

sendo  $T_s$  o período de amostragem e  $z^{-1}$  o operador deslocamento de modo que  $z^{-i}y(k) = y(k-i)$ . Em aplicações industriais seleciona-se heurísticamente o período de amostragem como  $1/10$  da constante de tempo do processo. A perturbação  $e(k)$  é descrita por  $e(k) = C(z^{-1})v(k)$ , onde  $C(z^{-1})$  é uma função racional e  $\{v(k)\}$  é um ruído branco. Neste caso experimental admite-se  $C(z^{-1}) = 1$ , então o algoritmo de estimação dos mínimos quadrados recursivo proporciona estimativas não-polarizadas e  $\{v(k)\}$  representa ou a imprecisão na estimativa dos parâmetros estimados, caracterizando um erro de previsão (dinâmica não-modelada) ou a presença de incertezas nas variáveis medidas do processo.

#### 4. RESULTADOS DAS EXPERIMENTAÇÕES E COMENTÁRIOS

Para cada algoritmo de controle, variações de “setpoint” são executadas sobre o sistema de controle de nível. Cada experimento é conduzido sobre 600 amostras utilizando-se um período de amostragem de 0.30 segundos que resulta no tempo total de experimentação de 3 minutos. Para se obterem resultados adequados em cada experimentação, correções heurísticas e ajustes finos sobre os parâmetros em cada esquema de controle foram realizados visando minimizar o “overshoot” e o tempo de resposta.

No conjunto de experimentos uma mudança de “setpoint”, em degrau, foi aplicada após transcorridas 300 amostras para observar a performance e a robustez dos controladores sob o ponto de vista servo e regulatório.

No caso do Clarke75, o melhor desempenho é observado quando as ponderações de projeto são ajustados por:  $p = 40$  e  $r = 0.01$ . (ponderações da resposta transitória e esforço de controle, respectivamente). Este algoritmo apresentou grandes dificuldades de sintonia para o processo e controle oscilatório em questão, embora tenha apresentado seguimento de referência e regulação. No caso de Coelho88, o melhor desempenho é obtido quando os parâmetros de projeto são selecionados de acordo com os seguintes valores:  $p = 30$ ,  $r = 1$ . Tal esquema mostrou-se bom para regulação embora muito sensível à variações do modelo estimado, com controle bastante oscilatório no transitório, onde os parâmetros ainda estão sendo estimados. O controlador Furuta89 foi sintonizado em  $s = 1$  e  $r = 0.09$ , com desempenho em malha fechada otimizado através de  $k_1 = -0.77$  e  $k_2 = 0.075$ .

Finalmente o controlador Lim90 teve como parâmetros de projeto  $q'$  e  $r$ , ajustados respectivamente em 10 e 0.01 para otimizar o desempenho. Destaca-se que foi efetuado uma busca exaustiva pelo método da tentativa e erro necessária para o projeto de estratégias de controle não-convencional, entretanto não se descarta a possibilidade de melhoria de desempenho através de novas tentativas. A figura 2 a seguir mostra a evolução das variáveis controlada ( $vs$ ) e de controle ( $vc$ ) para duas mudanças na referência ( $v_{ref}$ ) de 1 volt para 2 volts. De acordo com os resultados experimentais, observa-se um comportamento adequado para a saída do processo (mínima sobre-elevação e rápida estabilização) enquanto que a variável de controle apresenta um comportamento oscilatório na maioria dos casos. Os



algoritmos de controle proporcionam um desempenho dinâmico consistente no sistema de controle de nível para diferentes referências, porém com excessivas oscilações do controle em regime transitório atribuídas ao fato do estimador ainda estar convergindo.

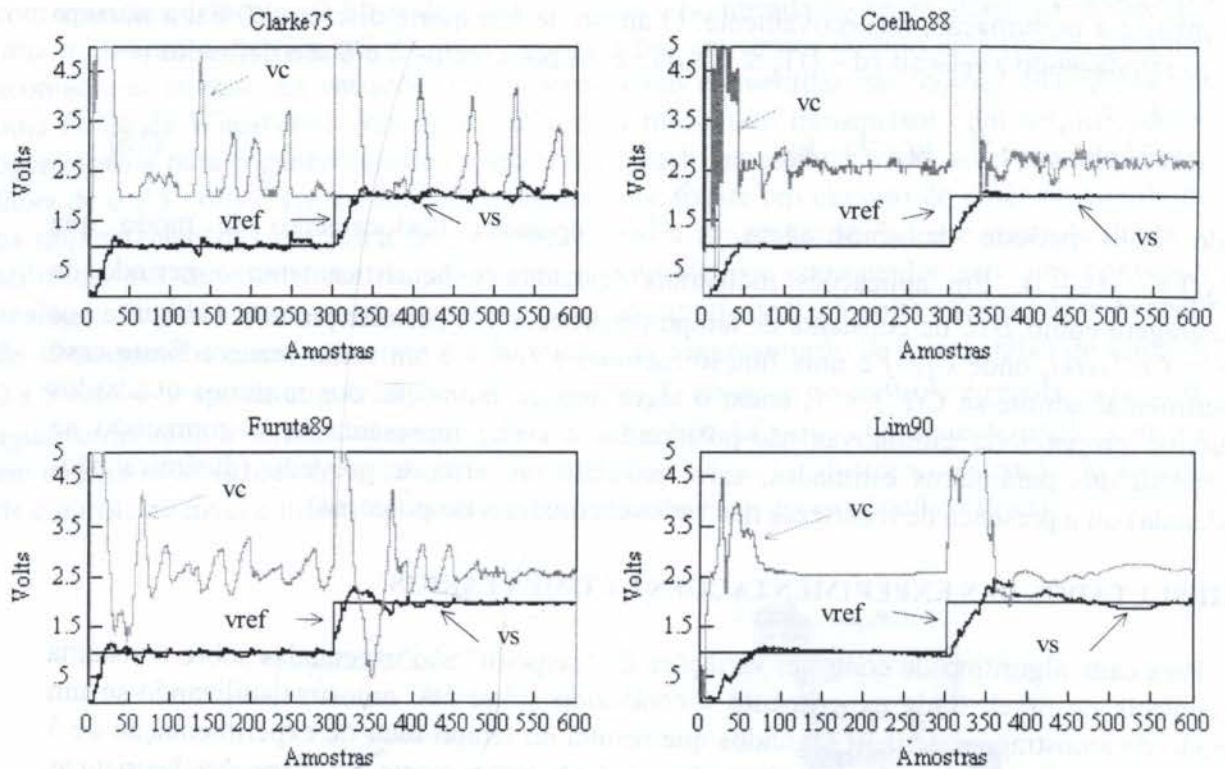


Figura 2: Resultados experimentais para variação de "setpoint" sobre o processo piloto de nível.

O estimador dos mínimos quadrados recursivo com fatorização UD, fator de esquecimento unitário e matriz de covariância de  $2000I_2$  é utilizado para obtenção "on-line" dos parâmetros do sistema, segundo um modelo discreto de primeira ordem. A técnica da reinicialização da matriz de covariância para  $50I_2$  é implementada sempre que existe uma mudança de referência, visando compensar variações no modelo estimado da planta causado por não-linearidades inerentes ao sistema. Em todos os casos foi aplicado um filtro digital passa-baixa com fator 0.1. A figura 3 ilustra a convergência dos parâmetros estimados do processo de nível e de valores  $a_1 = -0.988$  e  $b_0 = 0.045$ .

Um critério de desempenho do tipo ISE ("Integral of Square Error") foi implementado para orientar algumas conclusões e os resultados são apresentados na Figura 4. O ISE trabalha sobre a integral do erro ao quadrado, resultando num escalar que revela o desempenho do controlador. Na prática observou-se uma sensibilidade às condições iniciais de experimentação que foi minimizada. Tal critério deve ser observado com cuidado pois só leva em conta o erro, sem considerar o esforço de controle.

Apesar de que, pelo critério do ISE, o resultado obtido pelo Clarke75 ter sido melhor que o de Lim90, observa-se que o sinal de controle deste último apresentou variações menores, característica desejável a qualquer controlador no sentido de preservar os atuadores do sistema.



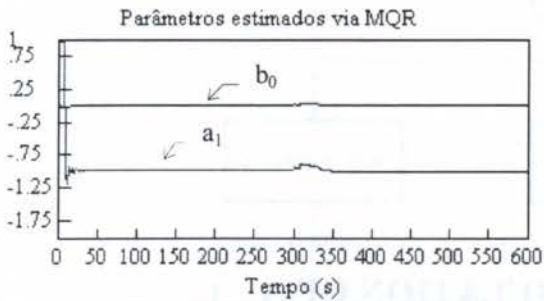


Figura 3: Estimação "on-line" do modelo

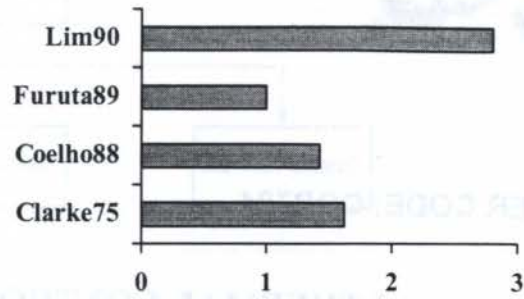


Figura 4: Critério ISE normalizado

## 5. CONCLUSÃO

O presente trabalho apresentou um estudo experimental de técnicas de controle adaptativo aplicadas a um processo de nível mono-variável. Os resultados revelaram que, para o processo em questão, todos os controladores propostos tiveram performances satisfatórias, destacando Coelho88 como o de melhor performance global mediante uma análise qualitativa dos resultados. Mostrou também que várias estratégias de controle podem ser utilizadas para a solução de um mesmo problema com performances individuais que dependem da estrutura implementada, características peculiares do sistema ou mesmo de parâmetros de projeto.

Este tipo de estudo pode permitir o desenvolvimento de controladores que aproveitem as melhores características de cada técnica.

## 6. REFERÊNCIAS

- Åström, K. J. & Wittenmark, B. *Adaptive Control*, Addison-Wesley, 1995.
- Clarke, D. W. & Gawthrop, P. J. Self-Tuning Controller, *IEE Proceedings*, vol.122, pp.929-934, 1975.
- Clarke, D. W. *Advances in Model-Based Predictive Control*, Oxford Sci. Publication, 1994.
- Coelho, A. A. R., Amaral, W. C. & Favier, G. Métodos de Ajuste do Erro de Regime para o Controlador Auto-Ajustável Multivariável, *7<sup>o</sup> CBA*, pp.93-98, 1988.
- Coelho, A. A. R. Laboratory Experiments for Education in Process Control, *Workshop on Control Education and Technology Transfer Issues*, Curitiba, PR, Brasil, pp.133-138, 1995.
- Furuta, K., Kosuge, K. & Kobayashi, K. VSS-Type Self-Tuning Control of Direct-Drive Motor, *Proceedings of IECON*, pp.281-286, 1989.
- Lim, C. M. Experimental Evaluation of a Self-Tuning Controller, *IEEE Trans. on Industrial Electronics*, vol.37, pp.193-194, 1990.
- Schmidt, R. N. & Modarreszadeh M. A Case for the Adaptive, Predictive Multiloop Controller, *Instrument. & Control Systems*, vol.68, pp.59-63, 1995.





PAPER CODE: COB724

## THERMAL CONTROL SIMULATION OF A WIDE FIELD IMAGER FOR SPACE APPLICATIONS

CÉLIO COSTA VAZ and LUIZ CARLOS DE MOURA MIRANDA

*Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais - INPE*

*Departamento de Eletrônica Aeroespacial, Cx. Postal 515,*

*12201-970 São José dos Campos, SP, Brasil - E-mail: celio@dea.inpe.br*

### Abstract

This paper presents the results of the simulation of the active thermal control system of a Wide Field Imager (WFI) camera to be used on board of a low orbit satellite for earth resources observation. The objective of the simulation study was to verify if the active thermal control system could maintain the temperature of the optical unit, where the CCD sensors are located, inside the specified operational temperature range. Simulated results show good agreement with measured temperature values during a thermal vacuum test. In orbit simulation results show that the active thermal control can maintain the CCD sensors' temperature inside the specified operational range.

### Keywords

Energy; Simulation; Thermal Control; Temperature; Mathematical Modeling.

## 1. INTRODUCTION

A functional representation of the elements of the WFI camera, which are relevant under the thermal point of view, is depicted in Figure 1. The optical unit and the electronics box are located inside the WFI structural box. The thermal radiator, which is composed by two symmetrical thermal conductors and one thermal radiator plate, is located on the top of the structural box. The two thermal conductors make the thermal connection between the optical unit and the thermal radiator plate. Inside the optical unit box there is an electrical heater to increase the CCD's temperature when necessary. The function of this thermal control system is to maintain the temperature of the optical unit (CCD sensors) inside the specified operational range.

The functional principle of this system is to have a high thermal impedance between the optical unit and the structural box, so that all the heat generated by the CCD's sensors, and all heat irradiated or conducted to it, shall be removed through the heat conductors and dissipated in the thermal radiator plate. Due to the high thermal impedance between the optical unit and the structural box, the heat generated inside the electronic box and the heat absorbed by the structural box or conducted to it, is supposed to have a small influence on the temperature of the optical sensors. In a practical situation, it was observed that this type of thermal control system is highly sensitive to both thermal conduction and radiation coupling, and the final performance of the system, depends not only the quality of the used materials but also on the quality of the workmanship for surface finishing, application of thermal coatings and tapes.

501



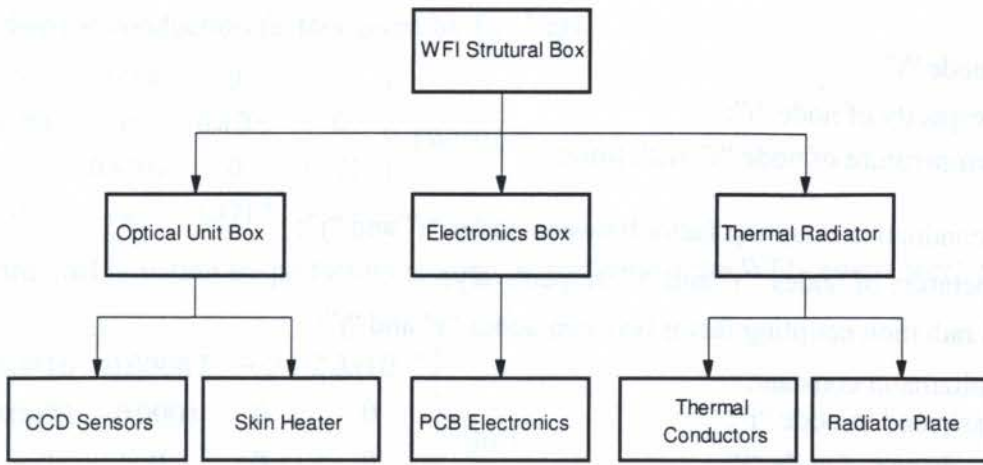


Figure 1: Functional elements of the WFI camera that are relevant for the thermal control model.

## 2. Mathematical Model

The equivalent electrical diagram representative of the thermal vacuum test of the WFI camera is shown in Figure 2.1. In this model the skin heaters used to heat up the WFI structural box during the test are represented by the power dissipated in the structural box of the WFI “ $P_{cx}$ ”. The power dissipated by the CCD’s in the optical unit box is represented by the term “ $P_2$ ”. The terms named “ $R_{ij}^c$ ” represent the conductive thermal coupling between the elements “ $i$ ” and “ $j$ ”, while the terms named “ $R_{ij}^r$ ” represent the thermal coupling by radiation between elements “ $i$ ” and “ $j$ ”. In this model the thermal chamber walls are represented by the element “Earth”.

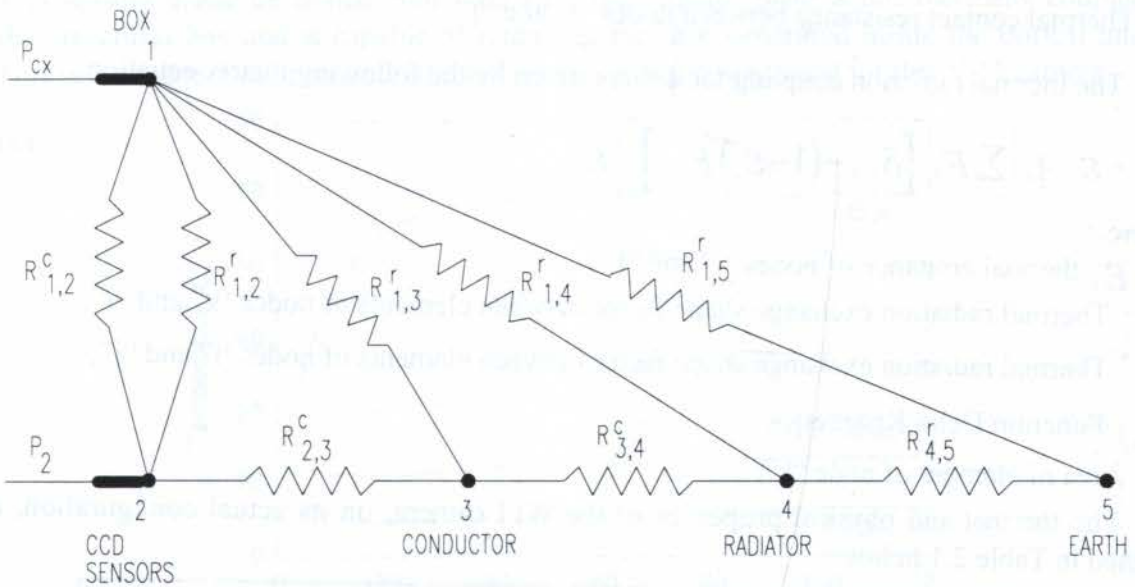


Figure 2.1: Equivalent electrical diagram representative of the thermal vacuum test.

The energy balance of each node of the model is given by Equation.(1):

$$m_i C_i \frac{dT_i}{dt} + \sum_{j=1}^n C_{i,j} (T_i - T_j) + \sum_{j=1}^n R_{i,j} \sigma (T_i^4 - T_j^4) = P_i + \alpha_{s_i} A_i \mu_i S + \alpha_i A_i \phi_{s_i} + \epsilon_i A_i \phi_{\tau} \quad (1)$$

Where:

$m_i$  mass of node "i";

$C_i$  thermal capacity of node "i";

$\frac{dT_i}{dt}$  rate of temperature of node "i" with time;

$C_{i,j}$  thermal conduction coupling factor between nodes "i" and "j";

$T_i, T_j$  temperature of nodes "i" and "j", respectively;

$R_{i,j}$  Thermal radiation coupling factor between nodes "i" and "j";

$\sigma$  Stefan Boltzmann constant;

$P_i$  power dissipated in node "i";

$\alpha_{s_i}$  Solar absorbance of node "i";

$A_i$  Area of node "i";

$\mu_i$  Cosine of the solar aspect angle;

$S$  Solar constant;

$\phi_{A_i}$  Albedo incident on node "i";

$\phi_{\tau_i}$  Earth Radiation incident on node "i".

The thermal conduction factors  $C_{i,j}$  are given by:

$$C_{i,j} = \frac{A_{ij}}{R_{ij}^c} \quad (2)$$

where:

$A_{ij}$  interface area between elements of nodes "i" and "j";

$R_{ij}^c$  Thermal contact resistance between nodes "i" and "j".

The thermal radiation coupling factors are given by the following matrix equation:

$$R_{k,j} = \epsilon_k A_k \left\{ \sum_{j=1}^n F_{k,j} \left[ \delta_{i,j} - (1 - \epsilon_i) F_{i,j} \right]^{-1} \right\} \epsilon_i \quad (3)$$

where,

$\epsilon_i, \epsilon_k$  thermal emittance of nodes "i" and "k";

$F_{k,j}$  Thermal radiation exchange shape factor between elements of nodes "k" and "j";

$F_{i,j}$  Thermal radiation exchange shape factor between elements of nodes "i" and "j";

$\delta_{i,j}$  Function Delta Kroener;

$A_k$  Area of element of node "k".

The thermal and physical properties of the WFI camera, on its actual configuration, are defined in Table 2.1 below:

Node	$\epsilon_{INTERNAL}$	$\epsilon_{EXTERNAL}$	$\alpha_{EXTERNAL}$	$A_{INTERNAL}$ [m <sup>2</sup> ]	$A_{EXTERNAL}$ [m <sup>2</sup> ]
1	0.05	0.05 (0.81)	0.92	0.1075	0.1632
2	0.03	--	--	0.0260	--
3	0.05	--	--	$8.45 \cdot 10^{-4}$	--
4	0.05	0.89	0.23	0.0273	0.0273

Table 2.1: Thermal and physical properties of the nodes defined in the thermal model.



The thermal conduction factors given by Eq. 2 are:

$$C_{i,j} = \begin{bmatrix} 0 & 0.0700 & 0 & 0 \\ 0.0700 & 0 & 0.8701 & 0 \\ 0 & 0.8701 & 0 & 1.3717 \\ 0 & 0 & 1.3717 & 0 \end{bmatrix} \text{ [W/}^\circ\text{C]} \quad (4)$$

The thermal radiation shape factors among the surfaces of the WFI camera were estimated as:

$$R_{i,j} = \begin{bmatrix} 0.0016 & 0.00087 & \sim 0 & 2.3 \times 10^{-4} \\ 0.0002 & 0.0001 & 0 & 0 \\ \sim 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0.0003 & 0 & 0 & \sim 0 \end{bmatrix} \text{ [m}^2\text{]} \quad (5)$$

Other necessary numerical data were taken from the reference [1] or were calculated from information given on this document.

### 3. THERMAL VACUUM TEST SIMULATION

Figure 3.1 shows the simulation results for the hot cycle of the thermal vacuum test of the WFI camera. As one can see in Figure 3.1, while the temperature of the WFI structure box is at 60 °C, the temperature of the optical box is 24 °C, which is inside the specified operational limit (20°C +/- 5 °C). The temperature of the radiator is around 15 °C and the temperatures of the thermal conductors are 19 °C.

These results show that there is a high thermal impedance between the structural box and the CCD sensors inside the optical unit box. Also the radiator plate is not thermally coupled with the structural box and is capable of removing the heat generated inside the optical unit box. This is the operational principle of the thermal control design used for this WFI camera.

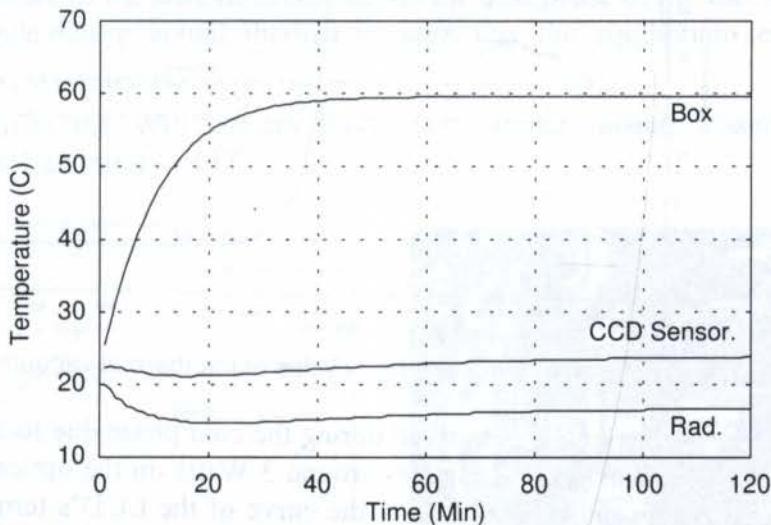


Figure 3.1: Simulation of a hot cycle of the thermal vacuum test.

Figure 3.2 shows the thermal loads from the WFI structure to the optical unit. In this figure the curve "Pcond" is the thermal load due to heat conduction, while the curve "Prad" is the power transmitted by heat radiation. These two thermal loads together with the heat generated by the CCD's sensors shall be dissipated by the thermal radiator in order to keep the temperature of the optical unit inside the specified range.

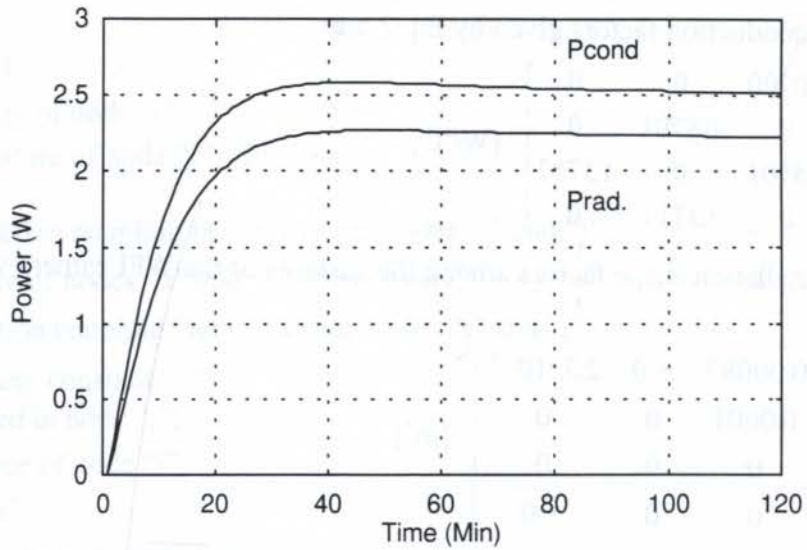


Figure 3.2: Heat Conduction and Radiation thermal loads received by the optical unit from the WFI structure during the hot cycle of the thermal vacuum test.

Figure 3.3 shows the WFI thermal behavior during both a hot and cold cycle of the thermal vacuum test. During the cold phase the temperature of the structural box goes down to around  $-11^{\circ}\text{C}$ , while the temperature of the optical unit box, where the CCD sensors are located is kept inside the specified operational range through the action of the active thermal control. For the thermal vacuum test, the active thermal control was set to turn on the electrical heaters when the temperature of the CCD sensor is lower than  $22^{\circ}\text{C}$ , and to turn it off when the temperature of the CCD sensor is higher than  $24^{\circ}\text{C}$ .

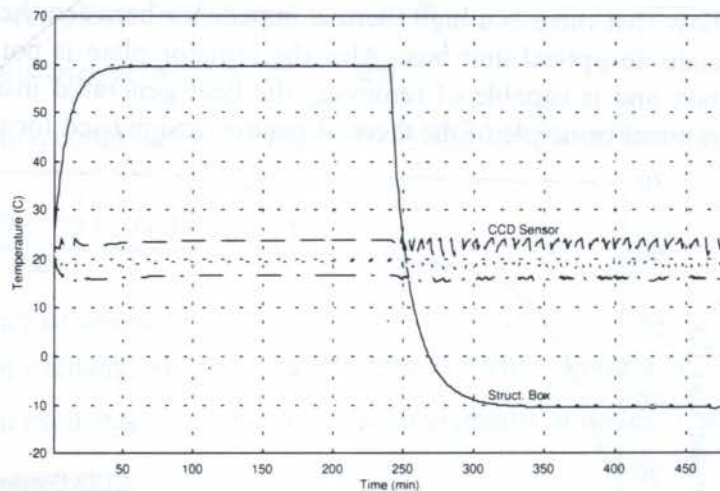


Figure 3.3: Simulation of a hot and cold cycles of the thermal vacuum test.

Small temperature oscillations are observed during the cold phase due to the action of the active thermal control. The skin heater dissipates around 3 Watts on the optical unit box. Also in Figure 3.3, the two curves immediately below the curve of the CCD's temperature are the temperature of the thermal conductors and the temperature of the thermal radiators, respectively.



#### 4. THERMAL VACUUM TEST

Before presenting the thermal vacuum test results and make comparisons with the simulated results, a modification on the actual thermal vacuum setup compared with the simulated condition shall be explained. In the mathematical model, it was assumed that the skin heater power " $P_{cx}$ " is dissipated directly on the walls of structural box. Nevertheless, during the thermal vacuum it was decided to change the location of the skin heaters from the wall of the structural box to a plate over which the structural box was assembled. This change in the thermal vacuum setup was done to better represent the actual functional condition of the camera on the satellite structure. The impact of this change was to reduce the heat transfer rate to the structural box and its equilibrium temperature, when compared with the simulated condition.

Figure 4.1 shows the WFI camera temperatures from the end of one cold cycle to one hot cycle of the thermal vacuum test. As can be observed from Figure 4.1, the temperature of the CCD sensors is inside the specified operational range. The CCD sensor's temperature curve and the radiator plate temperature curve present the same thermal behavior shown previously in the simulated results, Figures 3.1 and 3.3, respectively. The temperature difference between the CCD Sensors and the radiator plate is around  $10^{\circ}\text{C}$ .

As it can be seen in Fig. 4.1, the equilibrium temperature of the structural box during the hot cycle of the thermal vacuum test was  $44^{\circ}\text{C}$ , while in the simulated results shown in Figs. 3.1 and 3.3 this temperature is  $60^{\circ}\text{C}$ . The reason for this difference is explained in the first paragraph of this item. This equilibrium temperature can be obtained by changing the skin heater power " $P_{cx}$ " to its equivalent value of the actual thermal vacuum test.

In addition, as the simulated behavior of the WFI camera shows good agreement with the test results, it can be concluded that the WFI camera could work properly even if its structural box would have reached  $60^{\circ}\text{C}$  during the thermal vacuum test. The radiator plate is capable of removing this additional thermal load from the optical unit box.

The cold phase of the thermal vacuum test was not influenced by the change in the test setup described before. As it can be seen in the simulated results shown in Fig. 3.3, the equilibrium temperature of the structural box during the cold phase of the thermal vacuum test is around  $-11^{\circ}\text{C}$ , while during actual thermal vacuum test the equilibrium temperature was  $-11.94^{\circ}\text{C}$ .

Figure 4.2 shows the WFI camera inside the thermal vacuum chamber at INPE's Integration and Test Laboratory - LIT.

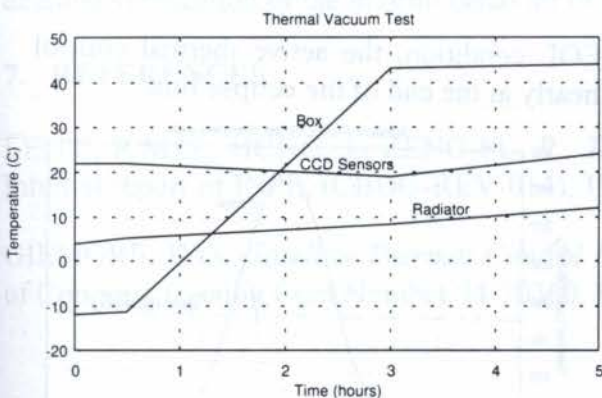


Figure 4.1: Temperatures of the CCD camera during one cycle of the thermal vacuum test.

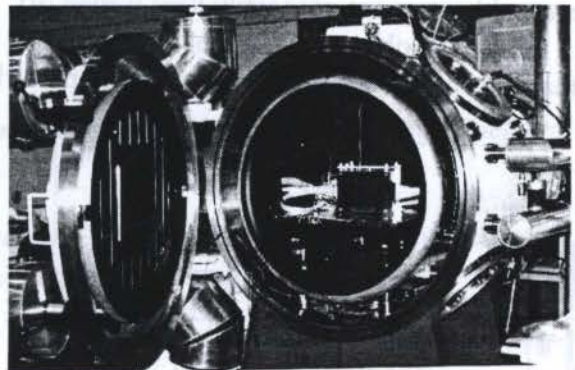


Figure 4.2: WFI Camera inside the thermal vacuum chamber at INPE's Integration and Test Laboratory - LIT



## 5. IN ORBIT SIMULATION

Among several possibilities, it was selected one orbital thermal load case to be simulated once is not the purpose of the present work to perform a detailed thermal analysis of the WFI camera. Nevertheless, other cases could be simulated using the same mathematical model and developed software.

It was assumed that the satellite wall temperature during the illuminated period of the orbit is constant and equal to  $20^{\circ}\text{C}$ . During the non-illuminated period of the orbit the satellite wall temperature is assumed to be constant and equal to  $5^{\circ}\text{C}$ . Thermal properties values are considered at both begin-of-life (BOL) and at end-of-life (EOL) considering the degradation due to space environment radiation. EOL condition means two years in a 778Km altitude,  $98^{\circ}$  inclination, sun synchronous orbit.

Figure 5.1 shows the external thermal loads albedo radiation and earth infrared radiation over the structural box of the WFI camera. Figure 5.2 shows the same type of thermal loads incident over the radiator plate of the WFI camera.

Figure 5.3 shows the simulated in-orbit temperatures of the WFI camera. In this figure, the curve labeled "A" is the temperature of the WFI structural box at BOL and the curve "C" is the CCD sensors temperature also at BOL. Curves "B" and "D" are, respectively, the temperature of the structural box and CCD sensors at EOL condition.

As it can be seen from Figure 5.3, the temperatures at EOL condition are higher than BOL, this is caused by degradation of the thermal properties (mainly absorptivity) due exposure to space radiation environment. The main reason for the significant increase in the temperature of the CCD sensors at EOL condition is the radiator plate performance reduction. It also can be seen, for the considered thermal load case, that the temperature of the structural box is always lower than the temperature of the CCD sensors.

During the non-illuminated period of the orbit, the temperature of the structural box decreases and the temperature of the CCD sensors are kept inside the specified operational range through the action of the active thermal control, which dissipates 3 watts until the CCD sensors temperature reaches up to  $22^{\circ}\text{C}$ , when the electrical heaters are turned off. This effect can be seen on Fig. 5.3, curve "C", in the instants where there is a sharp increasing in the temperature of the CCD sensors. Figure 5.4 shows the instants of the orbit at BOL condition when the active thermal control is turned on.

During the illuminated period of the orbit, the temperature of the structural box increases and the excess heat inside the optical unit box is removed by the radiator plate. In this case the electrical heaters are obviously kept turned off.

It can be observed also in Fig. 5.3, that at EOL condition, the active thermal control actuates turning on the heaters only once per orbit, nearly at the end of the eclipse time.

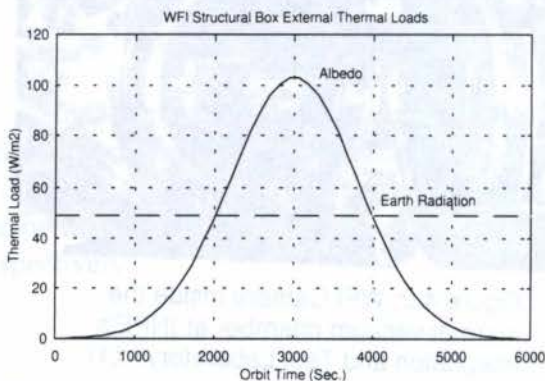


Figure 5.1: External thermal loads over the structural box.

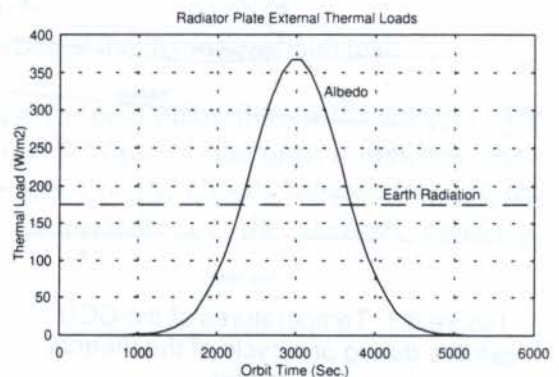


Figure 5.2: External thermal loads over the radiator plate.



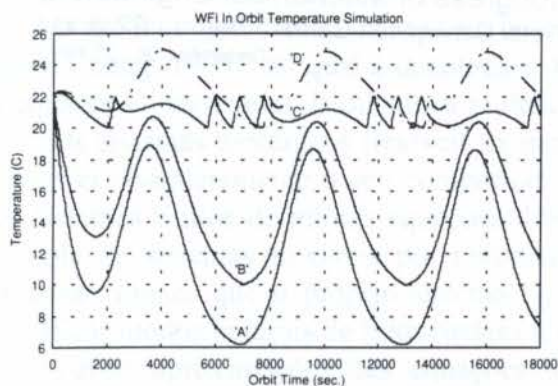


Figure 5.3: WFI camera BOL and EOL in orbit temperature simulation (3 orbits).

The above simulated results shows that for the considered thermal load case, the thermal control of the WFI camera can work properly. Other thermal load cases should be analyzed to verify how the radiator capacity is affected and consequently the CCD sensor's temperature. A detailed thermal analysis shall be performed for complete analysis of the in orbit thermal behavior of the CCD camera.

## 6. CONCLUSIONS

Besides the mathematical model used for formulation of the thermal control of the WFI camera can be considered as simple one, simulated results show good agreement with test results. Both simulated and test results show that the designed thermal control system, based on high thermal impedance between the optical unit box and the structural box of the WFI camera, could maintain the temperature of the optical unit box inside the specified operational range. During orbital eclipse, heat dissipation through an electrical heater is necessary to avoid low temperatures, out of the operational range, inside the optical unit box.

One thermal load case was selected for in orbit simulation. Simulated results show that degradation of the thermal coatings optical properties will cause an overall increase in the temperature of the CCD camera. The temperature increase in the optical unit box at EOL condition is mainly caused by a reduction in the performance of the radiator plate. As a consequence the number of cycles that the electrical heater will be turned on and off in each orbit will significantly be reduced. Other thermal load cases shall be analyzed for a more detailed verification of the in orbit behavior of the thermal control system of the CCD camera.

## 7. REFERENCES

LEITE, R.M.G., HONG, J., ZENG-FU, P., *Thermal Control Subsystem PDR data Package*. Internal report of INPE, (CBDQ-REV-014), 1992.

GILMORE, D.G., *Satellite Thermal Control Handbook*. The Aerospace Corporation, Library of Congress Catalog Card Number 94-70360, El Segundo, California, 1994.

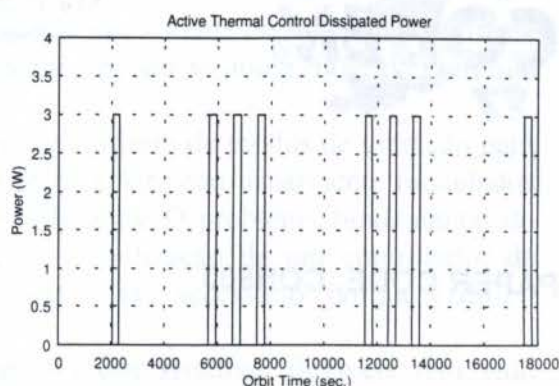


Figure 5.4: Power dissipated by the active thermal control (3 orbits BOL).





PAPER CODE: COB803

**DESENVOLVIMENTO DE UM CONTROLADOR ADAPTATIVO PARA  
MANIPULADORES FLEXÍVEIS COM INCERTEZAS DE CARGAS /  
DEVELOPMENT OF AN ADAPTIVE CONTROL TO FLEXIBLE MANIPULATORS  
WITH UNCERTAINTS PAYLOADS**

EDUARDO GILDIN, LUCAS A. MOSCATO & RAUL GONZALEZ-LIMA

*Escola Politécnica da USP, Departamento de Engenharia Mecânica.*

*Av. Prof. Melo Moraes 2231, CEP.:05508-900, São Paulo, SP*

*E-mail : egildin@usp.br*

**Abstract**

This article deals with the modeling and control of light weight flexible manipulators. Several adaptive control strategies are compared with respect to the ability to handle abrupt payloads changes. The dynamic model of the a one-link flexible arm is obtained by Hamilton's Principle, using a floating reference frame. With a floating reference frame the linearized equations of motion become uncoupled. These equations of motion have the advantage that optimal placement of actuators and sensors become straight-forward. The performance of these controllers have been investigated through numerical simulations.

**Keywords**

Flexible Manipulators, Robots, Adaptive Control, Pole Placement, Flexible Links / *Controle Adaptativo, Alocação de Pólos, Estruturas Flexíveis, Manipuladores Flexíveis..*

**1. INTRODUÇÃO**

Os recentes avanços na área de robôs manipuladores e a crescente demanda industrial têm levado pesquisadores à prestar atenção no estudo e desenvolvimento de estruturas cada vez mais leves e portanto mais flexíveis. Inúmeras pesquisas tem sido conduzidas na área de controle de alta precisão para robôs com um único braço flexível (J. Yuh, 1987).

Em virtude da leveza dos braços flexíveis, podemos ter um aumento da velocidade do manipulador e diminuição do consumo de energia, além da redução do seu custo total. Por outro lado, o tempo de amortecimento exigido para suprimir as vibrações remanescentes do braço atrasa subseqüentes operações, conflitando portanto, com a demanda de crescimento de produtividade.

Dentro desse contexto foi proposta a análise dinâmica de uma barra de alumínio flexível com aproximadamente 0.7 m de comprimento, livre em uma das extremidades e articulada na outra através de um eixo acionado por um motor de corrente contínua. Neste trabalho propõe-se o controle dessa barra através de algoritmos adaptativos que pudesse ajustar os seus parâmetros a fim de suprimir as vibrações remanescentes, e reconhecer variações de carga.



O modelo matemático da viga foi baseado no uso de um sistema de referência flutuante (Marc Chang, 1993) na qual a quantidade de movimento angular se anula, fazendo com que as equações linearizadas da dinâmica se desacoplem.

Os sistemas mecânicos flexíveis exigem um número infinito de modos de vibração para descrever completamente o seu comportamento. Na prática, eles são usualmente modelados por sistemas finitos de muitas equações diferenciais ordinárias. O problema fundamental do controle de sistemas flexíveis por realimentação está na utilização de um controlador de dimensão menor que o próprio sistema (*spillover*). Isto se faz necessário, porque é difícil identificar modos naturais de frequências elevadas.

Várias aproximações das equações de movimento dos sistemas flexíveis tem sido propostas (S. Nicosia *et al*, 1986), e vários trabalhos tem se focalizados no desenvolvimento de estratégia de controle (J. Yuh *et al*, 1986). É comum utilizar estruturas flexíveis com apenas uma articulação. Yuan, Book e Siciliano (1989) aplicaram o método de Model Reference Control (MRAC) para o problema de *end-point tracking*. Feliu, Rattan, e Brown (1989) usaram a combinação de feedforward e feedback onde obtiveram um bom resultado no posicionamento do efetuador para um único braço.

Este artigo está organizado da seguinte maneira: na segunda seção, apresenta-se o modelamento dinâmico do braço flexível. Na terceira seção, o modelo do controlador e o algoritmo de controle são desenvolvidos. A seguir, a simulação numérica desses modelos são realizadas. Finalmente, procede-se a análise dos resultados.

## 2. MODELAMENTO DINÂMICO DO BRAÇO FLEXÍVEL

O braço mostrado na figura 1 é modelado como uma viga contínua de comprimento  $L$ , massa por unidade de comprimento  $\rho$ , massa na ponta  $m_p$ , e possui um cubo rígido.

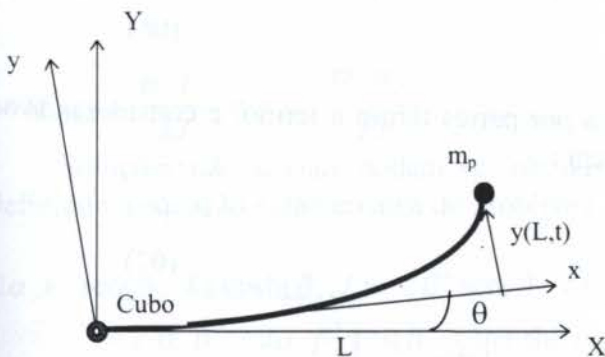


Figura 01 - Modelo do braço Flexível

O modelo matemático da dinâmica da barra foi desenvolvido através do princípio estendido de Hamilton e que pode ser expresso da seguinte forma :

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta T - \delta V + \delta W_{nc}) dt \quad (01)$$

onde  $\delta$  indica a primeira variação,  $t_1$  e  $t_2$  são os limites de tempo da integração,  $T$  e  $V$  são respectivamente a Energia Cinética e Potencial da barra e  $W_{nc}$  é o trabalho das forças não conservativas do sistema.

O vetor da posição do sistema, em relação a um referencial inercial, pode ser expresso como :

$$\vec{R} = \vec{r} + \vec{d} \quad (02)$$

onde o vetor  $\vec{r}$  denota a posição de arrastamento em um referencial flutuante e  $\vec{d}$  denota a deformação elástica em relação a este referencial flutuante. Os eixos de referência são submetidos à seguinte restrição matemática :

$$\int_M \vec{r} \times d \cdot dm + L \times d_L m_p = 0 \quad (03)$$

onde  $M$  é a massa total do sistema. Considerando  $\vec{\omega} = \dot{\theta} \vec{k}$ ,  $\vec{r} = x \vec{i}$  e levando em consideração o encurtamento da barra  $\vec{d} = y \vec{j} - \frac{1}{2} \int_0^x y'^2 dx \vec{i}$  (Meirovitch, 1990) as expressões da energia cinética e potencial tornam-se :

$$T = \frac{1}{2} I_H (\dot{\theta} + \dot{\theta}_H)^2 + \frac{1}{2} \int_0^L \rho \left\{ \dot{y}^2 + \dot{\theta}^2 \left[ x^2 + y^2(x,t) - \frac{(L^2 - x^2)}{2} y'(x,t) \right] \right\} dx + \frac{1}{2} m_p \left\{ \dot{y}^2(L,t) + \dot{\theta}^2 \left[ L^2 + y^2(L,t) - L \int_0^L y'^2(x,t) dx \right] \right\} \quad (04)$$

$$V = \frac{1}{2} \int_0^L EI (y''(x,t))^2 dx \quad (05)$$

onde  $(\dot{\quad})$  denota derivada em relação ao tempo e  $(\prime)$  representa a derivada em relação a  $x$ ;  $I_H$  é o momento de inércia das partes móveis rígidas (cubo e motor),  $EI$  é a rigidez à flexão,  $\theta$  é o ângulo de rotação da referência flutuante e  $\theta_H$  é a rotação do cubo relativo ao referencial. A primeira variação do trabalho virtual das forças não conservativas é

$$\delta W_{nc} = T(t) \cdot (\delta\theta + \delta\theta_H) \quad (06)$$

Desenvolvendo a equação (01), integrando-a por partes termo a termo, e considerando os deslocamentos  $\delta\theta$ ,  $\delta\theta_H$  e  $\delta y$  arbitrários, decorrem :

$$\left( I_H + \int_0^L \rho x^2 dx + m_p \cdot L^2 \right) \ddot{\theta} = T(t) \quad (07)$$

$$\rho \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4} - \dot{\theta}^2 \left\{ \left[ \rho \frac{(L^2 - x^2)}{2} + m_p \cdot L \right] \frac{\partial y}{\partial x} + \rho y \right\} = 0 \quad (08)$$

associadas às seguintes condições de contornos :

$$y(0,t) = 0, \quad EI \cdot y'(0,t) = \theta_H, \quad EI \cdot y''(L,t) = 0, \quad EI \cdot y'''(L,t) - m_p (\ddot{y} + \dot{\theta}^2 Ly')_{x=L} = 0$$

$$-I_H \left( \frac{\partial^2}{\partial t^2} \left( \frac{\partial y(0,t)}{\partial x} \right) \right) + EI \frac{\partial^2 y(0,t)}{\partial x^2} = 0 \quad (09)$$



onde esta última equação representa o balanço de momentos no cubo da viga.

Desprezando os termos em  $\dot{\theta}^2$  na equação (08), e admitindo movimento síncrono,  $y(x,t)$  pode ser expresso por :

$$y(x,t) = \sum_{r=1}^{\infty} \eta_r(t) \cdot \phi_r(x) \quad (10)$$

a equação (08) pode ser escrita da seguinte forma para cada modo:

$$EI\phi_r''''(x) - \omega^2 \rho \phi_r(x) = 0 \quad (11)$$

Uma possível função de forma é dada por:

$$\phi_r(x) = a_r \sin(\beta_r x) + b_r \cos(\beta_r x) + c_r \sinh(\beta_r x) + d_r \cosh(\beta_r x) \quad (12)$$

onde  $\beta_r^4 = \frac{\omega_r^2 \rho}{EI}$ .

Introduzindo a equação (12) nas condições de contorno, resulta a equação matricial

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 1 \\ \alpha_r & -\beta_r & \alpha_r & \beta_r \\ -\sin(\beta_r L) & -\cos(\beta_r L) & \sinh(\beta_r L) & \cosh(\beta_r L) \\ \begin{pmatrix} -\beta_r^3 \cos(\beta_r L) + \\ +\gamma_r \sin(\beta_r L) \end{pmatrix} & \begin{pmatrix} \beta_r^3 \sin(\beta_r L) + \\ \gamma_r \cos(\beta_r L) \end{pmatrix} & \begin{pmatrix} \beta_r^3 \cosh(\beta_r L) + \\ +\gamma_r \sinh(\beta_r L) \end{pmatrix} & \begin{pmatrix} \beta_r^3 \sinh(\beta_r L) + \\ +\gamma_r \cosh(\beta_r L) \end{pmatrix} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} a_r \\ b_r \\ c_r \\ d_r \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (13)$$

onde  $\alpha_r = \frac{\omega_r^2 I_H}{EI}$  e  $\gamma_r = \frac{\omega_r^2 m_p}{EI}$

Soluções não triviais podem ser obtidas quando o determinante da matriz se anula, definindo a equação característica do problema,

$$\begin{aligned} & 2\alpha_r \gamma_r \sin(\beta_r L) \cdot \cosh(\beta_r L) - 2\beta_r^4 \sin(\beta_r L) \cdot \cosh(\beta_r L) - 4\beta_r \gamma_r \sin(\beta_r L) \cdot \sinh(\beta_r L) - \\ & - 2\alpha_r \beta_r^3 - 2\alpha_r \beta_r^3 \cos(\beta_r L) \cdot \cosh(\beta_r L) - 2\alpha_r \gamma_r \cos(\beta_r L) \cdot \sinh(\beta_r L) + \\ & + 2\beta_r^4 \cos(\beta_r L) \cdot \sinh(\beta_r L) = 0 \end{aligned} \quad (14)$$

Os valores de  $\beta_r$  que satisfazem a equação (14) estão associadas às frequências naturais do sistema.

#### • O Problema da Resposta :

Multiplicando a equação (11) por  $\phi_s$ , integrando ao longo do domínio L e utilizando as condições de contorno, determinam-se as condições de ortogonalidade.

$$\int_0^L \phi_r'' E I \phi_s'' dx = \omega_r^2 \cdot \delta_{rs} \tag{15}$$

$$\int_0^L \rho \phi_r \phi_s dx + I_H \phi_r'(0) \phi_s'(0) + m_p \phi_s(L) \phi_r(L) = \delta_{rs}$$

onde  $\delta_{rs}$  é a função delta de Kronecker. Utilizando estas condições de ortogonalidade, resultam as equações diferenciais no tempo:

$$\ddot{\eta}_r + \omega_r^2 \eta_r = \phi_r'(0) \cdot T(t) \tag{16}$$

que junto com a equação (10), permitem o cálculo da resposta do sistema dinâmico. O movimento do referencial inercial é dado por:

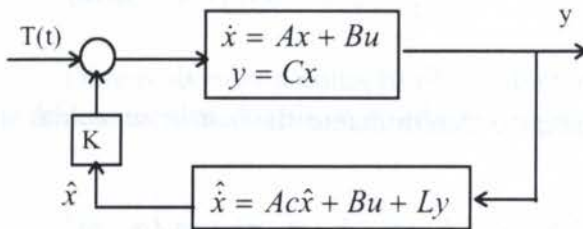
$$\begin{cases} X(t) = L \cos \theta + y(L) \sin \theta \\ Y(t) = L \sin \theta - y(L) \cos \theta \end{cases} \tag{17}$$

### 3. MODELO DO CONTROLADOR

#### 3.1. Controle por Alocação de Pólos

Um Observador de Estado é utilizado para estimar as componentes do estado não medidas. Usaremos o Observador tipo Identidade. Apenas duas variáveis são acessíveis,  $\theta(t)$  e  $y(L,t)$ .

Esquema:



Para esta planta em malha fechada, temos as seguintes equações:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A \cdot x + B \cdot u \\ y &= C \cdot x \\ \dot{\hat{x}} &= A c \cdot \hat{x} + L \cdot y + z \end{aligned} \tag{18}$$

Figura 2 - Modelo do controlador por Alocação de Pólos.

O vetor  $L$  deve ser escolhido tal que  $(A-L.C)$  tenha autovalores com parte real negativa. Desta forma o erro  $e(t) = \hat{x}(t) - x(t)$  tende a zero quando o tempo  $t$  tende a infinito.

As equações do sistema em malha fechada tornam-se :

$$\therefore \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{\hat{x}} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A & -BK \\ L.C & A-L.C-B.K \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \hat{x} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} B \\ B \end{Bmatrix} \cdot v \tag{19}$$

#### 3.2. Controle Adaptativo



Desenvolveu-se um controlador adaptativo baseado no algoritmo apresentado em (Landau, Yoan D.), para controle com modelo de referência em paralelo com o sistema ajustável, onde :

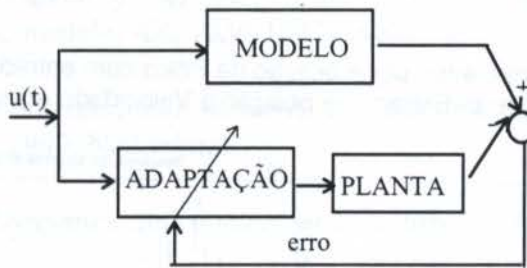
- Modelo de Referência :  $\dot{x}_{k+1} = A_M \cdot x_k + B_M \cdot u_k$
- Sistema Ajustável em Paralelo :  $y_{k+1} = As(k) \cdot y_k + Bs(k) \cdot u_k$
- Erro do Estado :  $e_k = x_k - y_k$
- Mecanismo de Adaptação :  $v_k = D \cdot e_k$  (20)

$$As(k+1) = \sum_{l=0}^k \chi_1(v, k, l) + \chi_2(v, k) + As(0)$$

$$Bs(k+1) = \sum_{l=0}^k \psi_1(v, k, l) + \psi_2(v, k) + Bs(0)$$

onde  $\chi_1, \chi_2, \psi_1, \psi_2$  dependem do erro a priori.

Esquema :



. Figura 3 - Modelo do Controlador Adaptativo

#### 4. SIMULAÇÃO EM COMPUTADOR

A resposta numérica do controlador adaptativo usando o modelo descrito na seção 2 como planta, devido à excitação conforme figura 5a, é apresentada nas figuras 4 e 5. Os valores nominais das grandezas físicas que definem a barra são :

- Material : Alumínio
  - densidade :  $d = 2710 \text{ kg/m}^3$
  - Módulo de Young :  $E = 71 \text{ GPa}$
- Dimensões (L x b x h) :  $0.70 \times 0.0254 \times 0.001 \text{ m}$
- Momento de Inércia do Hub :  $I_H = 7.87 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2$

Assim, através do modelo matemático, foram obtidas as frequências naturais dos quatro primeiros modos de vibrar e que estão indicadas na tabela 01.

tabela 01 - Frequências Naturais da Simulação e Experimentais

Modo	Frequência Natural		Freq. Experimentais
	$\omega$ (rad/s)	$f$ (Hz)	$f$ (Hz)
1ª modo	27.7146	4.4109	6.25
2ª modo	88.6403	14.1075	15.75
3ª modo	168.0363	26.7438	31.37
4ª modo	308.6040	49.1159	-

As discrepâncias entre as frequências naturais do modelo analítico e experimentais são da ordem de 5%. Nos gráficos abaixo, verificamos o efeito da introdução do controlador na ponta da barra.

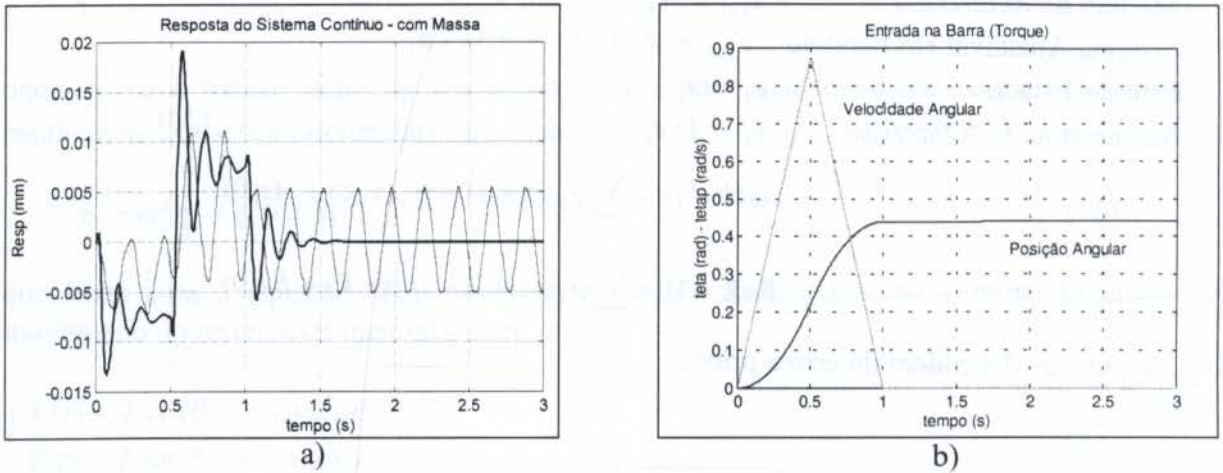


Figura 4 - Implementação do controlador por Alocação de Pólos com entrada de  $T = 0.1 \text{ Nm}$ .: a) Resposta do sistema; b) Entrada de posição e Velocidade Angular.

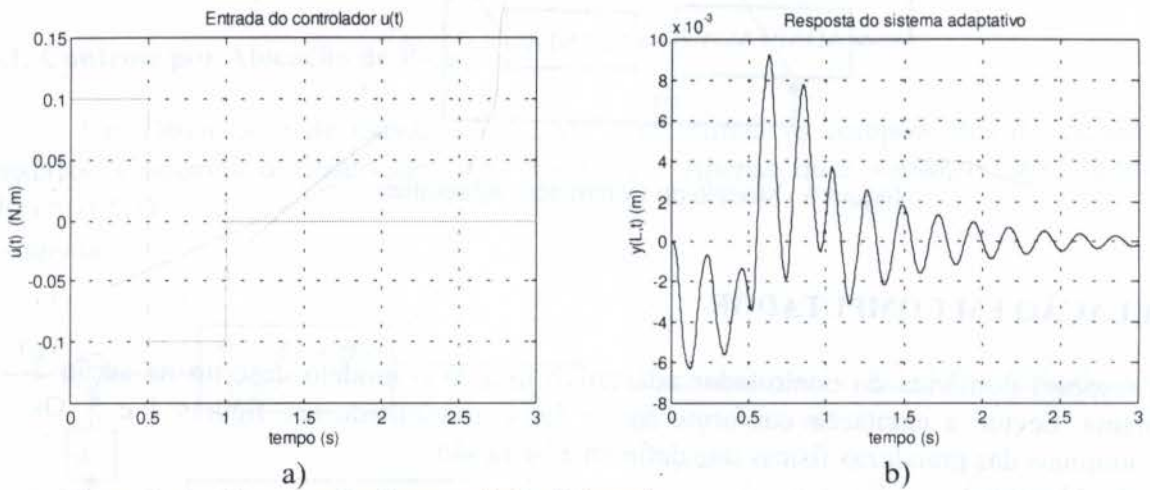


Figura 5 - Implementação do controlador Adaptativo a) Excitação no sistema ; b) Resposta ao controle adaptativo

## 5. CONCLUSÕES

O uso de um sistema de referência flutuante permite o emprego das auto-funções da Equação Diferencial Parcial (EDP) diretamente no sistema de controle, com vantagens para a escolha de posição de sensores e atuadores.

Boa concordância foi encontrada entre os parâmetros modais do modelo analítico e da bancada experimental.

O controle por Alocação de Pólos serviu para verificar o modelo dinâmico da estrutura desenvolvido na seção 2, e os resultados representam o controle quando a carga no sistema é conhecida.

O controle adaptativo foi capaz de identificar a variação de massa na ponta da estrutura, mostrando em simulação numérica, livre de ruído, a sua viabilidade física e robustez à variações de carga.



## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- M. J. BALAS, "Feedback Controls of Flexible Systems", IEEE Trans on Auto. Control, AC-23, (4) 473-679 (1978).
- W. J. BOOK, "Recursive Lagrangian Dynamics of Flexible Manipulator Arms" Int J. of Robotics Research, 3, (3), 87-101 (Fall 1984).
- W. J. BOOK, O. MAIZZA-NETO, and D.E. Whitney, "Feedback Control of two Beam, Two Joint Systems with Distributed Flexibility", J. of Dynamic Systems, Measure and Control, ASME, 97, (4) 424-431, (Dec. 1975).
- CHANG MARK, Shih-Hsiao, "Pulse Response Based Minimum Time Control of Flexible Structures", Tese de Doutorado apresentada na University of Texas at Austin, May, 1993.
- V. FELIU, K. S. Rattan, and H. B. Brown, Jr., "Adaptive Control of a single-link flexible manipulator in the presence of joint friction and load changes", Proc. 1989 IEEE Int. Conf. Robotics Automat., Scottsdale, AZ, 1036-1041, 1989.
- L. MEIROVITCH, "Computational methods in structural dynamics", Sijthoff Noordhoff, Alphin aan den Rijn, 1990, Netherlands.
- L. MEIROVITCH, "Dynamics and control of Structures", New York, John Wiley & Sons, 1990.
- D. R. MELDRUM, AND M. J. BALAS, "Application of MRAC to a Flexible Remote Manipulator Arm", Proc. 1986 ACC, Seattle, WA, 2, 825-832 (June 1986).
- S. NICOSIA, P. TOMEI, AND TORNAMBE, "Dynamic Modeling of Flexible Robot Manipulators", Proc. Int. IEEE Conf. Robotics and Automation, San Francisco, CA., April 1986, pp. 365-372.
- G. G. HASTINGS AND W. J. BOOK, "Verification of a Linear Dynamic Model for Flexible Robotic Manipulators", Proc. Int. IEEE Conf. Robotics and Automation, San Francisco, CA., April 1986, pp. 1024-1029.
- LANDAU, YOAN D., "Adaptive Control - The Model Reference Approach", 1979.
- B.-S. YUAN, W. J. BOOK, AND SICILIANO, "Direct adaptive control of a one-link flexible arm with tracking", J. Robotic Systems, 6(6), 663-680, 1989.
- J. YUH AND W. E. HOLLEY, "Discrete-time Model Reference Adaptive Control of a Flexible Link", Proc. of 20th Asilomar Conf. on Signal, Systems, and Computers, Pacific Grove, CA, November, 1986.
- J. YUH. "Application of Discrete-Time Model Reference Adaptive Control to a Flexible Single-Link Robot", Journal of Robotic Systems, 4(5), 621-630 (1987).



PAPER CODE: COB834

## CONTROLE MULTIMALHAS DE COLUNAS DE DESTILAÇÃO/ MULTILOOP CONTROL OF DISTILLATION COLUMNS

FERNANDO GONÇALVES & WU HONG KWONG\*

*Departamento de Engenharia Química, Universidade Federal de São Carlos  
Via Washington Luis, Km 235*

*CEP 13565-905 - São Carlos - SP - Brasil - E-mail: wu@power.ufscar.br*

\*Autor a quem devem ser remetidas as correspondências

### Abstract

This work presents an application of the Modified Biggest Log Modulus Tuning method (BLTM) to a distillation column. The original BLT method, developed for tuning multiloop PI controllers, is partially modified by proposing that initial adjustments of the SISO controllers can be made by the use of the ISE-IMC-PID approach instead of the classical Ziegler-Nichols method. The simulation results obtained using rigorous mathematical model representation of the distillation column show the convenience of this method by yielding reasonable settings with a small amount of engineering and computational efforts.

### Keywords

Multiloop control, Controllers tuning, BLT method, Modified BLT method, Distillation column

## 1. INTRODUÇÃO

A estrutura de controle multimalhas SISO-PID ("Single-Input Single-Output") é um dos mais comuns esquemas de controle para plantas MIMO ("Multiple Input Multiple-Output") nas indústrias química e de processo, sendo que aproximadamente 80% dos controladores industriais são do tipo PI. A principal razão para isso é a sua estrutura relativamente simples, que é fácil de entender e de implementar. O número de parâmetros de sintonia é  $3N$ , onde  $N$  é o número de entradas ou saídas, enquanto que no controle PID com matriz cheia existem  $3N^2$  parâmetros. No caso de falha do atuador ou sensor, é relativamente fácil de estabilizar manualmente porque apenas uma malha é diretamente afetada pela falha. A despeito de sua estrutura simples, controle multimalhas SISO-PID tem uma longa história de desempenhos satisfatórios.

É bastante surpreendente que a despeito da grande popularidade do controle multimalhas SISO-PID, o número de métodos de sintonia é extremamente limitado. Mesmo para sistemas SISO, a sintonia de um controlador PID não é uma tarefa fácil. O procedimento de projeto mais comum é o método de Ziegler e Nichols (ZN). A etapa fundamental neste método são as identificações do ganho crítico e da frequência crítica da planta, que juntos são comumente chamados de ponto crítico. Baseado nestes valores, o ganho do controlador e os coeficientes integral e derivativo são calculados. Rivera *et al.* (1986) propuseram um método de sintonia

2547



de controladores PID baseado no princípio do Controle com Modelo Interno (IMC, "Internal Model Control"). Eles mostraram que para um número grande de modelos SISO, o procedimento de projeto IMC conduz a controladores PI(D). O conjunto de parâmetros PID é relacionado ao valor do parâmetro de filtro IMC ( $\tau_c$ ) correspondendo à constante de tempo em malha fechada. Alternativamente, esse parâmetro pode ser ajustado minimizando-se o critério ISE da resposta em malha fechada.

Em sistemas MIMO, o problema de sintonia é muito mais complicado devido às interações entre as malhas. A alteração de um simples parâmetro afeta, em geral, todas as outras malhas e de que forma é difícil de prever. Somente um número limitado de trabalhos abordam a sintonia de controladores multimalhas SISO-PID.

Uma abordagem para sintonizar controladores multimalhas SISO-PI é o método BLT ("Biggest Log Modulus Tuning") proposto por Luyben (1986). Este método requer modelos analíticos e basicamente consiste em resintonizar igualmente todos os controladores a partir dos ajustes de Ziegler-Nichols até que uma margem de segurança de estabilidade em malha fechada seja obtida, como indicada pelo diagrama de Nyquist multivariável. Os ajustes fornecidos pelo método BLT devem ser vistos como valores preliminares para a sintonia final dos controladores. Monica *et al.* (1988) estenderam o procedimento BLT para incluir a ação derivativa aos controladores PI usando dois fatores de resintonia. Um fator simples  $f$  é usado para ajustar o ganho do controlador ( $K_c$ ) e a constante de tempo integral ( $\tau_I$ ) de cada malha, como no método BLT original. Então, um fator separado  $f_D$  é usado para sintonizar a ação derivativa ( $\tau_D$ ) de cada malha de maneira similar.

Corrêa e Kwong (1996) propuseram uma modificação no método BLT (BLTM) onde os ajustes iniciais dos controladores SISO são feitos usando o enfoque ISE-IMC-PID em vez do método clássico de Ziegler-Nichols. A resintonia das diferentes malhas na estrutura de controle são feitas ajustando apenas um parâmetro em cada malha levando em consideração a estrutura multimalhas até obter um compromisso razoável entre a estabilidade e o desempenho em sistemas multivariáveis. Essa modificação foi testada em vários modelos de colunas lineares cujo desempenho é comparável ao desempenho obtido pelo método BLT.

## 2. PROCEDIMENTO BLTM

1. Calcular os ajustes para cada malha individual usando as relações de projeto de controladores IMC-PID que minimiza o critério ISE. O parâmetro de sintonia do procedimento ISE-IMC-PID é a constante de tempo em malha fechada  $\tau_{ci}^0$ .
2. Um fator de resintonia  $f$  é assumido e recalculamos os ajustes de todas as malhas usando-se a relação

$$\tau_{ci} = \tau_{ci}^0 f \quad (1)$$

3. Usando o valor estimado de  $f$  e os ajustes resultantes para os controladores, um diagrama de Nyquist multivariável da função escalar

$$W(i\omega) = -1 + \text{Det}[\mathbf{I} + \mathbf{G}(i\omega)\mathbf{G}_c(i\omega)] \quad (2)$$

é traçado. A matriz  $\mathbf{I}$  é a matriz identidade. A matriz  $\mathbf{G}$  contém as funções de transferências relacionando as variáveis controladas e as variáveis manipuladas. A matriz



$G_c$  contém apenas elementos diagonais correspondendo aos controladores “feedback”,  $g_{cii}$ , e apresentam várias formas de acordo com o tipo de controlador desejado: PI ou PID. Quanto mais próximo o contorno estiver do ponto (-1,0), mais perto o sistema estará da instabilidade.

4. Calcular a função em malha fechada multivariável

$$L_c(\omega) = 20 \log \left| \frac{W}{1+W} \right| \quad (3)$$

5. Ajustar o fator  $f$  até que  $L_c^{max}(\omega)$  alcance o valor de  $2N$ , onde  $N$  é a ordem do sistema de controle.

### 3. COLUNA DE DESTILAÇÃO

A destilação é uma operação unitária bastante importante. Entre as estratégias de controle de colunas de destilação usualmente empregadas, cita-se o controle multimalhas SISO-PI. A coluna estudada (proposta por Luyben, 1990) é constituída de 20 pratos e é representada por um modelo matemático dos balanços de massa e energia. O controle dual da coluna de destilação é feito usando a configuração LV, isto é, o controle das composições de topo ( $x_D$ ) e fundo ( $x_B$ ), em termos de fração molar do componente mais volátil, é obtido mediante medições diretas dessas duas composições, manipulando a vazão de refluxo  $R$  para o controle de  $x_D$  e a carga térmica  $V$  no refeedor para o controle de  $x_B$ .

As equações que descrevem o sistema são:

- Relações de equilíbrio liquido-vapor

$$y_n = \frac{\alpha x_n}{1 + (\alpha - 1)x_n} \quad (4)$$

onde  $x_n$  é a composição do líquido no  $n$ -ésimo prato (fração molar do componente mais volátil),  $y_n$  é a composição do vapor líquido no  $n$ -ésimo prato (fração molar do componente mais volátil) e  $\alpha$  é a volatilidade relativa.

- Vazão de vapor através dos pratos é a mesma

$$V = V_1 = V_2 = V_3 = \dots = V_{NT} \quad (5)$$

- Fórmula de Francis para vertedouro

$$F_L = 3.33 L_w (h_{ow})^{1.5} \quad (6)$$

onde  $F_L$  é a vazão de líquido sobre o vertedouro,  $L_w$  é o comprimento do vertedouro e  $h_{ow}$  é a altura de líquido acima do vertedouro.

- Relação simples entre o conteúdo de líquido e a vazão de líquido.



$$M_n = f(L_n) \quad (7)$$

Condensador e tambor de refluxo

- Massa total:

$$\frac{dM_D}{dt} = V - R - D \quad (8)$$

onde  $D$  é vazão de destilado.

- Massa do componente (componente mais volátil):

$$\frac{d(M_D x_D)}{dt} = V y_{NT} - (R + D) x_D \quad (9)$$

Prato do topo ( $n = N_T$ )

- Massa total:

$$\frac{dM_{NT}}{dt} = R - L_{NT} \quad (10)$$

- Massa do componente:

$$\frac{d(M_{NT} x_{NT})}{dt} = R x_D - L_{NT} x_{NT} + V y_{NT-1} - V y_{NT} \quad (11)$$

Prato logo abaixo do topo ( $n = N_T - 1$ )

- Massa total:

$$\frac{dM_{NT-1}}{dt} = L_{NT} - L_{NT-1} \quad (12)$$

- Massa do componente:

$$\frac{d(M_{NT-1} x_{NT-1})}{dt} = L_{NT} x_{NT} - L_{NT-1} x_{NT-1} + V y_{NT-2} - V y_{NT-1} \quad (13)$$

$n$ -ésimo prato

- Massa total:

$$\frac{dM_n}{dt} = L_{n+1} - L_n \quad (14)$$

- Massa do componente:

$$\frac{d(M_n x_n)}{dt} = L_{n+1} x_{n+1} - L_n x_n + V y_{n-1} - V y_n \quad (15)$$

Prato da alimentação ( $n = N_F$ )

- Massa total:

$$\frac{dM_{NF}}{dt} = L_{NF+1} - L_{NF} + F \quad (16)$$

- Massa do componente:

$$\frac{d(M_{NF} x_{NF})}{dt} = L_{NF+1} x_{NF+1} - L_{NF} x_{NF} + V y_{NF-1} - V y_{NF} + Fz \quad (17)$$

onde  $F$  é a vazão da alimentação e  $z$  é a composição (fração molar do componente mais volátil).

Primeiro prato ( $n = 1$ )

- Massa total:

$$\frac{dM_1}{dt} = L_2 - L_1 \quad (18)$$

- Massa do componente:

$$\frac{d(M_1 x_1)}{dt} = L_2 x_2 - L_1 x_1 + V y_B - V y_1 \quad (19)$$

Refervedor e base da coluna

- Massa total:

$$\frac{dM_B}{dt} = L_1 - V - B \quad (20)$$

onde  $B$  é a vazão do produto líquido do fundo.

- Massa do componente:

$$\frac{d(M_B x_B)}{dt} = L_1 x_1 - V y_B - B x_B \quad (21)$$

O modelo matemático descrito pelas equações do sistema foi adotado como sendo a planta "real", o qual apresenta características de não-linearidade além de representar bem a operação unitária da destilação. A partir deste processo foi obtido no presente trabalho um modelo linear tipo matriz de funções de transferências dada por:



$$\begin{bmatrix} x_D \\ x_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{0,00225e^{-0,7s}}{6,97s + 1} & \frac{-0,015e^{-2,65s}}{8,48s + 1} \\ \frac{0,0153e^{-2,26s}}{12s + 1} & \frac{-0,00184e^{-0,13s}}{2,81s + 1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R \\ V \end{bmatrix} \quad (22)$$

**4. RESULTADOS E DISCUSSÕES**

O método BLTM foi aplicado ao modelo da coluna na Equação (22). A Tabela 1 sumariza os ajustes dos controladores PI obtidos pelo método BLTM e também pelo método BLT.

Tabela 1: Ajustes para os controladores PI obtidos pelos métodos BLT e BLTM para a coluna de destilação.

Tipo de controlador	PI(1)		PI(2)	
	$K_c$	$\tau_I$	$K_c$	$\tau_I$
Malha 1				
1	239,47	30,85	69,69	6,97
2	-621,92	5,85	-185,0	2,81

(1) Multimalhas BLT; (2) Multimalhas BLTM.

As Figuras de 1 a 3 mostram o comportamento do sistema de controle da coluna frente a diversas variações nas entradas.

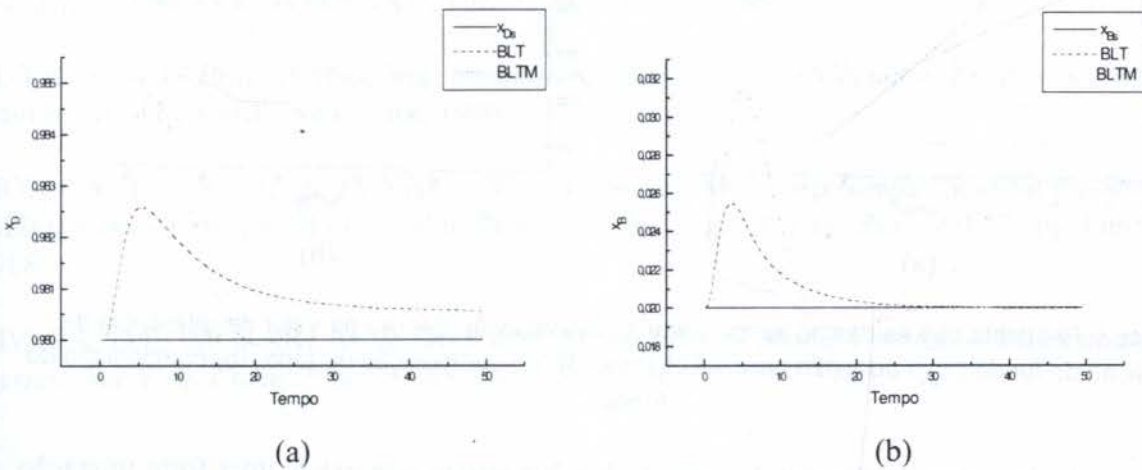


Figura 1: Resposta das saídas no tempo (min) a uma perturbação degrau na composição da alimentação (z) de 0,50 para 0,55 (caso 1); (a) composição do topo, (b) composição do fundo.

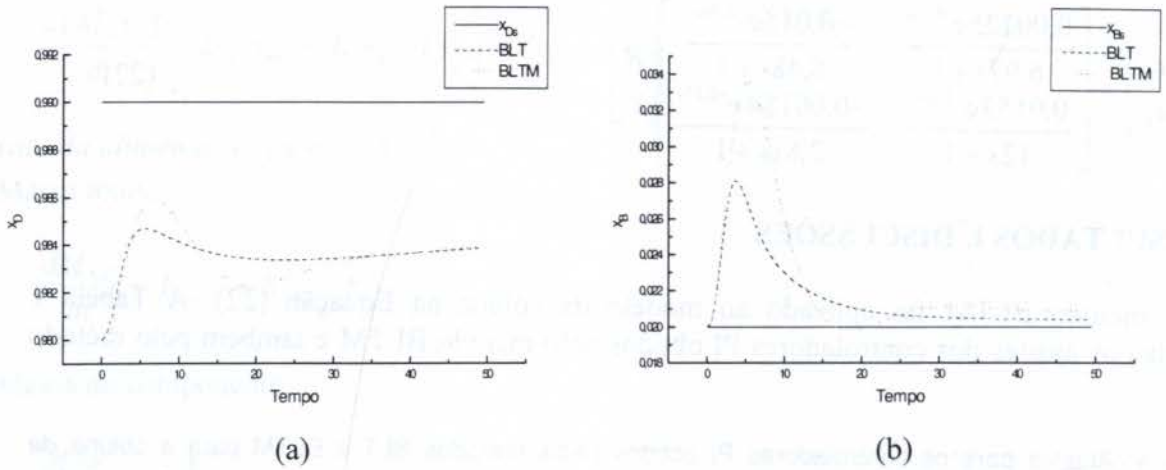


Figura 2: Resposta das saídas no tempo (min) a uma variação degrau no valor de referência da composição do topo ( $x_{D_s}$ ) de 0,98 para 0,99 (caso 2); (a) composição do topo, (b) composição do fundo.

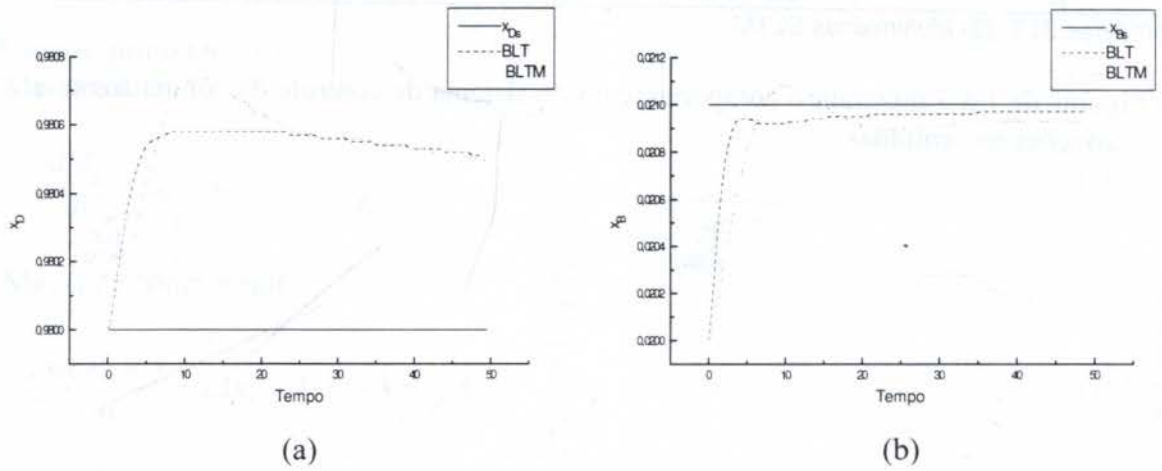


Figura 3: Resposta das saídas no tempo (min) a uma variação degrau no valor de referência da composição do fundo ( $x_{B_s}$ ) de 0,020 para 0,021 (caso 3); (a) composição do topo, (b) composição do fundo.

Os resultados apresentados nas Figuras de 1 a 3 mostram que existe uma forte interação entre as duas malhas de controle o que justifica a resposta lenta da composição do topo às variações nos valores de referência provocadas no sistema. Isto confirma uma constatação verificada na prática industrial dessas interações em colunas de destilação que muitas vezes são operadas com uma das malhas em modo manual.

A Tabela 2 apresenta os valores do índice IAE (“Integral of the Absolute value of the Error”) para os três casos estudados.

Tabela 2: Índice IAE.

Método	Caso 1	Caso 2	Caso 3
BLT	0,09577	0,39906	0,02992
BLTM	0,14894	0,45298	0,03353



## 5. CONCLUSÕES

Os resultados obtidos da simulação do controle da coluna de destilação, permitem concluir que o BLT fornece resultados um pouco melhor do que o BLTM. O BLTM produziu respostas satisfatórias com a vantagem de que a sintonia das diferentes malhas na estrutura de controle é feita ajustando-se apenas um parâmetro para cada malha levando em consideração a estrutura multimalhas, mesmo no caso de controladores multimalhas SISO-PID. Uma vez que os ajustes fornecidos pelo método BLT, assim como o BLTM, são apenas valores preliminares para uma sintonia fina, pode-se afirmar que o método BLTM é factível de ser usado.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores desejam agradecer ao PIBIC-CNPq pelo apoio fornecido.

## 7. REFERÊNCIAS

CORRÊA, R.G. & KWONG, W.H. Sintonia de Controladores PI e PID em Estruturas de Controle Multimalhas, Anais do 11<sup>o</sup> Congresso Brasileiro de Engenharia Química, pp.553-558, Rio de Janeiro, 1996.

LUYBEN, W.L. A Simple Method for Tuning SISO Controllers in Multivariable Systems, *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, vol.25, pp.654-660, 1986.

LUYBEN, W.L. *Process Modeling, Simulation, and Control for Chemical Engineers*, Second Edition, Mc-Graw Hill, New York, 1990.

MONICA, T.J., YU, C. & LUYBEN, W.L. Improved Multiloop Single-Input/Single-Output (SISO) Controllers for Multivariable Processes, *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol.27, pp.969-973, 1988.

RIVERA, D.E., MORARI, M. & SKOGESTAD, S. Internal Model Control. 4. PID Controller Design, *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, vol.25, pp.252-265, 1986.



PAPER CODE: COB969

## ESTABILIZAÇÃO EM SENSORES POSICIONAIS PIEZOMÉTRICOS DIGITAIS DE BAIXO CUSTO / STABILIZATION IN LOW COST DIGITAL PIEZOMETRIC POSITIONAL SENSORS

NICOLA GETSCHKO & ROBERTO KELLER NADDEO

*Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica-USP - CEP 05508-900*

*Av. Prof. Mello Moraes 2231, Cidade Universitária — São Paulo, Brasil*

*Departamento de Matemática — Centro das Ciências Exatas - PUC-SP - CEP 01303-050*

*Rua Marquês de Paranaguá, 111 — São Paulo, Brasil*

*E-mail: ngetschk@usp.br, nicolag@exatas.pucsp.br, rnaddeo@usa.net*

### Abstract

This paper presents a new piezometric positional sensor stabilising system which is based on a software platform, instead of the conventional viscous and/or magnetic damping effects. The software has been designed to be used both in IBM-PC compatible micro-computer, using DOS environment, or in dedicated micro-processor circuits. A complete comparative analysis, by means of a case study, with the viscous and magnetic damping has been made and the results have shown the *software damping system - SDS* - using advantages. A resolution of 0.5 degrees, with a 0.5 s time response and 99% repeatability has been reached by the *SDS*.

### Keywords

damping, pendulum, position, sensor, magnetic, viscous  
amortecimento, pêndulo, posição, sensor, magnético, viscoso

## 1. INTRODUÇÃO

O emprego de sensores posicionais piezométricos, normalmente utilizados em operações de nivelamento ou medição angular, teve um forte incremento no aspecto versatilidade, redução de custos e compatibilidade com a implantação de sistemas digitais de captação e processamento do sinal. Neste sentido, os sistemas pendulares ligados a conjuntos de discos ópticos e foto-sensores (“encoders”) são os que tem apresentado maior crescimento quanto a sua utilização.

Com um princípio de funcionamento extremamente simples baseado na medição da diferença angular entre o pêndulo e a estrutura do sensor, e baixo custo, estes sistemas exigem, para que se atinja uma boa precisão, dois pontos fundamentais: boa resolução óptica do conjunto disco/foto-sensores e baixo coeficiente de atrito nos mancais do pêndulo. Os dois problemas são facilmente solucionados pela tecnologia atual disponível. No entanto, para aplicações dinâmicas, surge um dado complicador: a oscilação

2505



provocada no pêndulo por acelerações tangenciais ou laterais, que pode inviabilizar a medição de fenômenos em tempo-real.

A solução clássica para estes problemas, como a utilizada nos conhecidos inclinômetros, baseia-se na introdução de amortecimentos viscosos e/ou magnéticos, com o objetivo de aumentar o fator de amortecimento do sistema reduzindo seu tempo de estabilização. Tal procedimento, embora seja eficiente na tarefa de minimizar as oscilações livres do sistema, acarreta vários efeitos colaterais como a complexidade de vedações, aumento da massa do conjunto, maior tamanho, maior consumo de energia, além do principal deles que é o de aumentar fortemente o tempo de resposta do sensor, tornando inadequada sua utilização em processos dinâmicos.

A melhor alternativa parece ser a de se caminhar exatamente no sentido oposto ao da *oscilação amortecida*, para que se possa ter o menor tempo de resposta possível, contornando, porém, o problema decorrente da oscilação livre do pêndulo. Partindo-se da hipótese de que os efeitos das perdas por atrito causem um decaimento da oscilação menor que o dobro da resolução pretendida do sistema, é possível se estimar qual a posição de equilíbrio futura, antecipando a *leitura* do sensor. Desta maneira, seria possível reunir as vantagens de um baixo tempo de resposta, a uma rápida obtenção da posição angular medida, inune aos efeitos indesejáveis das acelerações tangenciais.

## 2. OS PRINCÍPIOS DO SDA

A comprovação experimental das hipóteses e modelos propostos no SDA foi feita através de sua implantação em um sistema de determinação de posição para aplicações odontológicas. Esse sistema, composto por dois conjuntos de pêndulos, determina a posição angular no espaço da ferramenta usada para desgaste e furação de dentes.

Como *interface* com o usuário foi usado um microcomputador padrão IBM-PC.

A captação de dados foi feita através de um *circuito eletrônico de aquisição* capaz de decodificar e compatibilizar as informações referentes à posição dos discos ao computador, comunicando-se pela *porta serial*, semelhante aos empregados em "mouses", "track-balls" e "scanners" de mão.

### 2.1. O Funcionamento Do Circuito Eletrônico

A figura 1 apresenta o diagrama de blocos do funcionamento do circuito eletrônico. O movimento dos discos (1) é captado por sensores fotoelétricos (2) que geram dois trens de pulsos (3) para cada eixo — um deslocado no tempo em relação ao outro. Os pulsos são recebidos pelo *circuito eletrônico de aquisição* (4) que os converte em dados representativos da posição e sentido de rotação do disco (5). Esses dados são enviados para o computador (6) através de comunicação serial. O esquema do arranjo físico do conjunto *sensor-disco óptico-emissor* pode ser visto na figura 2.



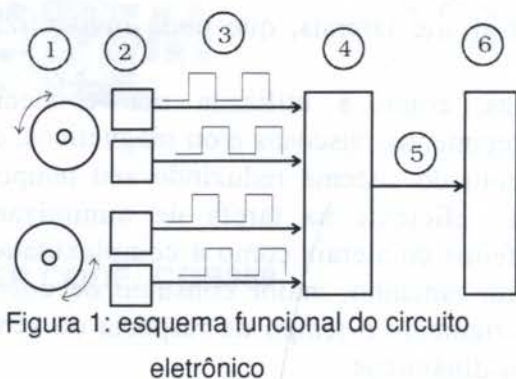


Figura 1: esquema funcional do circuito eletrônico

posição. A seqüência de pulsos define a rotação do disco e, conseqüentemente, a posição angular do pêndulo.

Para melhorar a resolução de leitura, os sensores são dotados de um sistema semelhante ao nônio. Ou seja: na realidade existem dois sensores, um deslocado em relação ao outro (“defasados de 90 graus”). Isso possibilita a identificação do sentido de rotação, além de fazer com que a precisão de leitura seja multiplicada por quatro. Assim, por exemplo, para um disco com 50 traços escuros são enviados 200 pulsos ao computador.

## 2.2 O Sistema Opto-Mecânico

Para adequação às necessidades presentes nesse projeto, a máscara óptica do disco foi gerada por meio de um programa gráfico e transferida quimicamente a uma chapa de acrílico transparente, com espessura de 1 mm, sendo, a partir dela, usinado o *disco óptico* utilizado. O próprio *disco* foi projetado para ser a estrutura do pêndulo, recebendo um pequeno cilindro de latão, com uma massa aproximada de 1 g.

Para suportar o sistema *disco-pêndulo*, foram utilizados mancais de rolamentos de esferas, por apresentarem o melhor conjunto de características de baixo atrito, baixo custo, facilidade de montagem, baixa manutenção e confiabilidade. Seus dados geométricos são:  $\varnothing_{int} = 1,5 \text{ mm}$ ;  $\varnothing_{ext} = 4,0 \text{ mm}$  e largura = 2,0 mm.

O *disco-óptico* contém um traço a cada  $2^\circ$  (o equivalente a 180 traços, para o disco completo). Graças aos traços e ao circuito eletrônico, criou-se um “encoder” capaz de determinar o movimento do eixo com uma resolução de 0,5 graus.

## 2.3 Características do Programa

Uma pequena excitação imposta ao pêndulo, graças ao pequeno atrito, gera uma oscilação que precisa ser “eliminada”. Para tanto, o programa a ser desenvolvido tem que ser capaz de estimar a posição de equilíbrio do pêndulo, antes que isso de fato ocorra. Para que isso seja possível, o programa deve armazenar os extremos de oscilação e estimar pela média a posição central. Assim, é necessário que o computador esteja totalmente dedicado à tarefa de aquisição de dados da porta serial e cálculo da posição central, a fim de não ocorrerem falsas medições. Isso exclui a possibilidade de utilização

Para cada eixo existe um *disco óptico*, entre um emissor de infravermelho e um receptor. A cada transição claro-escuro é enviado um pulso para o circuito de cálculo de

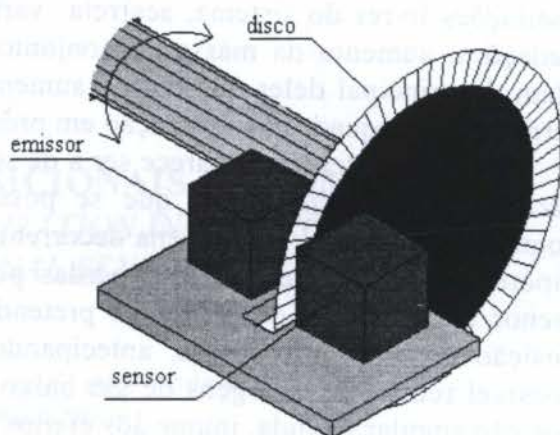


Figura 2: princípio de funcionamento do conjunto sensor - disco óptico - emissor



de linguagens de programação que trabalhem em ambientes multi-tarefa, tal como *Windows*, pois nessas plataformas não há controle sobre o gerenciamento de tarefas.

O programa deve ler os sinais da porta serial, interpretá-los e enviar um sinal ao monitor, indicando a inclinação em que o dispositivo se encontra.

### 3. COMPARAÇÃO ENTRE OS TIPOS DE AMORTECIMENTO

#### 3.1. Amortecimento Viscoso

O amortecimento é efetuado imergindo-se o sistema em um fluido viscoso, o que tende a minimizar as oscilações devido a dos efeitos: atrito viscoso e forças de arrasto.

Quando um disco gira em meio a um fluido, surge um momento de atrito viscoso que é dado por:

$$T_v = \rho \cdot r^4 \cdot \omega \cdot \sqrt{\nu \cdot \omega} \quad (\text{Schlichting } et \text{ al., } 1968), \quad (1)$$

onde:

- $\rho$  é a massa específica do fluido,
- $r$  é o raio do disco,
- $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido, e
- $\omega$  é a velocidade angular do disco.

Considere-se que a massa presente na periferia do disco seja um cilindro de latão com 1g de massa. Quando um cilindro move-se em um meio fluido, ocorre o surgimento de uma força de arrasto, dada por:

$$F_D = C_D \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2} \cdot A, \quad (\text{Schiozer } et \text{ al., } 1990) \quad (2)$$

onde:

$C_D$  é o coeficiente de arrasto, igual a 0,74 para o caso de um escoamento com número de Reynolds menor que 100.000 e um cilindro com relação comprimento/diâmetro igual a 5,

- $V$  é a velocidade do movimento, e
- $A$  é a área frontal do cilindro.

A partir do teorema do momento angular e das equações acima, chega-se a:

$$mgr \sin \theta - T_v - F_D \cdot r = I \cdot \alpha, \quad \text{onde:} \quad (3)$$

- $\theta$  é o ângulo de inclinação do pêndulo,
- $I$  é o momento de inércia do pêndulo, e
- $\alpha$  é a aceleração angular.

De posse dessas equações foi feita uma simulação numérica para o movimento viscoso, considerando-se como fluido a querosene. O pêndulo é um disco com 15 mm de raio e massa na periferia de 1,2 g (incluindo o efeito da massa do *disco óptico*).

Pode-se perceber, conforme mostra a figura 3, que não há uma queda acentuada da oscilação. Assim, para se conseguir uma boa solução, seria necessário um fluido muito viscoso, o que poderia comprometer a leitura do sensor, pois o amortecimento viscoso impediria a detecção de pequenos deslocamentos realizados rapidamente.

Esse método tem a desvantagem de exigir uma vedação eficiente e um fluido transparente (que não interfira no funcionamento dos sensores fotoelétricos) e com alta constante dielétrica (para não danificar o circuito), além de complicar, demasiadamente, as tarefas de manutenção.

### 3.2 Amortecimento Magnético

Outra forma possível de se promover um amortecimento de oscilações pendulares, é a utilização do eletromagnetismo.

As leis de *Faraday* e *Lenz* mostram que, quando há um fluxo magnético variável agindo sobre uma superfície condutora, ocorre o surgimento de uma força eletromotriz que se opõe à variação que a produziu. Assim, é possível se criar um amortecimento através da aplicação de um campo magnético sobre a superfície de um disco em rotação. O movimento do disco gera a variação do fluxo magnético, induzindo uma força eletromotriz que se oporá à rotação do mesmo (figura 4).

Se o disco pendular, de espessura  $t$  é de material condutor com condutividade  $\sigma$  e existe um campo magnético  $B$  paralelo (mas não coincidente) com o eixo de rotação atuando em uma área  $A$  a uma distância  $rd$  do centro de rotação, ocorre o aparecimento de um momento que desacelera o movimento. A expressão desse momento pode ser aproximada a:

$$T_M = \frac{B^2 A^2 r d^2 \omega \sigma t}{2} \quad (\text{Halliday et al., 1984}) \quad (4)$$

Uma forma simples de se obter o campo magnético desejado, é a utilização de um solenóide. Considere-se um solenóide com núcleo de ferro com a seguinte especificação:

$l = 12$  mm (comprimento do solenóide)

$n = 8300$  espiras/metro (100 espiras)

$i = 100$  mA

$d_i = 6$  mm (diâmetro interno)

$d_e = 12$  mm (diâmetro externo)

Levando-se em conta que o disco está muito próximo do solenóide, pode-se afirmar que:

$$B = \mu i n \quad (5)$$

onde  $\mu$  é a permeabilidade magnética do ferro. Com esses dados obtém-se:

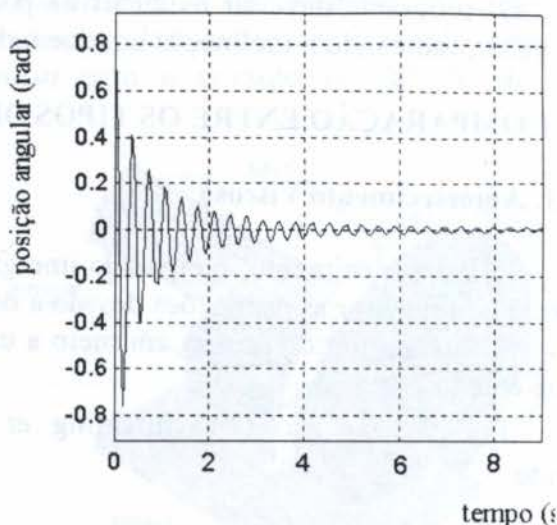


Figura 3: Oscilação com amortecimento viscoso (fluido: querosene)

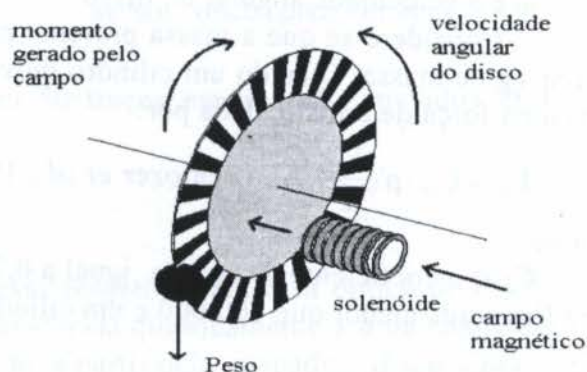


Figura 4: Princípio do amortecimento magnético



$$B = 0,877 \text{ T}$$

Com raciocínio análogo ao desenvolvimento para o amortecimento viscoso, chega-se à equação:

$$m g r \sin \theta - T_M = I \cdot \alpha \quad (6)$$

Mais uma vez, fez-se uma simulação numérica para o equacionamento proposto, utilizando-se, por questões construtivas, os seguintes valores para as variáveis envolvidas:

$$A = 2,8274 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$rd = 0,0075 \text{ m}$$

$$\sigma = 3,57143 \times 10^7 \Omega^{-1} \text{ m}^{-1} \text{ (disco de Al) ou } 5,8823 \times 10^7 \Omega^{-1} \text{ m}^{-1} \text{ (disco de Cu)}$$

$$r = 0,001 \text{ m}$$

$$\theta_0 = 45^\circ \text{ (ângulo inicial)}$$

Com isso obteve-se as curvas da posição angular em função do tempo mostrada na figura 5, para o mesmo sistema pendular utilizado na simulação de amortecimento viscoso.

O amortecimento magnético mostra-se muito mais eficiente que o viscoso, mas tem, por outro lado, grandes desvantagens: o aumento da massa do disco, aumento da massa do conjunto (isso já inviabilizaria seu uso para a aplicação odontológica em questão) e grande consumo de energia elétrica para acionar o solenóide.

#### 4. SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

Como já foi dito, a seqüência de traços claros e escuros é detectada pelos sensores fotoelétricos — dois para cada disco —, que geram trens de pulsos, que por sua vez são transformados em dados seriais. Essa transformação é realizada por um CI dedicado do circuito eletrônico, que disponibiliza uma saída no padrão RS-232, um protocolo de comunicação largamente empregado em sistemas computacionais. O computador, através de uma de suas portas seriais, adquire os dados enviados pelo circuito, a uma velocidade de 2400 bauds.

#### 5. PROGRAMA DE AMORTECIMENTO

O programa para estabilização das oscilações de um pêndulo (fig. 6) foi desenvolvido

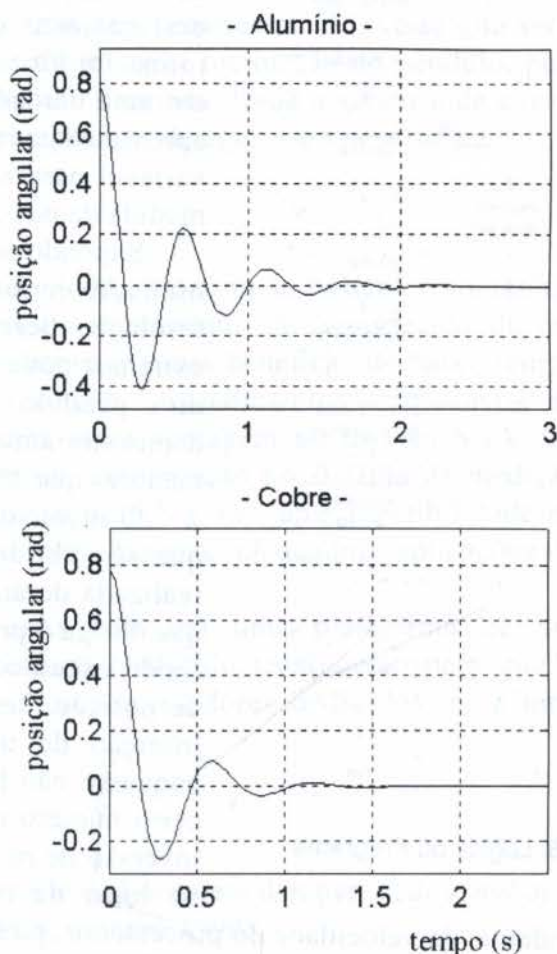


Figura 5: amortecimento magnético



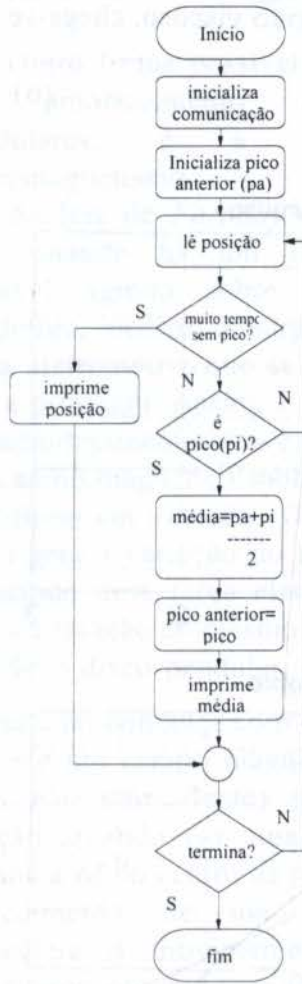


Figura 6: Lógica do Programa

dependente da velocidade do processador, pois o tempo gasto para a execução do *loop* do programa varia da mesma forma. De maneira análoga, caso seja efetuada a substituição do sistema pendular por um com geometria e/ou materiais diferentes, pode ser necessária a alteração do número de ciclos de espera, uma vez que a frequência natural do sistema e conseqüentemente seu período foi alterada. O programa desenvolvido permite a regulagem, pelo operador, de quantos ciclos de leitura de posição devem ser aguardados.

Dessa forma, o programa tem quatro tarefas básicas a cumprir: ler a posição do “encoder” (conforme já explicado), decidir se está havendo oscilação ou não, identificar um extremo do

em ambiente *DOS* (por permitir a exclusividade de recursos do sistema) e na linguagem *PASCAL*. Para a leitura de dados via RS232 (comunicação serial) trechos do programa foram escritos em *ASSEMBLER*. O *ASSEMBLER* possui algumas rotinas internas, chamadas de interrupções que permitem, entre outras coisas, ler o deslocamento do pêndulo desde o momento em que a rotina foi chamada pela última vez. O valor obtido está em uma unidade denominada *mickes* que corresponde a aproximadamente 1/200 de polegada. Basta usar uma variável para acumular os deslocamentos e ter-se-á uma medida da posição dos “encoders”.

Supondo-se que o decaimento da amplitude de oscilação entre dois extremos consecutivos é menor que a resolução desejada para o sensor ( $0,5^\circ$ ), a média dos extremos pode ser uma boa estimativa da posição central do pêndulo. Na realidade, testes preliminares demonstraram que a aproximação pela média gera erros menores que 1%.

O inconveniente de se usar a estimativa da média, é que são obtidos valores incoerentes para uma medição realizada durante um movimento lento e não oscilante, o que obriga o programa a detectar se o movimento que está sendo executado é oscilatório ou uma simples mudança de posição “lenta”. Isso pode ser conseguido através da inserção de um controle de tempo, que é habilitado enquanto não há detecção de bordas. Assim, se, após um certo número de ciclos de leitura de posição, não houve inversão de movimento a posição instantânea é assumida no lugar da média. O número de ciclos necessários é

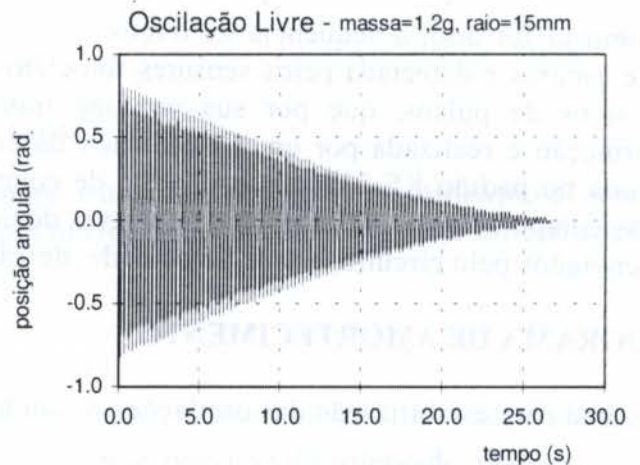


Figura 7 : Gráfico para uma oscilação livre



movimento (através de um algoritmo de verificação da inversão do sentido de rotação) e estimar a posição central (caso não se trate de movimento não oscilatório).

A figura 7 mostra o gráfico da posição angular do pêndulo em função do tempo, para uma posição inicial de  $45^\circ$  (0,79 rad). O pêndulo utilizado é um disco de 30 mm de diâmetro com uma massa na periferia de 1,0g. Tal gráfico foi levantado experimentalmente, com o auxílio de um programa preliminar, sem compensação de oscilação. Através da leitura instantânea dos pontos, sem amortecimento, vê-se que seria necessário esperar mais de 25 segundos para se saber a real inclinação do pêndulo, pois antes disso a oscilação é muito maior que a precisão desejada. Dada a simetria da curva, fica clara a eficiência da hipótese de estimativa da posição de equilíbrio pela média.

## 6. CONCLUSÕES

O uso do sistema digital de amortecimento - SDA- mostrou-se bastante satisfatório nas tarefas de eliminar os efeitos indesejáveis do movimento não amortecido de um sensor pendular (piezométrico), mantendo suas características benéficas de baixo tempo de resposta e precisão. O estudo comparativo com procedimentos tradicionais de amortecimento viscoso e magnético revelou uma clara vantagem no uso do SDA. Os resultados de testes aplicados ao SDA, durante sua implantação no sistema de medição posicional odontológico, mostraram uma resolução de 0,5 graus, uma repetibilidade de 99% e um tempo de resposta de 0,5 s, o que o torna bastante adequado a aplicações de sensoreamento dinâmico.

Embora sua implantação piloto tenha sido feita em uma plataforma de um microcomputador do tipo IBM-PC, não há nenhum obstáculo tecnológico para que o mesmo seja implementado em sistemas com microprocessadores dedicados, para uma operação totalmente autônoma.

## 7. REFERÊNCIAS

- Frederick, J.R. et al Operation of an electromagnetic eddy-current damper ..., *Journal of Vibrations and Acoustic, Trans. ASME*, v116, no.4, outubro 1994.
- Halliday, D. et al. *Física 3*, LTC-Livros Técnicos e Científicos Editora, 1984.
- Malvino, A.P. *Eletronic Principles*, MacGraw-Hill, Nova Iorque, 1984.
- Martins, N. *Introdução à Teoria da Eletricidade e do Magnetismo*, Edgard Blücher, 1975.
- Osborne, A. *An Introduction to Microcomputers*, 2a. ed., Berkeley Osborne MacGraw-Hill, Nova Iorque, 1987.
- Schildt, H. *Turbo Pascal Avançado - Guia do Usuário*, McGraw-Hill, 1988.
- Schiozer, D. *Mecânica dos Fluidos*, Editora Araguaia, pp. 425-443, 1990.
- Schlichting, H. *Boundary-Layer Theory*, McGraw-Hill, pp. 76-103, 1968.
- Swan, T. *Mastering Turbo Pascal 5.5*, Hayden Books, 1989.

PAPER CODE: GOB108

## TORQUÍMETRO ELETRÔNICO PARA MEDIDA DE TORQUE EM EIXOS MECÂNICOS ROTATIVOS

MARIO RICARDO GONGORA RUBIO & JOÃO DE AZEVEDO BOSKO

Instituto de Tecnologia, Universidade do Estado de São Paulo - UNESP, Cidade Universitária, s/nº, Araraquã, CEP 13001-300, São Paulo, S.P., Brazil. e-mail: gongora@unesp.br

# Tema 93

**Abstract**  
 A low cost, small weight static and dynamic torque transducer instrument was designed and implemented. This approach is specially suitable for industrial & household machines and hand tools. Strain gauged in this manner is often very low, so we propose a method using semiconductor photoresistors strain gages to obtain higher sensitivity with a simple construction for apparent strain due to local temperature effects or drift.

**Keywords**  
 Torque Measurement, Strain

# Instrumentação

### 1. INTRODUÇÃO

A determinação de torque em eixos rotativos tem como objetivo a verificação das características dos sistemas mecânicos, envolvimento de potência, verificação das potências fornecidas pelos motores, qualidade dos eixos e verificação de vibrações. Estes resultados geralmente são utilizados para a detecção e correção de problemas mecânicos como, por exemplo: geometria inadequada de um helice de navio, confirmação de danos eliminados durante a fase de projeto (potência fornecida pelo motor), sempre o fundamento para a otimização do desempenho global do sistema.

Existem diversos métodos para medição de torque em eixos usando técnicas de variação de relutância magnética, medidas de deslocamento de fase com métodos ópticos ou magnéticos e extensômetros elétricos "strain-gages" (Khazis A. G., 1984).

O instrumento aqui apresentado para a determinação do torque é do tipo telemétrico. A deformação torcional produzida no eixo, devido ao torque aplicado, desequilibra uma ponte de extensômetros elétricos colados em sua superfície. A tensão de desbalanceamento da ponte é amplificada e convertida em frequência, por uma circuitaria instalada no eixo.

Este sinal excita o primário (respira eletromagnética solidária ao eixo) de um estágio transformador de pulsos. Esses pulsos são captados por uma antena receptora (respira concêntrica ao eixo, porém estática), passam por um estágio conversor frequência - tensão e geram uma tensão elétrica proporcional que pode então ser monitorada e registrada.



PAPER CODE: COB108

## TORQUÍMETRO ELETRÔNICO PARA MEDIDA DE TORQUE EM EIXOS MECÂNICOS ROTATIVOS

MÁRIO RICARDO GONGORA RÚBIO &amp; JOÃO DRAGOJEVIC BOSKO

*Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo, DITT, Cidade Universitária, A.S.O., Butantã, CEP - 05508-901, São Paulo, S.P., Brasil. e-mail: gongoram@ipt.br*

### Abstract

A low cost, small wireless static and dynamic torque measurement strain gage based instrument was designed and implemented. This approach is specially suited for rotating shafts of ships, industrial & household machines and land vehicles. Strain associated to this measures is often very low, so we propose a method using semiconductor piezoresistor strain gages to obtain higher sensitivity with a simple compensation for apparent strain due to local temperature changes in shaft.

### Keywords

Torsion -Measurement, Semiconductor Strain Gages, Telemetry, Temperature Compensation.

### 1. INTRODUÇÃO

A determinação de torque em eixos rotativos tem como objetivo a verificação das características dos sistemas mecânicos envolvidos: obtenção das potências fornecidas pelos motores, qualidade dos eixos e verificação de vibrações. Estes resultados geralmente são utilizados para a detecção e correção de problemas mecânicos como, por exemplo, geometria inadequada de um hélice de navio, confirmação de valores estimados durante a fase de projeto (potência fornecida pelo motor), sempre contribuindo para a otimização do desempenho global do sistema.

Existem diversos métodos para medição de torque em eixos usando técnicas de variação de relutância magnética, medidas de deslocamento de fase com métodos óticos ou magnéticos e extensômetros elétricos "strain-gages" (Khazan A.D., 1.994).

O instrumento aqui apresentado para a determinação do torque é do tipo telemétrico. A deformação torcional produzida no eixo, devida ao torque aplicado desequilibra uma ponte de extensômetros elétricos colados em sua superfície. A tensão de desbalanceamento da ponte é amplificada e convertida em frequência, por uma eletrônica instalada no eixo.

Este sinal excita o primário (espira concêntrica solidária ao eixo) de um estágio transformador de pulsos. Esses pulsos são captados por uma antena receptora (espira concêntrica ao eixo, porém estática), passam por um estágio conversor frequência - tensão e fornecem uma tensão elétrica proporcional que pode, então, ser monitorada e registrada.

O registro final apresenta, assim, um valor proporcional à deformação torcional do eixo. O fornecimento de energia à eletrônica no eixo, pode ser realizado de varias formas: transmissão através de "Slip Rings", eletromagnética ou colocação de baterias no local, método usado neste instrumento.

Através da medida dessa deformação e conhecidas as características mecânicas do material do eixo: Módulo de Elasticidade e o Momento Polar de Inércia, calcula-se o valor do torque. Medindo-se a rotação do eixo calcula-se a potência fornecida pelo motor.

O instrumento para a medida de torque é adequado, não compromete o funcionamento do sistema de propulsão sendo suficientemente robusto para não sofrer influências das vibrações presentes no local das medições.

## 2. DESCRIÇÃO GERAL DO INSTRUMENTO

### 2.1 Conceitos básicos

A medida de torque usando extensômetros elétricos utiliza a dependência da tensão de cisalhamento ( $\tau_{xz}$ ) num eixo circular com o torque, quando submetido a uma torção pura.

De acordo com (Dally J.W.et al., 1.984):

$$\tau_{xz} = (T_q \cdot d) / (2 \cdot J_p) \quad (1)$$

onde :  $T_q$  = Torque,  $d$  = Diâmetro do eixo,  $J_p$  = Momento polar de inércia da seção.

As tensões principais apresentam o valor máximo a  $45^\circ$  com a direção longitudinal do eixo. Assim  $\sigma_1 = -\sigma_2 = \tau_{xz}$ . O torque então é medido através de quatro extensômetros elétricos colados a  $45^\circ$  graus em relação ao eixo longitudinal, a fim de captar as deformações máximas provocadas pela torção do eixo. Desta forma obtém-se deformações principais assim:

$$\varepsilon_1 = -\varepsilon_2 = (T_q \cdot d) / (4 \cdot G \cdot J_p) \quad (2)$$

onde:  $G$  = Módulo de elasticidade transversal do eixo.

Na figura 1 apresenta-se o arranjo típico da instrumentação no eixo. Mostrando os extensômetros, eletrônica, baterias e antena estacionaria transmissora de pulsos.

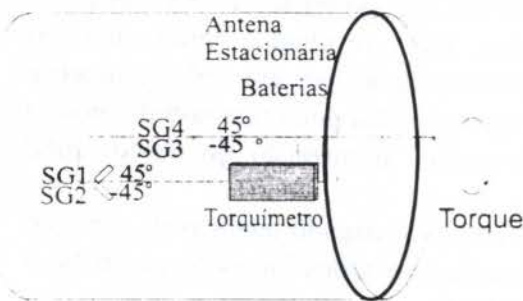


Figura 1. Arranjo de sensores e eletrônica instalada no eixo.

Com o intuito de eliminar o efeito de uma eventual flexão na seção circular do eixo, a ponte de extensômetros deve ser completada de forma diametralmente oposta.

A distribuição das deformações na flexão simples é plana e anti-simétrica em relação à linha neutra, então ligando-se os "Strain Gages" simétricos geometricamente e posicionados de forma diametralmente oposta, o efeito da flexão é eliminado.

A saída em tensão da ponte de Wheatstone completa alimentada com tensão DC fica :

$$V_o = (\Delta R / R) \cdot V_p = (GF \cdot V_p \cdot d \cdot T_q) / (4 \cdot G \cdot J_p) \quad (3)$$



onde :  $V_p$  = Tensão na ponte,  $GF$  = "Gage Factor" definido como:  $GF = (1/R)(\Delta R/\Delta \epsilon)$ ,  $\Delta \epsilon$  = Deformação aplicada ao extensômetro,  $R$  = Resistência do piezoresistor e  $\Delta R$  = Variação de resistência do piezoresistor com a deformação aplicada.

A sensibilidade da ponte (V/Nm) em relação ao torque aplicado no eixo fica então:

$$S_{Ts} = V_o / T_q = (GF \cdot V_p \cdot d \cdot K_1) / (4 \cdot G \cdot J_p) \quad (4)$$

A instrumentação implementada introduz uma constante multiplicativa ( $K_1$ ) ao sinal de saída da ponte de extensômetros, permitindo obter fundos de escala variáveis. Na tabela 1 apresentam-se os parâmetros relevantes para um caso típico de medida de potência em eixos rotativos de propulsor de embarcação com potência de 1.240 HP, numa rotação de 275 RPM obtidos pelo método implementado.

Tabela 1: Parâmetros relevantes para uma medida típica de torque em eixos rotativos

Parâmetro	$T_{q.F.E.}$	$\epsilon_{F.E.}$	$d$	$J_p$	$G_{aço}$	$GF$	$V_p$	$K_1$	$S_{T_o}$	$S_{T_s}$
Unidade	Nm	$\mu S$	m	$m^4$	$N/m^2$	-	V		V/Nm	V/Nm
Valor	$32,1 \cdot 10^3$	130	0,2	$157 \cdot 10^{-6}$	$7,94 \cdot 10^{10}$	2,1	2	$1 \cdot 10^3$	$1,7 \cdot 10^{-8}$	$1,7 \cdot 10^{-6}$

## 2.2 Torquímetro Eletrônico

O instrumento desenvolvido consta de dois circuitos eletrônicos separados (Bosko J.D. & Gongora-Rubio M.R., 1.995):

### • O circuito do Torquímetro:

Realiza a excitação e extração de sinal dos extensômetros elétricos e transmissão de informação. Todo o circuito do torquímetro incluindo baterias, é instalado no eixo, girando solidário ao mesmo.

### • O circuito de Recepção :

Realiza a recepção da informação e o condicionamento do sinal.

No primeiro, o sinal elétrico proporcional ao torque é amplificado e convertido numa variação de frequência que, após um "buffer" de corrente, excita o primário de um estágio transformador de pulsos posicionado na superfície do eixo, ver figura 2.



Figura 2- Torquímetro eletrônico no eixo

O local onde serão instalados os extensômetros elétricos, deverá guardar uma distância mínima de pelo menos uma vez e meia o diâmetro externo do eixo em relação ao mancal, pois é necessário que os extensômetros elétricos sofram apenas as influências do momento torsor.

Caso essa possibilidade não seja satisfeita, será necessário efetuar uma calibração do eixo no local.

O circuito de recepção e condicionador de sinal constitui-se de um comparador e um restaurador de pulsos, um conversor frequência-tensão, um filtro e um amplificador de saída conforme mostrado na figura 3.

Neste circuito ajusta-se, no local, o nível de comparação para obter pulsos padrão e o zero do instrumento para torque nulo.

O Fundo de Escala do torquímetro é determinado pelas características do ensaio a ser realizado, após cálculo do torque esperado, a partir de informações sobre a potência aplicada ao eixo rotativo, sua geometria e módulo de elasticidade transversal.

Portanto, conhecendo-se o valor do torque esperado, ajusta-se o fundo de escala, mudando-se o ganho do Amplificador Diferencial do Circuito. O ajuste inicial do torquímetro é realizado com o potenciômetro de balanceamento para uma frequência central de 30 KHz, ajustada, através do comparador de entrada.



Figura 3-Diagrama de blocos do receptor

O fundo de escala em frequência de  $\pm 20$  KHz é ajustado para a saída máxima da ponte de extensômetros elétricos.

O sinal de 30 KHz, captado pela antena receptora, deve ser ajustado com o potenciômetro de zero, obtém-se uma saída analógica correspondente a torque nulo.

A eletrônica remota esta projetado para fornecer um F.E. da tensão de saída de  $\pm 2.0$  Volts para  $\pm 200$   $\mu$ Strain.

## 2.3 Resultados experimentais

O torque é medido através de quatro extensômetros elétricos colados a  $45^\circ$  graus em relação à direção longitudinal do eixo. A posição correta pode ser obtida com a utilização de gabarito para riscagem. O sistema tem sido calibrado com um dispositivo de aplicação de torque estático obtendo-se resultados nas calibrações com diferenças em torno de 0.1% de F.E. em relação ao valor teórico. Atualmente o instrumento é aferido com um simulador de ponte de extensômetros elétricos apresentando bons resultados, já que os erros envolvidos numa medida em escala real estão entre 2 e 4% (devido às incertezas no cálculo do módulo de elasticidade transversal do eixo, posicionamento e desalinhamento na colagem dos extensômetros no eixo, etc).

O instrumento desenvolvido foi testado em diversos tipos de medidas como mostrado nas series temporais de registros obtidos: em embarcações Fig.4 , em maquinas de lavar roupa Fig.5 e em laminadoras de tiras metálicas a quente Fig.6. Também tem sido usado para medir flexão e empuxo em eixos rotativos.

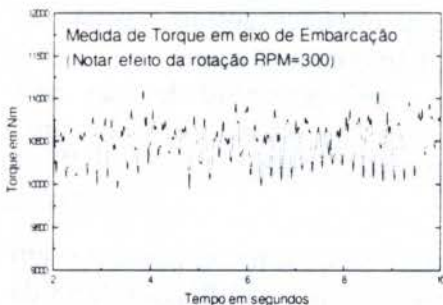


Figura 4. Medida em embarcação

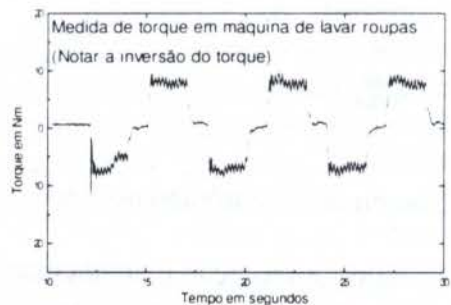


Figura 5. Medida em lavadora

Estas medidas foram realizadas no campo usando o mesmo instrumento, energizado com baterias, mudando-se apenas seu fundo de escala para adapta-lo à aplicação.



A autonomia do instrumento está limitada à capacidade em A/h das baterias (em torno de 24 h). Um sistema de desligamento das baterias a bordo, usando o mesmo sistema de acoplamento de pulsos, foi desenvolvido para aplicações onde era necessário executar aquisições periódicas.

Atualmente realizam-se trabalhos no sentido de desenvolver um sistema eletromagnético de fornecimento de energia ao circuito e sensores no eixo, isto já é realizado através de "Slip Ring" quando o eixo apresenta uma extremidade disponível.

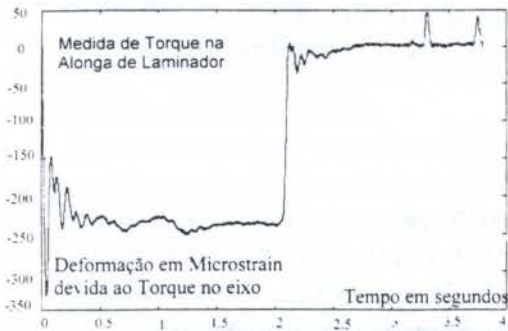


Figura 6. Medida em Siderúrgica

Este novo sistema de fornecimento de energia possibilitaria o uso do instrumento desenvolvido, para monitorar torque continuamente durante longos períodos.

Nos casos de medidas de empuxo e torque em eixos superdimensionados a baixa sensibilidade dos piezoresistores de filme metálico é crítica, sugerindo a procura de sensores mais adequados.

### 3. MEDIDAS USANDO EXTENSÔMETROS ELÉTRICOS SEMICONDUTORES

Os extensômetros elétricos normalmente usados em instrumentação são os de filme metálico. Nestes o "Gage Factor" apresenta valores em torno de 2, devido principalmente a que as variações de ordem geométrica do extensômetro são predominantes em relação às variações de resistividade. Nos extensômetros elétricos semicondutores este fenômeno não ocorre, sendo a variação de resistividade a responsável pelo alto valor de "Gage Factor" (GF), em torno de 100, porém com características pobres com a temperatura (Kanda J., 1.991).

O problema da baixa sensibilidade dos extensômetros de filme metálico é atenuado graças as excelentes características térmicas como o TCR (coeficiente de variação da resistência com a temperatura), o TCGF (coeficiente de variação do GF com a temperatura) e de estabilidade de longo termo destes piezoresistores. Estes coeficientes são definidos assim:  $TCR = (1/R) \cdot (\Delta R / \Delta T)$  e  $TCGF = (1/GF) \cdot (\Delta GF / \Delta T)$ , com  $\Delta T$  = Variação da temperatura e  $\Delta GF$  = Variação do "Gage Factor".

Na tabela 2 apresenta-se uma comparação dos parâmetros relevantes das diversas implementações de piezoresistores, verificando-se o excelente comportamento dos filmes metálicos com a temperatura.

Tabela 2 : Comparação de piezoresistores implementados com diversas tecnologias

Tipos	GF	TCR ppm/ $^{\circ}$ C	TCGF ppm/ $^{\circ}$ C	Resistência $\Omega$	Estabilidade longo termo
Filme Metálico	2→5	20→200	20 →50	120→350	muito boa
Filme Espesso	2→20	50→100	100 →500	1K→10K	boa
Filme Fino	2→10	20→1000	20 →100	100→1K	boa
Semicondutor	50→200	1000→2000	-500 →-1500	50→5K	boa

Claramente, de acordo com a equação (4), para aumentar a sensibilidade ao torque deste método de medida, mantendo as mesmas condições geométricas e de materiais do sistema em teste, deve-se aumentar o valor da alimentação da ponte, aumentar o ganho do sistema eletrônico ou aumentar a sensibilidade do extensômetros elétricos usados.



Normalmente os eixos dos sistemas rotativos são projetados com coeficientes de segurança elevados o que significa baixas tensões de cisalhamento no eixo, portanto baixas deformações ( $< 150 \mu\text{Strain}$ ) nos piezoresistores para torques de trabalho. Também, em algumas medidas os eixos rotativos estão submetidos a vibrações de pequenas amplitudes e freqüências elevadas, especialmente quando se investiga o estado de redutores ou mancais. Neste caso, gradientes de temperatura se apresentam ao longo do eixo, impedindo o uso de outros tipos de extensômetros elétricos sem uma compensação térmica adequada.

Os piezoresistores semicondutores são hoje largamente usados em sensores de silício (Kloeck B., 1.994), onde se aproveita sua alta sensibilidade para medir baixas deformações em microestruturas, aplicando-se métodos sofisticados para sua compensação térmica (Gakkestad J. et al., 1.995).

### 3.1 Metodologia proposta

Recentemente foi proposto um modelo de primeira ordem para extensômetros elétricos semicondutores, adequado para deformações menores que  $1000 \mu\text{Strain}$  e temperaturas abaixo de  $110^\circ\text{C}$ . O modelo usa parâmetros de engenharia como GF, TCR e TCGF. (Muranaka C.S. & Gongora-Rubio M.R., 1.996). Neste caso o piezoresistor pode ser representado assim:

$$R = R_o \cdot \{1 + GF_o \cdot \Delta\varepsilon + [TCR + (TCR + TCGF) \cdot GF_o \cdot \Delta\varepsilon] \cdot \Delta T\} \quad (5)$$

Onde: R = Resistência do piezoresistor numa temperatura T,  $R_o$  = Resistência de referência do piezoresistor sem deformações aplicadas numa temperatura de referência  $T_{ref}$ ,  $GF_o$  = "Gage Factor" equivalente na temperatura de referência  $T_{ref}$ ,  $\Delta T = T - T_{ref}$  variação da temperatura.

Aplicando este modelo numa ponte completa de piezoresistores, como mostrada na figura 7 é possível verificar os desvios na tensão de saída devido a variações da temperatura. A saída da ponte, supondo os piezoresistores iguais, por simplicidade, fica sendo :

$$V_o = GF_o \cdot V_p \cdot \left\{ \frac{[(TCR + TCGF) \cdot \Delta T + 1]}{(1 + TCR \cdot \Delta T)} \right\} \cdot \varepsilon \quad (6)$$

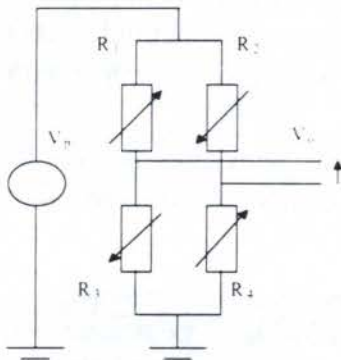


Figura 7. Ponte de piezoresistores com fonte de tensão

Fica evidente em (6) que os desvios de  $V_o$  devido a variações de temperatura são excessivos e que se faz necessário uma compensação, para utilizar este esquema de medida. Supõe-se agora que a fonte de tensão de excitação da ponte varia com a temperatura da seguinte forma:

$$V_p = V_{po} \cdot (1 + TCV \cdot \Delta T) \quad (7)$$

Com  $V_{po}$  = Tensão da ponte na temperatura de referência e  $TCV$  = Coeficiente de variação de  $V_p$  com T.

Aplicando o modelo, realiza-se com a expressão resultante uma expansão de Taylor ao redor de  $T = T_{ref}$  e verifica-se a condição necessária para eliminar o termo dependente de  $\Delta T$ . Obtém-se então a condição:  $TCV = -TCGF$ , que fornece uma tensão de saída, assim :

$$V_{oc} = V_{po} \cdot GF_o \cdot \left\{ [1 - (TCGF \cdot TCR + TCGF^2)] / (TCR + 1) \right\} \Delta T^2 \cdot \varepsilon \quad (8)$$



Verifica-se então na expressão (8) o termo independente da temperatura e um termo de segunda ordem, confirmando-se a compensação do termo em  $\Delta T$ .

### 3.2 Simulações e resultados

Foram realizadas simulações para caracterizar o método proposto e compara-lo com a instrumentação clássica usando extensômetros metálicos. Verificou-se, também, o erro introduzido por este método para uma faixa de temperatura de 80 °C, supondo um fundo de escala de 150 $\mu$ S.

A figura 8 apresenta os resultados da simulação para a saída ideal, não compensada e compensada com a temperatura. A figura 9 mostra o erro em relação ao F.E. para piezoresistores semicondutores.

Da mesma forma foi realizada simulação para ponte de piezoresistores metálicos, obtendo-se os resultados mostrados nas figuras 10 e 11, para a saída ideal e não compensada com a temperatura e o erro em relação ao F.E..

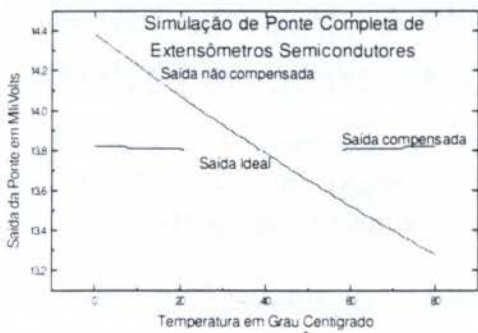


Figura 8. Tensão de saída - Semicondutor



Figura 9. Erro % de F.E. - Semicondutor

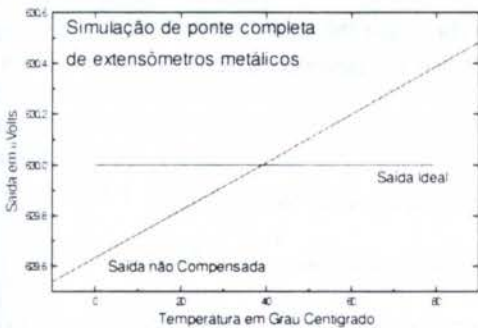


Figura 10. Tensão de saída - Metálico

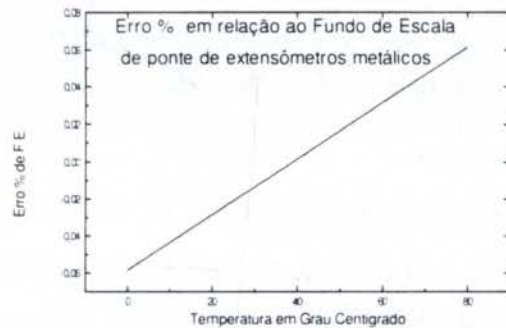


Figura 11. Erro % de F.E.- Metálico

Na tabela 3 encontram-se os resultados comparativos para piezoresistores de filme metálico e semicondutores e os valores dos parâmetros usados nas simulações.

Tabela 3 Resultados das simulações e parâmetros usados

Piezo - resistor	Potência na Ponte	Sensibilidade na Ponte	Erro Max.	Resistência	Fundo de Escala	TCR	GF	TGCF	$V_p$	Compensado com T	Faixa de Temp.
	mW	V/ $\mu$ S	% F.E.	$\Omega$	$\mu$ S	ppm/ $^{\circ}$ C	-	ppm/ $^{\circ}$ C	V	-	$^{\circ}$ C
Metálico	33,33	$4,2 \cdot 10^{-6}$	0,05	120	150	5	2,1	15	2	não	80
Semicond.	16,8	$92 \cdot 10^{-6}$	0,15	59,5	150	2024	92	-1000	1	sim	80

Verifica-se que apesar do método proposto ter um percentual de erro de F.E. maior que o piezoresistor de filme metálico, não compensado, este apresenta três figuras de mérito, bastante adequadas para nossos objetivos, a saber:

- Potência (mW) dissipada pela ponte menor
- Sensibilidade (V/ $\mu$ S) na saída da ponte maior
- Aumento do SNR (dB) do método de medida

Desta forma será possível configurar um sistema de medida que dissipa a metade da potência e apresenta uma sensibilidade vinte vezes maior. Evidentemente o ganho da eletrônica será menor e a relação sinal ruído (SNR) terá um acréscimo de 26 dB para o caso estudado.

Atualmente encontra-se em modificações o circuito já desenvolvido para adaptá-lo ao uso de extensômetros semicondutores e permitir fornecimento de energia externamente.

#### 4. CONCLUSÕES

Neste trabalho apresentou-se o desenvolvimento e a implementação de um torquímetro eletrônico para medida de torque estático e dinâmico, utilizado em eixos de propulsores de embarcações, de máquinas operatrizes e em veículos rodoviários e ferroviários.

Mostrou-se ainda um método para a utilização de extensômetros elétricos semicondutores para a medição de pequenas deformações ( $< 150\mu$ S) em eixos rotativos, viabilizando a medida de parâmetros como torque, flexão e empuxo com variações de temperatura elevadas.

Introduziu-se também uma forma simples de compensação das variações (deformação aparente) dos piezoresistores devidas à temperatura no eixo rotativo.

#### 5. AGRADECIMENTOS

Agradecemos aos nossos colegas do IPT pelo suporte dado a este desenvolvimento, as sugestões do Eng. J. C. Zanutto e especialmente ao Eng. C. M. de Figueiredo que o originou.

#### 6. REFERÊNCIAS

- BOSKO J.D. & GONGORA-RUBIO M.R., *Manual de uso de torquímetro telemétrico* IPT, 1.990
- DALLY J.W., RILEY W.F. & MCCONNELL K.G., *Instrumentation for Engineering Measurements*, John Wiley, New York, 1.984
- GAKKESTAD J. ET AL., Effects of process variations in CMOS circuit for temperature compensation of piezoresistive pressure sensors, *Sensors and Actuators*, vol.A48, 1995.
- KANDA J., Piezoresistive effect of Silicon, *Sensors and Actuators*, vol.A28, pp.83-91, 1991.
- KHAZAN A.D. *Transducers and their elements*, Prentice Hall, Englewood Cliffs 1.994.
- KLOECK B., *Chapter 5: Piezoresistive Sensors In: "Sensors a Comprehensive survey, Vol.7, Mechanical Sensors,"*Ed.: Gopel W. et al., pp.146-172, VCH, 1994.
- MURANAKA C.S. & GONGORA-RUBIO M.R., A simple SPICE model of piezoresistive strain gages using engineering parameters for signal conditioning circuit design, *Sensors & Actuators*, (submitted), 1.996.





PAPER CODE: COB1278

## RESPOSTA DINÂMICA DE SENSORES DE TEMPERATURA ATRAVÉS DO DESMASCARAMENTO EM MEIO LÍQUIDO

JOÃO NILDO DE S. VIANNA, ALESSANDRO BORGES DE S. OLIVEIRA & ARTHUR CARNEIRO NETO  
*Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília - ENM-UnB*  
*CEP 70910-900 Brasília - Brasil - E-mail: vianna@enm.unb.br*

### Abstract

This work presents a comparative study between two methods for the generation of a step function temperature signal to be used in the dynamic calibration of temperature sensors in liquid. The classic method, in which the sensor is rapidly immersed in a fluid at different temperature, is compared with the unmasking method. In this method the sensor is placed in the fluid, but is isolated from it by a mask pressurized internally. An especially designed rotating tank was used in these tests. The results obtained have shown that, at least for a given type of sensor, the unmasking method presents better results than the immersion method.

### Keywords

Calibração Dinâmica, Tempo de Resposta, Sensores de Temperatura, Medição Transiente de Temperatura.

### 1. INTRODUÇÃO

A caracterização metrológica do comportamento dinâmico dos sensores de temperatura consiste em determinar seu tempo de resposta e/ou sua função de transferência, quando submetido a uma excitação do tipo função degrau. A dificuldade fundamental é que a resposta dinâmica do sensor depende essencialmente dos complexos mecanismos de acoplamento do sensor com o meio no qual está sendo calibrado e da forma como é gerada a função degrau.

Segundo a concepção do dispositivo de calibração e a forma como o calor é transferido entre o sensor e o meio existem três grandes grupos de equipamentos básicos para a calibração dinâmica de sensores de temperatura: os dispositivos radioativos, os condutivos e os convectivos.



Nestes últimos, o sensor é submetido a um degrau de temperatura onde o processo de transferência de calor é puramente convectivo, e o meio pode ser líquido ou gasosos.

Muitos equipamentos convectivos tem sido desenvolvidos, vários deles com a operação de tal maneira complicada que os inviabiliza como dispositivo metrológico, como o proposto por Karmalita *et al.* (1985). O método mais simples e mais difundido, consiste em inserir o sensor rapidamente em um banho líquido com temperatura controlada. Heutz (1978) desenvolveu um equipamento que consistia de um recipiente, dotado de um dispositivo mecânico que mergulhava o sensor rapidamente no líquido pré-aquecido contido no recipiente. Esta idéia básica tem sido sistematicamente aperfeiçoada com vistas a criação de um equipamento que atenda aos requisitos metrológicos.

Andrade *et al.* (1993) realizou um aprofundado estudo em um recipiente com dispositivo de mergulho pneumático, onde foram analisados os efeitos da velocidade de mergulho e das propriedades físicas de diversos líquidos. Uma das importantes conclusões deste trabalho é a constatação dos efeitos do resfriamento local do líquido em torno do sensor, antes da intervenção das correntes convectivas do meio. Outro problema que comprometia a calibração de sensores com resposta rápida, que são normalmente de construção muito delicadas, era que, freqüentemente, durante o processo de inserção no banho, ocorria o rompimento do sensor, devido às fortes acelerações a que era submetido durante o mergulho. Isso era agravado pelo fato de que quanto menor fosse o tempo de resposta do sensor, ou seja, quanto mais delicado fosse o sensor, mais rápido deveria ser o mergulho, para que a velocidade de penetração não influenciasse no seu tempo de resposta.

Para superar estes problemas desenvolveu-se uma cuba rotativa, com velocidade variável, de maneira a controlar o coeficiente global de troca de calor. Além do dispositivo clássico de mergulho, foi concebido uma outra alternativa para gerar o degrau de temperatura, que consiste em desmascarar o sensor previamente inserido no meio líquido, porém isolado deste, por meio de um dispositivo pneumático. Uma das vantagens do método de desmascaramento é que o sensor permanece estático durante todo o processo, preservando assim os sensores mais frágeis. Neste método, a pressão do dispositivo pneumático é o único agente responsável pela alteração do meio que o envolve, antes de ser submetido ao degrau de temperatura.

O objetivo deste trabalho é apresentar uma avaliação da performance do dispositivo de desmascaramento através de um estudo comparativo do desempenho dinâmico do sensor obtido pelo método clássico de mergulho e pelo método de desmascaramento. Estes resultados permitem definir as vantagens e desvantagens de cada método, identificar a influência de alguns mecanismos de acoplamento do sensor com o meio, bem como estabelecer os limites metrológicos dos dois dispositivos.

## 2. DISPOSITIVO EXPERIMENTAL E METODOLOGIA DE ENSAIO

A Cuba Rotativa, Figura 1, é o dispositivo experimental destinado a colocar em movimento o líquido contido no seu interior. O equipamento consta basicamente de duas cubas cilíndricas, acionadas pelo mesmo eixo, sendo que a cuba interior é montada invertida. Sua concepção permite o controle do coeficiente de transferência de calor por convecção entre o sensor e o meio de calibração. Os critérios usados na realização do equipamento foram: pequeno gradiente de velocidade do escoamento na seção de ensaio, perfil de temperatura estabilizado e estabilidade do escoamento. Para atender estes requisitos, os dois cilindros coaxiais têm velocidades angulares independentes. A planicidade da superfície livre da veia líquida que escoava entre as duas cubas é



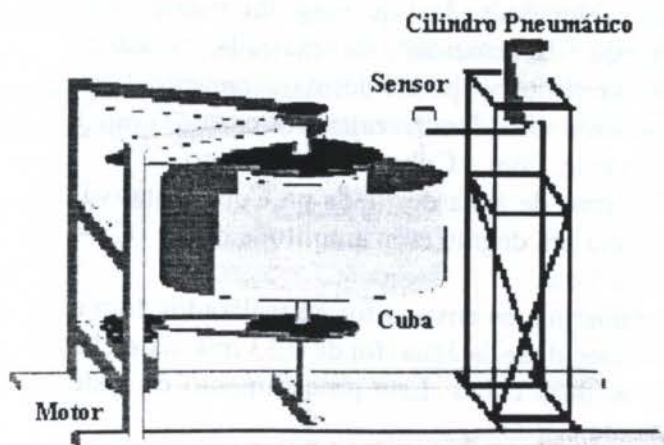


Figura 1 - Cuba Rotativa para Calibração Dinâmica

de sincronização do acionamento do cilindro pneumático com o "trigger" do sistema de aquisição de dados. O dispositivo de mergulho, Figura 2, é acionado por um cilindro pneumático em cuja haste está fixo o sensor que é mergulhado rapidamente no meio líquido, a velocidade de mergulho depende da pressão.

O dispositivo de desmascaramento, Figura 3, é composto por uma máscara de proteção do sensor, fixa à haste do cilindro pneumático. O sensor instalado no interior da máscara pressurizada, é mergulhado no meio líquido. Acionado o cilindro retira a máscara rapidamente, deixando o sensor em contacto com o líquido. Naturalmente este sistema pode operar tanto com a cuba em movimento quanto parada.

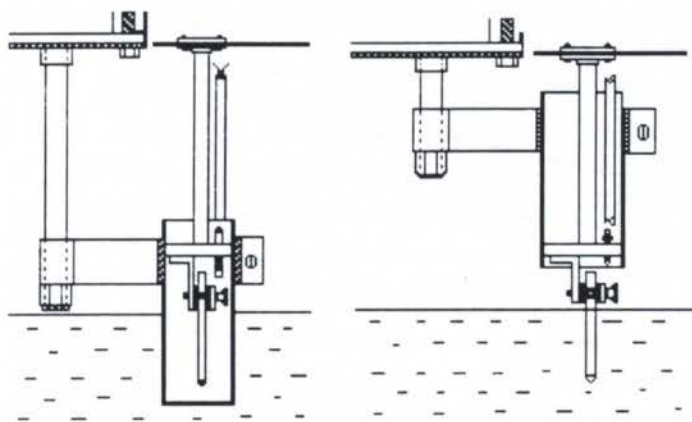


Figura 3 - Dispositivo de Desmascaramento nas duas posições de operação.

estaticamente no intervalo entre 20 e 55 °C. O amplificador marca CIL tem o ganho variável de 100 a 1000X, com junta de referência de PT 100. A aquisição e tratamento dos dados foi realizada pelo Analisador Dinâmico de Sinais marca HP modelo 35655A, com dois canais com faixa de frequência até 102 kHz, com resolução mínima de 244  $\mu$ Hz. O sinal de saída do sensor foi amplificado 200X e adquirido e tratado pelo Analisador Dinâmico de Sinais.

Estudos preliminares foram conduzidos por Carneiro Neto (1995), com o objetivo determinar a seção de testes ideal da Cuba Rotativa. Para tanto foram avaliados os gradientes de

assegurada pela minimização do gradiente radial de velocidade, que obtido igualando as velocidades tangenciais dos dois cilindros. O conjunto é acionado por um motor de corrente alternada controlado por um variador de frequência de 0 a 300Hz, o que permite variar a rotação da cuba e conseqüentemente do escoamento no seu interior. Fazem parte da Cuba Rotativa os seguintes componentes: dispositivo de mergulho, dispositivo de desmascaramento, ambos acionados por cilindros pneumáticos, resistência de aquecimento e termostato e circuito

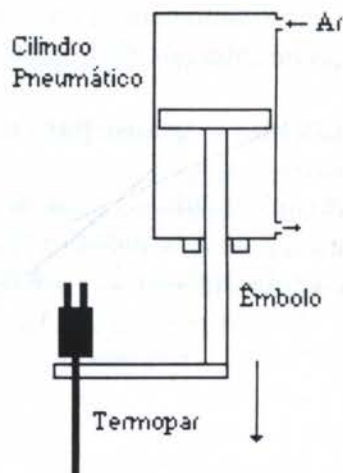


Figura 2 - Dispositivo de Mergulho Direto

A instrumentação é composta pelo sensor de temperatura, amplificador de sinal e um sistema de aquisição e tratamento de dados. Para os ensaios foram utilizados termopares do tipo K, encapsulado e nu, calibrados

velocidade e temperatura no sentido radial e vertical, velocidade ideal de mergulho e amplitude do degrau de temperatura. Naturalmente, com exceção da velocidade de mergulho, todos os outros parâmetros são válidos tanto para o mergulho direto quanto para o desmascaramento. Com efeito, para determinar a velocidade de desmascaramento ideal foram realizados ensaios com 3 níveis de pressão de acionamento do cilindro pneumático, com a Cuba em movimento.

Todos os ensaios foram realizados com 30 litros de água destilada na Cuba Rotativa, aquecida a  $52\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$  e o ambiente a  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , que gera um degrau com amplitude de  $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ . A profundidade de mergulho e desmascaramento foi de 5 cm.

Nos dois casos, termopar encapsulado e termopar nu, os ensaios foram realizados com a Cuba parada e em movimento. Neste último caso a velocidade da água foi de 0,33 m/s, na seção de testes localizada na metade da distância entre as duas cubas. Este procedimento de teste permitiu a avaliação de cada parâmetro separadamente.

### 3. ANÁLISE DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS.

Em trabalhos anteriores, Vianna e Andrade (1993) constataram que os termopares nus e os encapsulados, quando a entrada é uma função degrau, respondem como um sistema de primeira e segunda ordem respectivamente. Muito embora a constante de tempo a 63% do valor do degrau seja suficiente para descrever o desempenho dinâmico dos sensores de primeira ordem, neste trabalho, tanto para os sensores nus como encapsulados, as características dinâmicas serão analisadas no intervalo de 5 % do início da sua resposta a 95% do valor estabilização.

#### 3.1. Resultados e Análise para o Sensor de Ponta Exposta

A velocidade de desmascaramento é função da pressão de operação do cilindro pneumático. Para determinar os efeitos deste parâmetro sobre a qualidade de resposta do sensor realizou-se ensaios com 2, 4 e 6 bar. Os resultados dos ensaios são apresentados na figura 4.

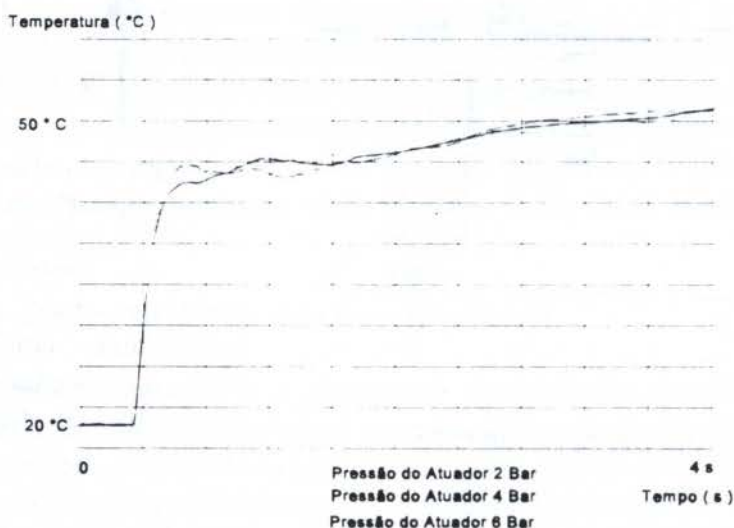


Figura 4 - Influência da velocidade de desmascaramento sobre a resposta do termopar nu com a escoamento de 0,33 m/s.

Os resultados exibidos na Figura 4 indicam que, muito embora o tempo final de estabilização não seja afetado, a velocidade de desmascaramento muito alta provoca flutuações de temperatura. A resposta dinâmica do sensor é mais estável quando o cilindro pneumático é



acionado a 4 bar . Será esta a pressão de acionamento em todos os experimentos.

De maneira similar ao caso anterior, a velocidade do mergulho direto também não afeta a resposta do sensor, entre 5 e 95% do valor do degrau, como mostra a Figura 5. O inconveniente do mergulho direto é o rompimento do sensor devido as acelerações a que é submetido.

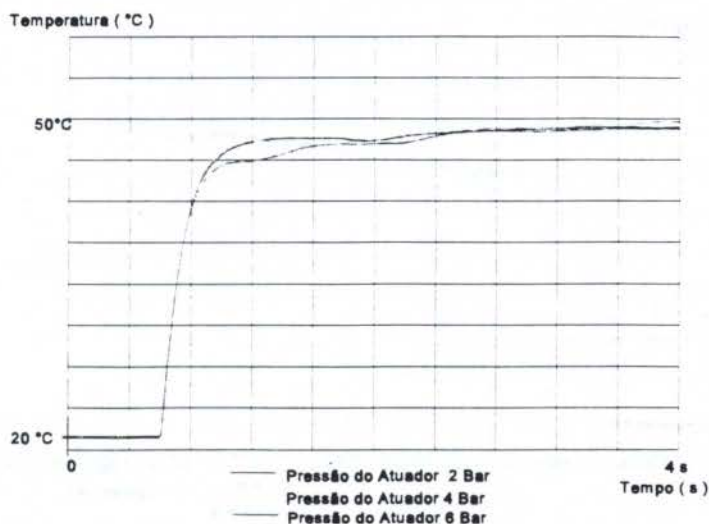


Figura 5 - Respostas do termopar nu com várias velocidades de mergulho direto e com o escoamento a 0,33 m/s.

Na Figura 6 são apresentadas as curvas de resposta do sensor com mergulho direto e desmascaramento, com a Cuba parada. Pode-se observar que, nesta condição de ensaio, embora a resposta inicial do sensor seja inalterada para os dois casos, a presença de correntes convectivas e resfriamento localizado provocado pelo sensor, provocam perturbações que afetam o tempo de estabilização da temperatura e consequentemente a qualidade metrológica da resposta.

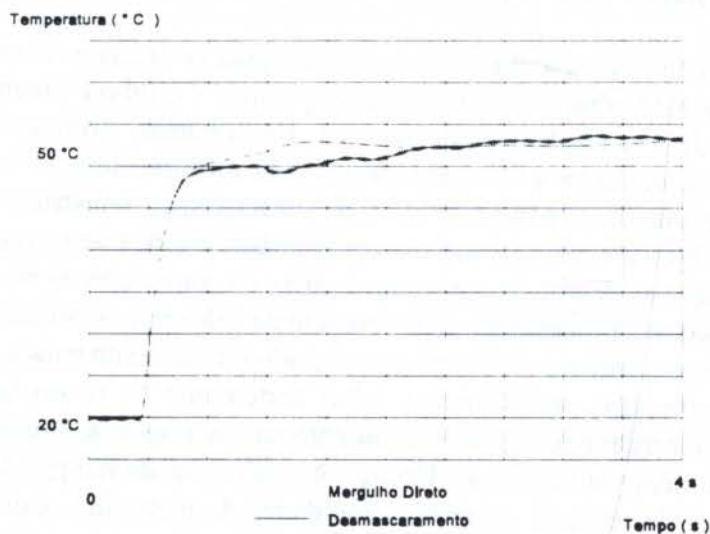


Figura 6 - Resposta do sensor nu pelos métodos do mergulho direto e desmascaramento e  $V=0$ .

Por fim, devido à pequena inércia térmica da ponta exposta do termopar, o desempenho dinâmico do sensor não é afetado pela velocidade do escoamento em torno dele, uma vez que a maior taxa de transferência de calor deve ocorrer durante o processo de exposição do sensor ao

meio líquido. Entretanto, ensaios desmascarando o sensor com a Cuba parada e em movimento, Figura 7, evidenciam que o escoamento em torno do sensor melhora a qualidade do sinal de resposta.

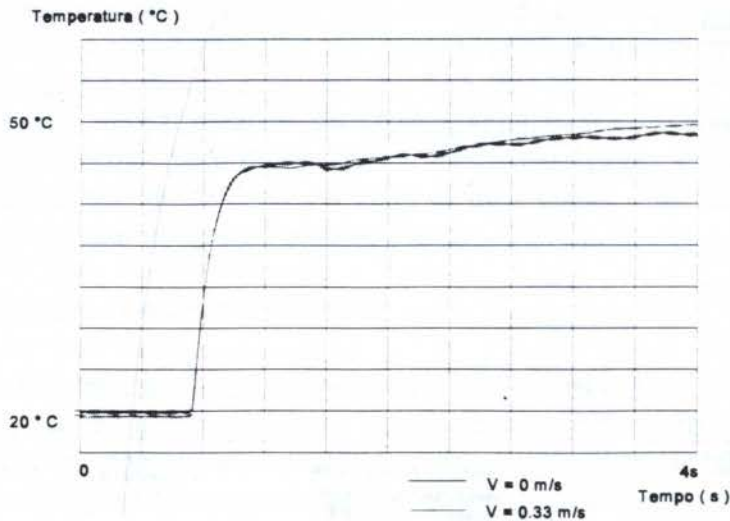


Figura 7 - Resposta do sensor nu, com desmascaramento e  $V=0$  e  $V=0,33$  m/s.

Este estudo mostra que os termopares com elemento sensível exposto, construídos com fio de pequeno diâmetro tem a mesma curva de resposta dinâmica, independentemente do método de submetê-lo à função degrau. Neste caso, a grande vantagem da calibração dinâmica do sensor pelo método do desmascaramento está em preservar a integridade do sensor.

### 3.2 Resultados e Análise para o Sensor Encapsulado

Nos termopares encapsulados a junta sensível é montada no interior de um tubo de aço Inox fechado na extremidade. O espaço entre o elemento sensível e o tubo é preenchido por um pó metálico compactado de alta condutividade térmica. Em algumas montagens o elemento sensível está em contato direto com a extremidade fechada do tubo de aço, em outras não. Assim, os sensores encapsulados, dependendo de suas características construtivas, podem ter comportamento dinâmico diferente, mesmo que sua sensibilidade estática seja a mesma. Quando estes sensores são submetidos ao degrau de temperatura, além da convecção do meio líquido para o sensor, está também presente o processo de transferência de calor por condução, inicialmente para o tubo de proteção, posteriormente para o pó compactado e finalmente para a junta sensível. Esta constituição física complexa naturalmente influi fortemente na resposta dinâmica do termopar, atuando com um mecanismo de amortecimento na sua resposta. Conseqüentemente, estes termopares são bem menos sensíveis às flutuações localizadas de temperatura. Na Figura 8 são mostradas as curvas de resposta a várias velocidades de mergulho. Constata-se que a velocidade de mergulho não altera a resposta do sensor.



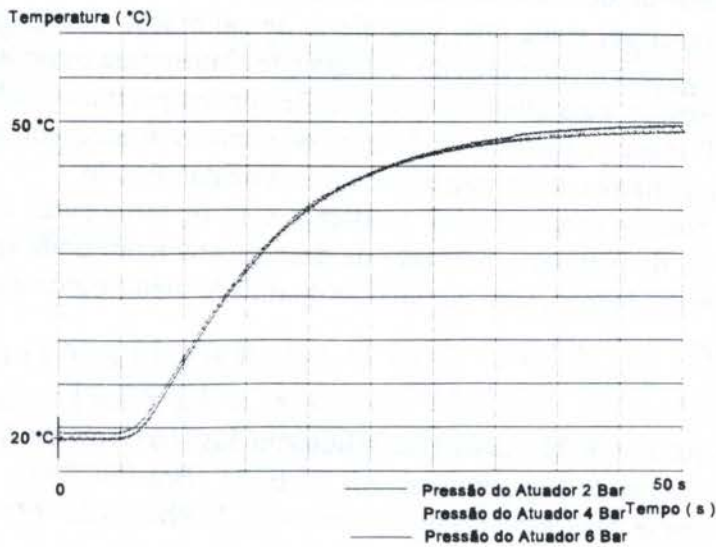


Figura 8 - Sensor encapsulado com várias velocidades de mergulho direto e com  $V=0,33$  m/s.

Na figura 9 são apresentadas as curvas de resposta do termopar encapsulado obtidas com o mergulho direto e com o desmascaramento. Verifica-se que, qualquer que seja o método, a resposta do sensor não se altera.

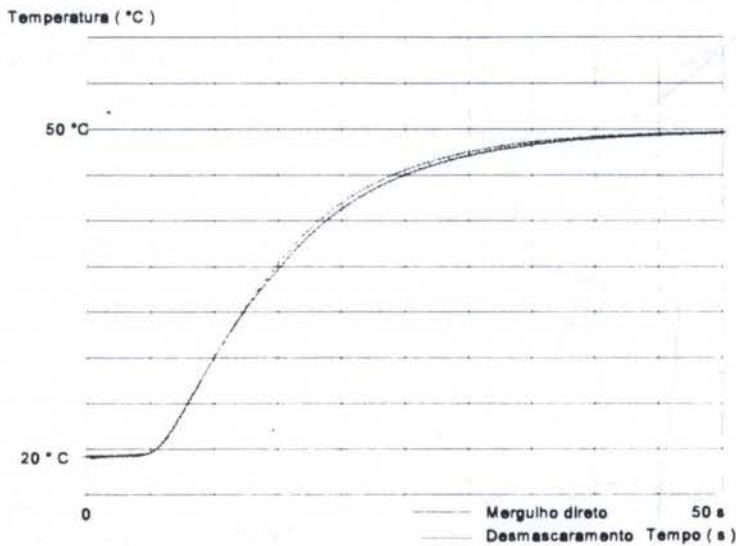


Figura 9 - Resposta do sensor encapsulado obtida pelo mergulho direto e por desmascaramento com  $V=0,33$  m/s.

#### 4. CONCLUSÕES

O dispositivo de mergulho direto é universalmente aceito como método para calibração dinâmica de sensores de temperatura. Entretanto, sua utilização para determinação do tempo de resposta de sensores construídos com fios muito finos e com ponta exposta freqüentemente danifica o sensor. O dispositivo de desmascaramento do sensor em meio líquido foi concebido como um método alternativo ao de mergulho direto. A análise dos resultados experimentais

permite inferir que o método do desmascaramento não altera a resposta dinâmica deste tipo do sensor. Estes resultados mostram ainda que, para efeito de calibração dinâmica, a qualidade metrológica do sinal de saída será melhor quando o degrau de temperatura é combinado com um escoamento em torno do sensor, para eliminar as flutuações de temperatura localizadas devido às correntes convectivas. Portanto, o dispositivo de desmascaramento é adequado para calibração de sensores de temperatura relativamente frágeis sem riscos de danificá-lo.

Adicionalmente, para os sensores mais resistentes com os termopares encapsulados e termômetros de resistência de platina, o processo de desmascaramento pode igualmente ser utilizado no dispositivo de calibração, sem prejuízo na qualidade metrológica da sua resposta.

## 5. REFERÊNCIAS

- VIANNA, J.N.S., ANDRADE, F.E.M. Análise da Influência das Variáveis de Acoplamento na Resposta Dinâmica de Sensores de Temperatura, XII COBEM, Brasília, 1993.
- HUETZ, J. Temps de Réponse des Décteurs de Température- Méthodes des Mesures, Bulletin BNM, n° 32-33, p36- 1978.
- KAMALITA, V.A., KRIVONOSOV, I.I., LOBONOV, V.E. Metrological Support to Computerized Tests on Aircraft Gas-turbine Engines under Transient Conditions, traduzido do russo de Izmeritel'naya Teknika, n° 1, Moscou, p.p. 4-6., 1987.
- ANDRADE, F.E.M. Calibração Dinâmica de Sensores de Temperatura, Projeto de fim de curso, ENM-UnB, 1993.
- CARNEIRO NETO, A. Calibração Dinâmica de Sensores de Temperatura - Cuba Rotativa, Projeto de fim de curso, ENM-UnB, 1995.





PAPER CODE: COB1341

## UTILIZANDO O MATLAB PARA O CONTROLE DE UM SIMULADOR DINÂMICO EM TRÊS EIXOS/ *USING MATLAB TO CONTROL A THREE AXIS DYNAMIC SIMULATOR*

**Wilson Roberto Freire Rosa & Paulo Giacomio Milani**

*Divisão de Mecânica Espacial e Controle - DMC, Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais - INPE  
Caixa Postal 515, CEP 12.201-970 São José dos Campos, SP Brasil  
e-mail: lab@dem.inpe.br e milani@dem.inpe.br*

### Abstract

This work presents the description of an interface software between MATLAB and a three axis dynamic simulator Contraves 53M2-30H. The host computer is an IBM-PC which communicates with the simulator by means of a dedicated interface specially built for this purpose. A software written in C enables to command the simulator exactly in the same way as if it the command keyboard of the simulator controller were used. An additional set of routines that are not built in the simulator controller like multiple rate or position reads was also developed. Based on both sets of routines it was developed an interface software with MATLAB that enables the user to access all the control functions of the simulator directly from the analysis environment of that software.

### Keywords

- Real Time, Interactive Software, Attitude Control, Physical Simulation, Hardware in the Loop Tempo real, Software Interativo, Controle de Atitude, Simulação Física, Hardware em malha

### 1.0 Descrição do Simulador Contraves 53M2-30H

Este é um Simulador servo-assistido em 3 eixos com precisão de posicionamento de 2 segundos de arco RSS[1,2]. Ele tem diversos modos de funcionamento como: RATE, POSITION, TACH, etc, correspondentes aos modos de velocidade digital, posição digital e velocidade taco-assistida. Devido à sua precisão e características, esse Simulador é usado para dois tipos de tarefas principais: (1) simulação com "hardware in the loop" de sistemas de navegação e controle de satélites (entre outros veículos). (2) Caracterização e testes de sensores de diversos tipos para guiagem e controle.

### 1.1. A Interface PC-C (PC-Simulador Contraves)

A interface PC-C[3] é uma placa especialmente desenvolvida no Laboratório de Eletrônica da Divisão de Mecânica Espacial e Controle - DMC do INPE para permitir o controle do Simulador Contraves 53M2-30H através de um microcomputador padrão IBM-PC. Essa interface é composta de uma placa para microcomputador, que deve ser conectada a um slot do PC, de 3 cabos paralelos para interligação e de um software driver escrito em C ou FORTRAN.

### 1.2. O Software da Interface PC-C

As rotinas[7] do Simulador são divididas em duas categorias: as básicas de comunicação com o Simulador, e as de controle do mesmo.

As da primeira categoria são as rotinas básicas que permitem a escrita e leitura de palavras de 16 bits no Simulador Contraves 53M2-30H. Essas rotinas trabalham diretamente com o hardware da interface PC-C, permitindo a comunicação e o "handshake" entre o PC e o Simulador.

As outras rotinas permitem o controle dos modos de operação das funções do Simulador. Cada rotina escrita em linguagem C corresponde a uma função do teclado do sistema de controle (MPACS) dedicado do Simulador. Essas outras rotinas foram implementadas com o uso daquelas rotinas de comunicação básica, acima descritas.

### 1.3. MATLAB e Arquivos .MEX

#### 1.3.1. O porque do MATLAB

O MATLAB é um software interativo para computação numérica (e agora simbólica) científica e de engenharia. Essa capacidade de processamento interativos de dados, o ambiente gráfico poderoso e a possibilidade de programar com extrema facilidade fazem desse software uma ferramenta poderosa para trabalho junto a um Simulador dinâmico em três eixos.

No entanto, a própria natureza interativa desse software, e o modo interpretado de execução dos comandos dessa linguagem, tornam o software desenvolvido uma ferramenta para uso em tempo não real. Também devido a problemas de tempo de amostragem relativamente longos, algumas rotinas impedem o uso do pacote de software (aqui apresentado) em aplicações de tempo real.

#### 1.3.2. Arquivos .MEX

É possível chamar rotinas feitas em C, FORTRAN ou qualquer outra linguagem do ambiente MATLAB, como se elas fossem rotinas do próprio MATLAB. Essas rotinas em C e em FORTRAN são referenciadas como arquivos MEX. A utilização de arquivos MEX tem uma série de vantagens:

- Permite que as rotinas escritas em C ou FORTRAN possam ser chamadas do ambiente MATLAB sem que haja necessidade de se reescrever o código na linguagem MATLAB.

- Os "loops" em linguagem MATLAB, que não são executados tão rapidamente quando desejável, por ser esta uma linguagem interpretada, podem ser codificados em C ou FORTRAN para se obter uma maior eficiência da execução do programa.



## 2. O AMBIENTE DE DESENVOLVIMENTO.

### 2.1 Hardware

Há três maneiras de se realizar a comunicação com o Simulador Contraves 53M2-30H para controle do mesmo:

- Via GPIB - barramento GPIB (ou IEEE-488)
- Via RS-232/C - linha serial RS-232/C
- Via interface dedicada CPU[1,2] do Simulador, a qual foi utilizada neste projeto.

Escolheu-se fazer uma interface de comunicação via CPU do Simulador por permitir uma maior taxa de transmissão de dados.

A interface desenvolvida interliga a interface CPU do Simulador com o barramento de um PC-XT, PC-AT[5] ou qualquer microcomputador com barramento ISA. Isso permite que essa interface possa ser utilizada em qualquer computador padrão IBM-PC com esse barramento.

A interface CPU do Simulador Contraves possui 3 barramentos, 1 de endereço e 2 de dados. O barramento de endereços possui 12 bits e os de dados possuem 16 bits cada um, sendo um destinado a entrada de dados no Simulador e outro para saída de dados do Simulador. Já o barramento do PC-XT[8] possui 20 bits de endereço e 8 bits de dados, ambos compartilhados por todos os periféricos do microcomputador. Cabe à interface PC-C aqui apresentada fazer o casamento entre esses dois equipamentos, assim como apresentado na Figura 1.

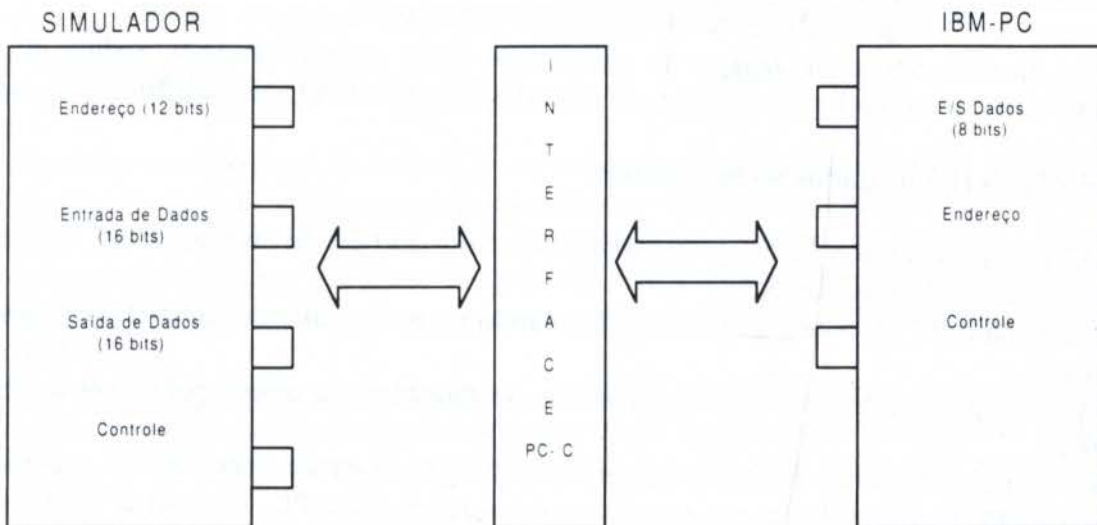


Figura1: Interface PC-C faz o casamento da interface CPU do Simulador com o barramento do PC.

### 3. O Software de Controle da Interface.

O Simulador possui uma unidade de controle denominada MPACS[1,2], a qual através de um teclado localizado na sua parte frontal permite controlar o Simulador em todos os seus modos de funções desempenhadas pelo Simulador. Tendo em vista esse conjunto de rotinas pertencentes ao Simulador, o software de controle é feito com dois objetivos: Implementar aquelas rotinas básicas e implementar rotinas especiais.

As rotinas básicas consistem em reproduzir no software executado no PC todas as funções existentes na unidade de controle do Simulador pelo "keyboard". As rotinas especiais consistem em implementar comandos que não são possíveis de serem executados na unidade de controle do Simulador, como, por exemplo, leituras múltiplas de velocidade. As rotinas especiais são implementadas tendo como suporte as rotinas básicas de controle.

Quando o PC faz um comando, o Simulador identifica qual o comando a ser executado através do endereço contido no registro interno da unidade de controle. O endereço é muito importante, pois através dele é que se identifica qual a função a ser realizada e qual eixo será utilizado. Os bits menos significativos identificam o eixo a ser trabalhado e os outros bits identificam o comando a ser executado. Por exemplo, o endereço 123 significa realizar o comando RATE (escrita de velocidade) no eixo 3.

A comunicação entre o PC e o Simulador é feita principalmente através do barramento de dados do microcomputador PC. Como o projeto foi baseado no barramento do PC-XT, a comunicação é feita em 8 bits[8].

Para realizar uma operação de escrita ou de leitura de dados deve-se observar um sinal que é utilizado pelo Simulador quando uma dessas operações está ocorrendo. O sinal é o **RD/DR** (*READY FOR DATA/ DATA READY*) e funciona da seguinte maneira:

- Em uma operação de escrita de dados esse sinal, quando ativado, indica que o Simulador está pronto para receber dados (READY FOR DATA).
- Em uma operação de leitura de dados esse sinal, quando ativado, indica que o Simulador está com os dados prontos para serem lidos pelo PC (DATA READY).

#### Exemplo de escrita de dados no Simulador.

- a). O PC envia o endereço ao Simulador correspondente ao tipo de escrita que se irá fazer: escrita de velocidade, posição, etc..
- b). Em seguida o PC escreve o dado a ser transmitido no barramento de dados do Simulador (DATA IN).
- c). O PC fica aguardando o sinal do Simulador indicando que está pronto para receber dados (RD/DR).
- d). Após o Simulador ativar o sinal indicando que está pronto para receber dados, ativa-se o sinal WS (*WRITE STROBE*), que é gerado na placa de interface PC. Esse sinal informa ao Simulador que existe um dado no barramento DATA IN, que deve ser lido.

#### Exemplo de leitura de dados

- a) O PC como no caso da escrita de dados, envia o endereço referente à operação a ser realizada.
- b) O PC fica aguardando o sinal do Simulador informando que os dados estão prontos para serem lidos.(RD/DR).
- c) Quando o Simulador liberar os dados no barramento de dados DATA OUT o PC realiza a leitura.



Cada um dos dados lidos e escritos devem ser formatados de acordo com o requerido pelo Simulador. Esses formatos são encontrados na documentação **“MPACS SYSTEM INTERFACE DEFINITION (BCD VERSION)”**.

A comunicação entre o PC e o Simulador é baseada em 4 rotinas básicas responsáveis pela controle do hardware da interface. As 4 rotinas são: lê real, lê inteiro, escreve real, e escreve inteiro.

Com essas 4 rotinas básicas é possível desenvolver todo o conjunto de rotinas para monitoração e controle do Simulador.

Tem-se a seguinte hierarquia para o sistema desenvolvido para o comando e controle do Simulador em 3 eixos Contraves 53M2-30H via MATLAB.



Figura 2: Hierarquia do Sistema de Controle do Simulador via MATLAB

**Resultados Obtidos.**

Obteve-se um conjunto de rotinas de comando do Simulador via MATLAB[5] e uma placa de interface que permite a comunicação entre um microcomputador padrão IBM-PC e o Simulador dinâmico em três eixos. Com esse conjunto de rotinas é possível controlar o Simulador mais facilmente e realizar um controle mais interativo e preciso do mesmo, além de implementar funções adicionais que não são possíveis de serem realizadas pela unidade de controle MPACS.

Esse sistema tem como vantagem a facilidade de utilização e programação para montagem de experimentos. Como desvantagem desse sistema tem-se a limitação do tempo de resposta das rotinas na forma de arquivos .MEX, que chegaram a uma taxa máxima de 20 Hz.

Essas limitações tornam este arranjo de testes mais adequado para aplicações em tempo não real. No entanto, para o caso da maioria dos sensores para aplicações espaciais, as larguras de faixa de seus sinais de saída são da ordem de uns poucos Hertz. O Simulador Dinâmico responde a comandos de até 18 Hertz.

**Bibliografia**

- [1] Contraves; *Instruction Manual for a Standard MPACS*. USA, Contraves Goez Corporation, 1983.
- [2] Contraves; *MPACS System Interface Definition (BCD Version)*; Contraves Goes Corporation; USA, 1983
- [3] Rosa, W.R; Sakuragui, R.R.M.; Milani, P.G; *Descrição do Hardware da Interface PC-C (IBM-PC - Simulador Contraves)*. No prelo, INPE São José dos Campos.SP, 1996
- [4] Rosa, W.R; Milani, P.G; *Rotinas Complementares de Controle da Interface PC-C (IBM-PC - Simulador Contraves)*. No prelo, INPE São José dos Campos, SP; 1996
- [5] Rosa, W.R; Milani P.G; *Software de interface entre um IBM-PC e um Simulador Dinâmico em três eixos 53M2-30H*. No Prelo, INPE São José dos Campos, SP; 1997
- [6] Rosch, L.W. *Desenvolvendo o Hardware do PC*. Rio de Janeiro, 1990.
- [7] Sakuragui, R.R.M; Rosa, W.R.; Milani, P.G.; *Descrição do Software da Interface PC-C (IBM-PC - Simulador Contraves)*. No prelo, INPE São José dos Campos, SP., 1996
- [8] Vasconcelos, L; *Como Montar, Configurar e Expandir o seu AT 386/486*. LVC, Rio de Janeiro, RJ, 1995.



PAPER CODE: COB1448

**DESENVOLVIMENTO DE UM SENSOR POROSO CAPACITIVO PARA  
MEDIÇÃO DE UMIDADE NO SOLO / DEVELOPMENT OF A POROUS  
CAPACITIVE SENSOR FOR MEASURING OF GROUND HUMIDITY**

RAMOS PINTO, C. A. &amp; BIAGE, M.

*Departamento de Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Uberlândia**Campus Santa Mônica - CEP 38400-903 - Uberlândia - MG - E-mail: carlosra@ufu.br***Abstract**

In this study was developed a capacitive sensor to measure the relative water mass present in the soil. The sensor is based in the ground water diffusion into dielectric material, where the capacitance of the sensor is representing the ground relative water mass variation. The low influence of the ground conductivity and temperature in de measurements using this method justify the use of this tecnicos. Many geometrical dimensions were used in the preliminary measurement tests and the sensor with the best geometrical characteristics was built. Two sensors were used in the experiments. In the first, the dielectric was built with gypsum and the second with porous stone. These instrumens were experimented and calibrated with a balance to measure the ground relative water mass variation. Plots, for electric tension versus ground relative water mass and capacitance versus ground relative water mass were designed.

**Keywords**

Ground Humidity (Humidade de solo). Humidity Measurement (Medição de humidade). Capacitive Sensors (Sensor capacitivo). Irrigation (Irrigação). Instrumentation (Instrumentação).

**1. INTRODUÇÃO**

A irrigação aplicada na agricultura é uma atividade que melhora os níveis de produção das culturas através do fornecimento artificial de água. Proporciona assim um rendimento estável da plantação e um melhor aproveitamento da área agricultável, uma vez que torna a produção independente da ocorrência natural de chuvas. Sua aplicação, no entanto, responde pelo maior consumo de água e de energia em qualquer sistema agrícola.

Basicamente, os trabalhos científicos desenvolvidos com o objetivo de melhorar as técnicas de irrigação dividem-se em três grupos principais que podem ser classificados de acordo com os recursos utilizados para caracterizar a situação da cultura estudada.

Trabalhos baseados em parâmetros atmosféricos realiza a estimativa da evapotranspiração ocorrida na cultura. Dentro desta linha de abordagem muitos métodos foram desenvolvidos e testados utilizando-se as características atmosféricas como fonte de informação, como por exemplo, os trabalhos de Jensen e Haise (1963), de Hermann *et al.* (1976), de Jensen e Wright (1978) entre outros. Basicamente, estes métodos utilizam a temperatura do ar, velocidade do vento, o nível de radiação e a pressão de vapor, para alimentar modelos matemáticos que estimam a evapotranspiração ocorrida no solo ao longo



de um determinado período. Quando o valor obtido pelo modelo indica que a umidade perdida pelas plantas atingiu um determinado nível, a irrigação é aplicada com o objetivo de compensar a quantidade de água que evaporou ou que foi consumida pela planta. Para esta técnica é necessário aplicar vários sensores simultaneamente dificultando a realização de medidas.

Outra aproximação utilizada para otimizar os processos de irrigação parte de informações medidas diretamente na planta, decidindo assim o melhor momento para se irrigar a cultura considerada. As principais grandezas analisadas nestes trabalhos são a medida da temperatura da folha utilizando termômetros infravermelhos e a medida do fluxo de seiva no caule através da aplicação de anemometria à fio quente. Para a medida da temperatura, utilizam-se medidores infravermelhos de temperatura que aumentam a precisão das leituras, além de facilitar o procedimento de medição. A aplicação destes termômetros iniciou-se com os trabalhos de Monteith e Szeicz (1962) e de Tanner (1962) que pesquisaram a introdução da radiação infravermelha para medir a temperatura das folhas das plantas. Alguns pesquisadores, como Idso e Baker (1967) e Gates (1964) investigaram a relação entre a temperatura da folha e umidade disponível para planta. Utilizando o mesmo princípio, mas relacionando a temperatura com a tensão de água no solo, Jackson (1993) apresentou um método mais eficiente para orientar o processo de irrigação. Neste caso, é indispensável a presença de um operador para realizar a aquisição dos dados.

Ainda com base em grandezas obtidas diretamente nas plantas, existem os trabalhos que se utilizam de anemometria para avaliar a quantidade de água presente no solo. O anemômetro é introduzido no caule da planta com o objetivo de monitorar o fluxo de seiva existente. Devido a características construtivas, a saída do sensor é função do fluxo de seiva presente no caule da planta. Desta forma, a calibração é realizada em termos da variação do fluxo de seiva em função da umidade presente no solo. Bailey *et al.* (1992) desenvolveu um trabalho onde este sensor é devidamente caracterizado e aferido.

Finalmente, existe o grupo de trabalhos que se baseiam em propriedades medidas diretamente no solo. Diversos tipos de sensores são aplicados para caracterizar a umidade disponível no solo para a cultura, utilizando como princípio de funcionamento, a transferência de calor, a resistência elétrica, entre outros. No entanto, a maioria das técnicas aplicadas apresentam dificuldades quando se deseja automatizar completamente o processo. Cardoso (1994) apresenta um sensor que utiliza o princípio da transferência de calor para estimar a umidade presente no solo. Geralmente, estes sensores utilizam a dissipação de um fluxo de calor gerado por efeito Joule, a princípio conhecido, através de um meio poroso, como parâmetro para avaliar a quantidade de água existente no solo estudado. Este fluxo de calor dissipado é uma função da umidade presente no solo. Este tipo de sensor apresenta problemas de convecção livre presente no meio poroso, em função do fluxo de calor gerado no sensor e da tridimensionalidade da dissipação de calor no meio poroso.

O presente trabalho, no entanto, baseia-se na construção de um sensor para medir a massa relativa de água presente no solo, de forma a monitorar a situação encontrada a cada instante, utilizando a capacitância elétrica como princípio de funcionamento devido às características interessantes de estabilidade e tempo de resposta. Os ensaios realizados com os sensores construídos mostraram que o princípio utilizado possui características adequadas à medida de massa relativa de água no solo, apresentando considerável precisão e boa repetibilidade após a sua calibração, permitindo a aquisição computacional da grandeza medida.

Duas características são encontradas neste sensor que justificam a sua aplicação em detrimento aos demais. A primeira é a baixa influência da condutividade e da temperatura do meio nas medidas realizadas e que são de grande relevância em sensores resistivos. A segunda característica importante é a forma de onda senoidal gerada como resposta no sensor



capacitivo, que viabiliza sua modulação e transmissão à distância, sem que haja a necessidade de nenhum tratamento prévio, permitindo a aquisição dos dados sem a utilização de cabos ou ainda de leitura manual.

## 2. PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO DO SENSOR CAPACITIVO

O fenômeno da capacitância elétrica é utilizado numa grande variedade de sensores devido a algumas características convenientes que ele apresenta. A definição mais abrangente de capacitância entre dois condutores quaisquer, imersos em um meio dielétrico homogêneo, é dada pela seguinte expressão:

$$C = \frac{Q}{V_0} \quad (1)$$

onde  $Q$  é o módulo da carga elétrica total de cada condutor e  $V_0$  é a diferença de potencial elétrico entre os condutores. Mas, partindo da aplicação da Lei de Gauss ao elemento diferencial de volume do condutor pode-se escrever:

$$Q = \oint_S \vec{D} \cdot d\vec{S} \quad (2)$$

onde  $\vec{D}$  é o vetor que representa a densidade de fluxo elétrico e o vetor  $d\vec{S}$  representa o elemento diferencial de superfície do condutor.

Para deduzir a expressão do capacitor de placas planas e paralelas, utilizado neste trabalho, é necessário escrever a densidade de fluxo elétrico em função da intensidade de campo elétrico e da permissividade elétrica do meio. Assim, no vácuo, a densidade de fluxo elétrico pode ser escrita da seguinte forma:

$$\vec{D} = \epsilon_0 \vec{E} \quad (3)$$

onde  $\epsilon_0$  é a permissividade elétrica do vácuo e  $\vec{E}$  representa o vetor campo elétrico.

Considerando qualquer outro meio dielétrico diferente do vácuo define-se a permissividade elétrica da seguinte forma:

$$\epsilon = \epsilon_R \epsilon_0 \quad (4)$$

onde  $\epsilon_R$  é uma grandeza que depende unicamente da natureza do meio dielétrico utilizado no capacitor.

Por outro lado, vindo da definição de diferença de potencial elétrico tem-se a seguinte expressão:

$$V_{AB} = - \int_B^A \vec{E} \cdot d\vec{L} \quad (5)$$

Aplicando-se os resultados observados nas Equações (3), (4) e (5) na Equação (1), obtém-se a expressão a seguir:

$$C = \frac{\oint_s \epsilon \vec{E} \cdot d\vec{S}}{-\int \vec{E} \cdot d\vec{L}} \quad (6)$$

Analisando a Equação (6) conclui-se que a capacitância é independente da diferença de potencial aplicada e da carga elétrica presente em qualquer um dos condutores.

Considerando-se agora um sistema particular mais simples, onde os condutores são planos infinitos e paralelos, conforme apresentado na Figura 1, é possível concluir que:

$$\vec{E} = \frac{\rho_s}{\epsilon} \vec{a}_z \quad (7)$$

onde  $\rho_s$  é a densidade superficial de cargas e  $\vec{a}_z$  é o versor do eixo coordenado  $z$ .

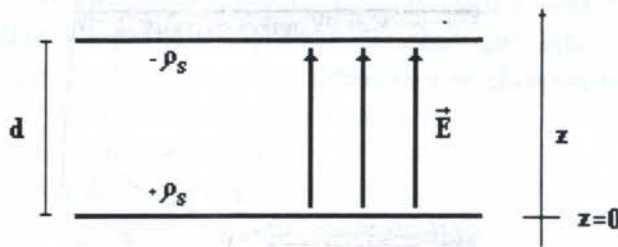


Figura 1: Capacitância para placas planas infinitas e paralelas.

Partindo da Equação (7) e utilizando a Equação (3), obtém-se:

$$\vec{D} = \rho_s \vec{a}_z \quad (8)$$

Considerando a diferença de potencial entre as placas obtém-se a equação a seguir:

$$V_0 = \int_{\text{sup.}}^{\text{inf.}} \vec{E} \cdot d\vec{L} = -\int_d^0 \frac{\rho_s}{\epsilon} dz \quad (9)$$

Realizando a integração descrita na Equação (9), obtém-se:

$$V_0 = \frac{\rho_s}{\epsilon} d \quad (10)$$

Como as placas utilizadas na dedução são consideradas infinitas, a carga elétrica presente em cada uma também é infinita, resultando em um valor infinito para a capacitância. Visando obter um resultado mais prático, deve-se considerar uma determinada região com área finita nas placas utilizadas. Desta forma, a carga presente não é mais infinita e pode ser escrita da seguinte forma:

$$Q = \rho_s S \quad (11)$$

onde  $S$  é a área da placa utilizada no capacitor.



Substituindo as Equações (10) e (11) na Equação (1), obtém-se a seguinte equação:

$$C = \frac{\epsilon S}{d} \quad (12)$$

A Equação (12) é válida com bastante precisão para capacitores reais, desde que as dimensões da placa sejam consideravelmente maiores que a distância entre elas. Observa-se assim, que todos os termos são constantes e a capacitância varia em função da quantidade de água que altera unicamente a permissividade elétrica do meio.

### 3. DISPOSITIVO E PROCEDIMENTO DE CALIBRAÇÃO

Para realizar os experimentos necessários à calibração do sensor, foi necessário construir um sistema onde a massa relativa de água da amostra de solo fosse o único parâmetro variável na experiência. Esta condição foi atendida através de uma balança de precisão utilizada para monitorar a quantidade de água presente no sistema. Um recipiente cilíndrico fechado na sua extremidade inferior com tela, foi utilizado para armazenar as amostras de solo utilizadas. A tela é necessária para permitir a saída livre da água quando ocorrer a saturação de massa relativa de água presente na amostra, indicando assim o ponto de capacidade de campo. Os sensores capacitivos foram então alimentados, através de um divisor resistivo, com 15 V de tensão elétrica alternada à frequência de 1500 Hz, gerada por uma fonte controlada. A resposta dos sensores foram então obtidas através de um multímetro digital, medindo assim o valor médio quadrático da tensão presente nos terminais dos mesmos, que corresponde à umidade existente no dielétrico dos sensores utilizados. Com este sistema montado, as amostras de solo livres de umidade são colocadas no recipiente e em seguida, pequenas quantidades de água são introduzidas. O peso do conjunto é monitorado e a tensão elétrica nos terminais do sensor é medida, permitindo assim, que as curvas de calibração sejam construídas.

A massa de água presente é considerada de forma relativa para que os dados obtidos sejam normalizados para qualquer quantidade de umidade no solo. Assim, a massa de água relativa presente no sistema, representada por  $m_R$ , é expressa em termos percentuais e é obtida através da utilização da Equação (13).

$$m_R = \frac{m_{\text{Água}}}{m_T} * 100 = \frac{m_{\text{Água}}}{m_{\text{Terra}} + m_{\text{Água}}} * 100 \quad (13)$$

Vários sensores foram construídos com características geométricas diferentes e a seguir foram ensaiados em testes preliminares. Os dois sensores que melhor correspondem a teoria apresentada anteriormente são apresentados a seguir.

#### 3.1 Sensor Construído com Dielétrico de Pedra Pome

O primeiro sensor analisado com amostras de terra e areia, foi o sensor de pedra porosa com  $Rd = 3.75 \times 10^{-1}$ ,  $d = 9.0 \times 10^{-3}$  m,  $r = 24.0 \times 10^{-3}$  m e  $Rd = d / r$ .

A Figura 2 apresenta a variação da porcentagem de água no solo com a tensão normalizada, presente nos terminais do sensor em estudo, enquanto os gráficos da Figura 3 relacionam a variação da capacitância elétrica do sensor com a quantidade relativa de água presente na amostra de solo. Observa-se na Figura 2 que para o sensor analisado ( $Rd = 3.75E-1$ ), as curvas que relacionam tensão e massa relativa obtidas para as amostras de terra e areia

são bastante próximas para valores de umidade relativa a partir de 7%. Assim, pode-se concluir que este sensor não sofreu influências significativas em função do tipo de solo utilizado para a calibração, mesmo em situações distintas como o caso da terra e da areia. A diferença observada nas curvas abaixo deste ponto, é devida à distribuição não homogênea da água na amostra de solo, para pequenas massas relativas de água no solo.

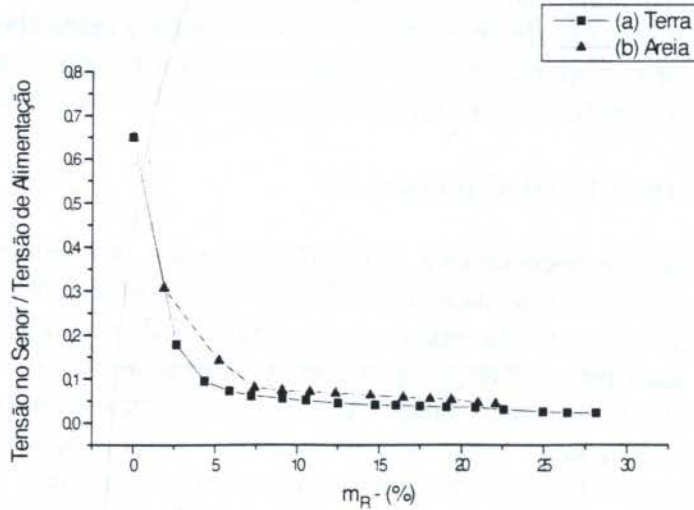


Figura 2: Relação entre  $m_R$  e  $V_{\text{sensor}}/V_s$  para o sensor de pedra com  $Rd = 3.75E-1$  (a) utilizando-se terra e (b) utilizando-se areia.

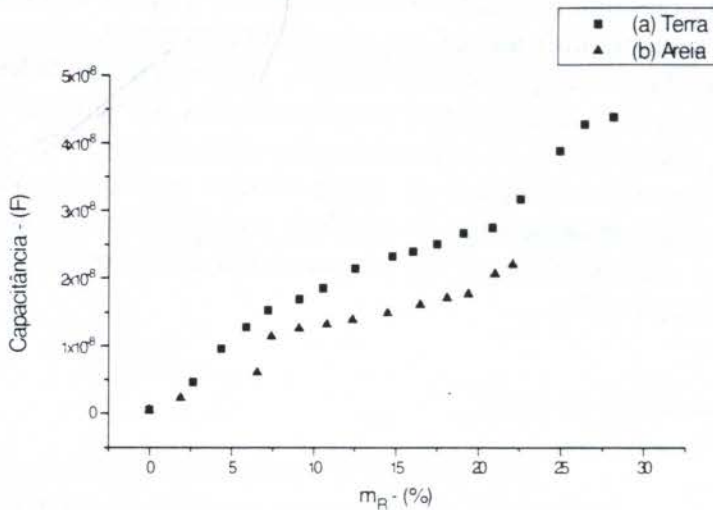


Figura 3: Relação entre  $m_R$  e C para o sensor de pedra com  $Rd = 3.75E-1$  (a) utilizando-se terra e (b) utilizando-se areia.

Com relação à Figura 3, observa-se que esta curva comporta-se de forma aproximadamente linear, como esperado. Entretanto, as curvas para as amostras de terra e areia apresentam inclinações diferentes para a capacitância do sensor. Estas divergências são provavelmente devidas à diferença de capacidade de absorção de água existente entre os dois meios que nesta curva torna-se mais expressiva devido a ordem de grandeza das variáveis envolvidas.



### 3.2 Sensor Construído com Dielétrico de Gesso

O mesmo procedimento de calibração foi aplicado ao sensor construído com dielétrico de gesso com  $Rd = 2.162 \times 10^{-1}$ ,  $d = 4.0 \times 10^{-3}$  m,  $r = 18.5 \times 10^{-3}$  e  $Rd = d / r$ . O experimento foi realizado com amostras do mesmo tipo de terra e areia utilizadas anteriormente, obtendo-se a Figura 4. A Figura 5 apresenta o gráfico que relaciona a capacitância do sensor com a quantidade de água presente no solo. A análise do comportamento da capacitância elétrica do sensor é idêntica à apresentada para o sensor de pedra porosa apresentado anteriormente.

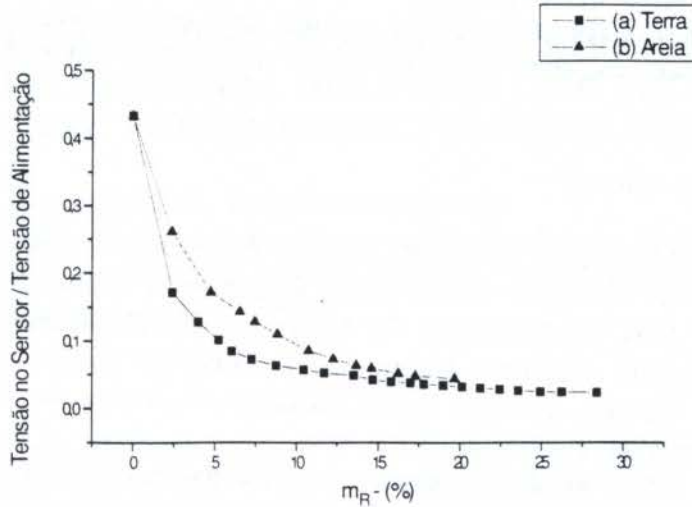


Figura 4: Relação entre  $m_R$  e  $V_{\text{sensor}}/V_s$  para o sensor de gesso com  $Rd = 2.162E-1$ , (a) utilizando-se terra e (b) utilizando-se areia.

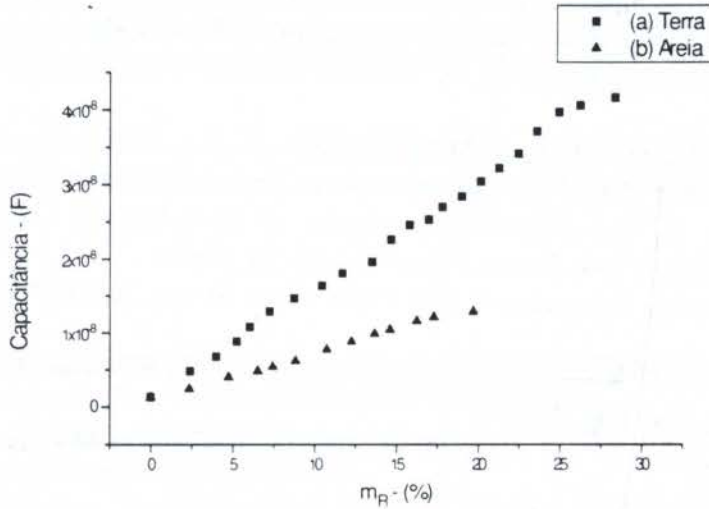


Figura 5: Relação entre  $m_R$  e  $C$  para o sensor de gesso com  $Rd = 2.162E-1$ , (a) utilizando-se terra e (b) utilizando-se areia.

### 4. CONCLUSÕES

Comparando-se os resultados obtidos para os sensores com dielétrico de gesso com  $Rd = 2.162 \times 10^{-1}$  e o sensor com dielétrico de pedra pome com  $Rd = 3.75 \times 10^{-1}$ , observa-se que sua aplicação é viável para níveis práticos de massa relativa de água no solo. A precisão das medidas pode ser aumentada, utilizando-se uma balança mais precisa, uma vez que este

instrumento é considerado a base da calibração. Desta forma, os erros inerentes à balança são de difícil caracterização. Com a utilização de uma balança eletrônica e de uma câmara com umidade controlada, o processo de calibração destes sensores seria significativamente mais preciso, uma vez que as medidas seriam realizadas com maior confiabilidade. Entretanto, observa-se que os resultados obtidos são bastante satisfatórios para a aplicação proposta.

Assim, os dados retirados do sistema mostram que a aplicação de sensores capacitivos para o monitoramento da umidade no solo é bastante viável, principalmente porque além de responder adequadamente a variação de água no meio analisado, estes sensores são praticamente imunes à variações de temperatura ocorridas dentro da faixa ambiental com é apresentado por Hayt (1983). Esta característica garante uma considerável estabilidade à aplicação dos sensores capacitivos, além de ser um sensor adequado à utilização de técnicas de transmissão de dados.

## 5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BAILEY, J. L., VRESK, J. e ACHARYA, M.; *Evaluation of the Performance Characteristics of a Thermal Transient Anemometer*, Experiments in Fluids 15, 1992.
- BIAGE, M., DELHAYE J. M. e FAVREAU, C.; *Analysis of The Behaviour of Impedance Probes Applied to Liquid Film Thickness Measurements*, Grenoble, 1992.
- CARDOSO, Flávio H.; *Sensor Térmico Para Medição da Tensão de Água no Solo*, Universidade de Brasília, Brasília, 1994.
- CLUM, H. H.; *The Effect of Transpiration and Environmental Factors on Leaf Temperatures*, Am. J. Bot. 13, 1926.
- DESOER, Charles A. e KUH, Ernest S.; *Teoria Básica de Circuitos*, Guanabara Dois, Rio de Janeiro, 1979.
- EDMINISTER, Joseph A.; *Circuitos Elétricos*, McGraw-Hill, São Paulo, 1985.
- GATES, D. M.; *Leaf Temperature and Transpiration*, Agron. J. 56, (1964).
- HAYT, William H., Jr.; *Eletromagnetismo*, LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda, Rio de Janeiro, 1983.
- HEERMANN, D. F., HAISE, H. R. e MICKELSON, R. H.; *Scheduling Center Pivot Sprinkler Irrigation Systems for Corn Production in Easten Colorado*, ASAE 19, 1976.
- IDSO, S. B. e BAKER, D. G.; *Relative Importance of Reradiation, Convection, and Transpiration in Heat Transfer From Plants*, Plant Physiol. 24, 1967.
- JACKSON, Ray D.; *Canopy Temperature and Crop Water Stress*, Advances in Irrigation, Volume I, 1993.
- JENSEN, M. E. e HAISE H. R.; *Estimating Evapotranspiration From Solar Radiation*, J. Irrig. Grain. Div. Am. Soc. Civ. Eng. 1963.
- JENSEN, M. E. e WRIGHT, J. L.; *The Role of Evapotranspiration Models in Irrigation Scheduling*, ASAE 21, 1978.
- KERCHNER, Russell M. e CORCORAM, George F.; *Circuitos de Corrente Alternada*, Editora Globo, Porto Alegre, 1973.
- MILLMAN, J. e HALKIAS, C.; *Eletrônica, Dispositivos e Circuitos*, McGraw-Hill, São Paulo, 1981.
- MONTEITH, J. L. e SZEICZ, G.; *Radiative Temperature in the Heat Balance of Natural Surfaces*, Q. J. R. Meteorol. Soc., 1962.
- TANNER, C. B.; *Plant Temperatures*, Agrom. J., (1962).



PAPER CODE: COB153

## MEASUREMENT OF RESIDUAL STRESSES BY THE INCREMENTAL HOLE-DRILLING TECHNIQUE USING THE TRANSMISSION FUNCTION METHOD

Gérard CHALANT, Sylvie IDRISSE, Théophile MEHINTO

*Laboratoire "Mécanique, Matériaux, Environnement", Faculté de Technologie de Guyane  
Université des Antilles et de la Guyane BP. 792, F-97337 CAYENNE cedex, Guiana Française  
E-mail : gerard.chalant@univ-ag.fr*

### Abstract

Residual stress state may exist in a large variety of mechanical parts of industrial mechanisms and is very common. The origins of this residual stress state are numerous and are mainly due to material elaboration processes and to body part shaping. Residual stress state must be well known in order to be able to make a proper calculation of mechanical resistance of the body part. Several experimental methods exist so that residual stress state determination can be performed. Those methods are surface ones (X-ray diffraction technique) or destructive and restricted to uniform stress states (hole-drilling technique). Methods suitable for determining stress gradient have been derived from hole-drilling technique but usually complex calculations are requested for this purpose. The method presented here is based on a normalized unique experimental strain variation function called Transmission Function. Once determined, this function allows easy step by step calculation of the stress gradient.

### Keywords

Residual Stresses, Hole-Drilling Technique, Stress Gradient, Incremental Method, Transmission Function

## 1. INTRODUCTION

In all mechanical parts made of ductile material, generally speaking, usually metal alloys, the stress state of the body may vary from one point to another.

Even without external loading, a stress state in the material may exist and the stress tensor may be high with regard to limit stresses.

As a matter of fact these so-called residual stresses (in fact residual stress state characterized by a residual stress tensor) must be taken into account and added to service stress state in order to determine dimension of any body part of working mechanisms.

### 1.1 Residual stress state origin

Residual stress state may be:

non-intentionally induced in the material, usually:

- by elaboration processes of the material (casting, rolling, milling, ...)
- by shape machining of the body part (grinding, welding, forging, ...)

MEASUREMENT OF RESIDUAL STRESSES BY THE...

or intentionally (but sometimes without being aware of the mechanical effects of residual stress occurrence), either:

- by heat treatment (quenching, general or local, ...)
- by mechanical treatment (shot peening, ...)
- by chemical treatment (carburization, nitridation, ...)

or a combination of two or three of them (Brunet et Al., 1991)

## 1.2 Measurement techniques of residual stress state

There are several ways for the determination (rather than measurement) of residual stress tensor from its strain (or displacement) effects on material, assuming its elastic behaviour (usually supposed to be linear and isotropic).

**1.2.1 The X-ray diffraction technique.** This technique, well developed at the present time, uses crystallographic plane distances as a local micro strain gage (Maeder, 1982). Multiple measurements of reticular distance variation for numerous space directions allow residual stress tensor calculation, even for textured material and non plane sample (François et Al., 1991), even on industrial sites for large devices (Castex et Al., 1987).

This X-ray diffraction technique is mainly non-destructive (surface cleaning and electropolishing are required) but remain a superficial one (a layer of about 10 microns is probed in steels).

In order to obtain residual stresses below the surface, one can:

- polish deeper the material and successively apply X-ray diffraction technique. The mechanical relaxation of residual stresses by material removing must be evaluated, and this technique is no longer non-destructive.

- use thermal neutron diffraction which probe deeper in the material. There is an averaging effect due to a larger material volume involved. Therefore this technique becomes a laboratory one since it needs a synchrotron facility (Lorentzen et Al., 1988).

**1.2.2 The hole-drilling technique.** This technique, also well-known, is a destructive technique (one have to drill a hole in the specimen) one must use a prototype for destruction or repair the specimen after measurement.

The surface where the hole is to be drilled is surrounded by usual electrical strain gages (at least three), strain gages variations are monitored and the gradient of the residual stress tensor is calculated. The maximum useful drilled depth one has to reach is of  $1.2 D$ , where  $D$  is the hole diameter.

The hole-drilling technique may be used more wisely with the incremental drilling method. When hole-drilling gives an average value of residual stress state in the depth, the incremental drilling method gives the residual stress gradient in the depth. Therefore, step by step (incremental) drilling gives more information on the stress state than the usual (one step) hole-drilling technique which gives the average value of the residual stress step.

- frequently, in order to calculate residual stress for each step of the incremental method, residual stress calculation is assisted using finite element method numerical simulation or with complex mathematical calculations, which leads to a global technique very difficult to handle and time consuming (Beaney 1976, Lu et Al., 1988).

- a simpler and easy way to use this method may be reached using the concept of Transmission Function  $K(x)$ , as described in this paper.



## 2. HOLE-DRILLING TECHNIQUE

The hole-drilling technique is based on strain variation measurements after material removing by drilling a hole surrounded by strain gages cemented on the body part (or sample) surface. When a stress state (residual or not) exists in the part, material removal gives stress relaxation and thus material deformation.

### 2.1 Asymptotic hole-drilling technique

Linear theory of elasticity gives the exact solution of strain variation (before and after drilling the hole through the thickness of the plate) of an elastic plate subjected to biaxial plane stress state (Timoshenko et Al., 1961).

For strain measurements using strain gages cemented in the radial direction from the center of the hole (Figure 1), the radial strain  $\epsilon_r$  can be calculated as follow:

$$\epsilon_r = A (\sigma_1 + \sigma_2) + B (\sigma_1 - \sigma_2) \cos 2\alpha \quad (1)$$

where:

$\sigma_1$  and  $\sigma_2$  are principal stresses (of direction 1 and 2) of the plane stress state (direction 3 is perpendicular to the plate).

$\alpha$  is the oriented angle, from direction 1, to the axis of the r direction (axis of the strain gage)

$$A = - \frac{(1+\nu)}{2E} \cdot \frac{1}{r^2} \quad (2)$$

and

$$B = - \frac{2}{E} \cdot \frac{1}{r^2} + \frac{3(1+\nu)}{2E} \cdot \frac{1}{r^4} \quad (3)$$

where:

E and  $\nu$  are respectively, the elastic modulus and poisson's ratio of the material

$r = d/R$  is the drilling gage ratio

d is the distance between the center of the strain gage and the hole axis

R is the hole radius, and D is the hole diameter

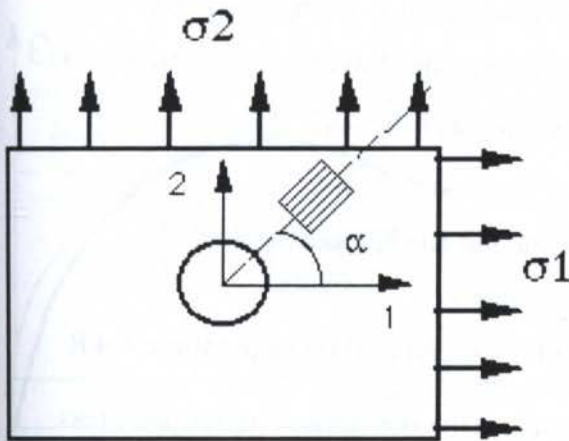


Figure 1: hole-drilling technique through thickness of an elastic plate

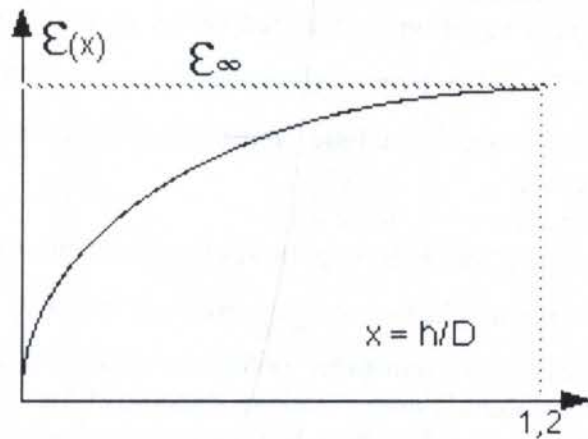


Figure 2: Asymptotic strain variation the versus hole depth ratio  $x = h/D$

In the case of a bulk specimen under uniform stress state, the hole-drilling technique is used in the same way, but with a finite hole depth  $h = 1.2 D$ . It has been shown in this case (Rendler et Al., 1966), that elastic solution for radial strain determination is very close to the « through the thickness » case.

In the massive specimen case, radial strain  $\epsilon_r$  varies with hole depth  $h$  up to an asymptotic maximum value  $\epsilon_\infty$  (Figure 2) for  $h = 1.2 D$  ( $D$  is the hole diameter).

Radial Strain  $\epsilon(x)$  is a function of stress state intensity, depth ratio  $x$  and drilling gage ratio  $r$  as shown in ASTM (1989). Usually the drilling gage ratio  $r$  is about 2 to 4.

## 2.2 Transmission Function method

Actually the hole-drilling calculation method uses the hypothesis of a uniform stress state but one would like to use this very convenient mechanical technique in the case of a non-uniform stress state (i.e. in the case of a stress gradient).

In order to overcome this difficulty, let us assume that in the case of uniform stress state one can define a Transmission Function  $K(x)$ , where  $x$  is the ratio of the depth drilled  $h$  over hole diameter  $D$  ( $x = h / D$ ) (Hofer et Al., 1977) (Zahouane, 1988)..

$$K(x) = \epsilon(x) / \epsilon_\infty \quad (4)$$

where

$\epsilon(x)$  is the deformation of the strain gage for the depth ratio  $x$

$\epsilon_\infty$  is the plateau value (asymptotic value) of radial deformation measured by the strain gage (in fact for  $x = 1.2 D$ , with  $D =$  hole diameter)

This fact means that, for a drilled depth over  $x = 1.2 D$ , there is a screen effect on deformation measurement due to increased distance between strain gages (at the surface of the material) and the bottom of the hole where material removal leads to residual stresses relaxation.

The Transmission Function  $K(x)$  can be considered as the amount (percentage) of the maximum radial strain obtained, at the depth ratio  $x$ , for any residual stress state and for a given drilling gage ratio  $r$ . As a matter of fact, The Transmission Function  $K(x)$  is a unique radial strain variation normalized twice: in terms of drilled depth  $h$  normalized over hole diameter  $D$ , and in terms of strain intensity variation  $\epsilon(x)$  normalized over asymptotic strain value  $\epsilon_\infty$ . Hence this unique Transmission Function  $K(x)$  varies as follows:

$$\begin{aligned} K(x) &= 0 & \text{for } x &= 0 \\ K(x) &= 1 & \text{for } x &= 1.2 \end{aligned}$$

Consequently, under the hypotheses that Transmission Function  $K(x)$  is independent of:

- the value of actual residual stress (or saturated strain  $\epsilon_\infty$ )
- the chosen strain gage, for a given value of  $\alpha$ , and for a given drilling gage ratio  $r = d/R$
- the material (steel, Al alloys, metallic alloys)

this Transmission Function  $K(x)$  may be conveniently used for the determination of stress gradient in the material, within the range of the screen effect, for maximum depth  $h = 1.2 D$ , thus for a depth ratio  $x = 100\%$  (Zahouane et Al. 1988).



### 2.3 Incremental hole-drilling method

In the case of a uniform stress state, the asymptotic technique is used in order to access the residual stress state. At least 3 strain gages (3 radial directions) are used and one have to follow actual standard practice such as ASTM (1989).

For the 3 strain gages ( $0^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $90^\circ$  rosette or  $0^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $120^\circ$  rosette) one have to measure the 3 asymptotic strains  $\epsilon_{1\infty}$ ,  $\epsilon_{2\infty}$ ,  $\epsilon_{3\infty}$ . So using equation (5), (6) & (7) one can calculate the 2 principal stresses  $\sigma_1$  and  $\sigma_2$ , and the orientation (angle  $\alpha$ ) of the principal space directions from strain gage axis, with the experimental values of the asymptotic strains

For a  $0^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $90^\circ$  rosette (3 strain gages 1, 2 and 3 respectively) one obtain:

$$\sigma_1 = \frac{\epsilon_{1x} + \epsilon_{3x}}{4A} + \frac{\sqrt{2}}{4B} \sqrt{(\epsilon_{1x} - \epsilon_{2x})^2 + (\epsilon_{2x} - \epsilon_{3x})^2} \quad (5)$$

$$\sigma_2 = \frac{\epsilon_{1x} + \epsilon_{3x}}{4A} - \frac{\sqrt{2}}{4B} \sqrt{(\epsilon_{1x} - \epsilon_{2x})^2 + (\epsilon_{2x} - \epsilon_{3x})^2} \quad (6)$$

$$\text{tg}(2\alpha) = \frac{\epsilon_{1x} - 2\epsilon_{2x} + \epsilon_{3x}}{\epsilon_{3x} - \epsilon_{1x}} \quad (7)$$

In the case of a non-uniform residual stress state, an incremental hole-drilling technique is to be used and the calculation of gradient of the residual stress tensor is done, using the Transmission Function concept.

Incremental drilling assumes that drilling is conducted, step by step, from surface to maximum depth ( $x = 0$  to  $1,2$ ), with a chosen drilling increment  $\Delta x$ , and with strain gage measurements at each step.

Let us use the assumption of uniform residual stress state (average stress state) inside the material slice in between two successive drilling increments  $x$  and  $x + \Delta x$  (Figure 3).

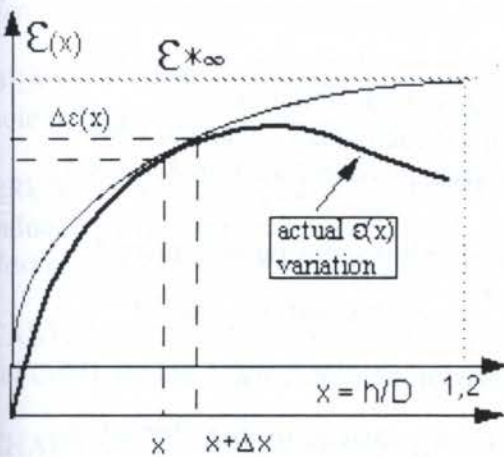


Figure 3: Determination of  $\epsilon^*$ , for the material slice,  $x$  to  $x + \Delta x$

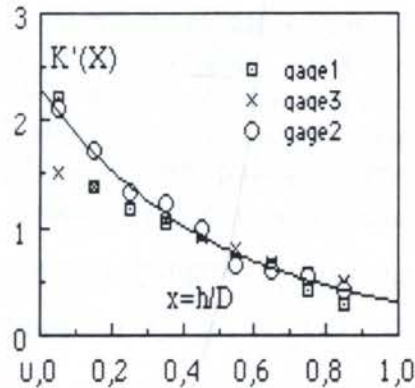


Figure 4: Experimental determination of the derivative  $K'(x)$  of the TF  $K(x)$

Thus one has to determine the asymptotic equivalent strain  $\varepsilon_{1\infty}^*$ ,  $\varepsilon_{2\infty}^*$ ,  $\varepsilon_{3\infty}^*$ , for each slice of the material in between two consecutive steps, for each strain gages, at every step, in order to be able to calculate the residual stress state (with equations 5, 6 & 7). After derivation of Transmission Function  $K(x)$ , one obtains:

$$K'(x) = \frac{dK(x)}{dx} = \frac{d\varepsilon(x)}{dx} \cdot \frac{1}{\varepsilon_{\infty}} = \frac{\Delta\varepsilon(x)}{\Delta x} \cdot \frac{1}{\varepsilon_{\infty}} \quad (8)$$

The Transmission Function  $K(x)$  is the twice normalized strain variation, considered as a unique function for the hole-drilling technique, thus its derivative  $K'(x)$  is unique as well.

Since strain variation  $\Delta\varepsilon(x)$ , for a given strain gage, is an experimentally determined after a hole drilling depth increment  $\Delta x$ , the equivalent asymptotic maximum value  $\varepsilon_{\infty}^*$ , for the material slice, between normalized depth  $x$  and  $x + \Delta x$ , is easily calculated as follows:

$$\varepsilon_x^* = \frac{\Delta\varepsilon(x)}{\Delta x} \cdot \left[ \frac{dK(x)}{dx} \right]^{-1} \quad (9)$$

In order to ensure precise calculation of residual stresses, it is recommended to proceed to an accurate experimental determination of the Transmission Function  $K(x)$  and its derivative  $K'(x)$ , under conditions close to those of the actual part to investigate. In particular, this determination should be done with a similar material, with the same hole drilling technique, and with the same the drilling gage ratio  $r = d/R$ .

In our investigations (Chalant et Al., 1992), for a ferritic steel, using electro-sparkling hole drilling technique, with a drilling gage ratio  $r = 2.2$ , the experimental Transmission Function  $K(x)$  was approximated by:

$$K(x) = 1.1 \cdot \left( 1 - e^{-2 \cdot x} \right) \quad (10)$$

One can see in Figure 4, the experimental determination of the derivative  $K'(x)$  of the Transmission Function  $K(x)$ , which has been fitted using an exponential function.

Thus the complete procedure to calculate the stress tensor for each metal slice, and finally the stress state gradient, is quite simple assuming that the Transmission Function  $K(x)$  and its derivative  $K'(x)$  are known (equation 10 and Figure 4):

- measure the strain variation  $\Delta\varepsilon(x)$  for each strain gages, after hole-drilling increment  $\Delta x$
- calculate the equivalent asymptotic maximum value  $\varepsilon_{\infty}^*$ , with equations 9 & 10
- calculate the 2 principal stresses  $\sigma_1$  and  $\sigma_2$ , and the orientation (angle  $\alpha$ ) of the principal space directions, with equations 5, 6 & 7 using  $\varepsilon_{\infty}^*$ , instead of  $\varepsilon_{\infty}$  for strain gages 1, 2 & 3
- drill a new hole depth increment  $\Delta x$ , and proceed further until the maximum hole depth  $h=1.2 D$  is reached.



One has to pay attention to relative intensity variation of principal stresses  $\sigma_1$  and  $\sigma_2$  which can lead to strong variation of the angle  $\alpha$ , if the assumption of  $\sigma_1 > \sigma_2$ , which is very common, is done but which is clearly a conventional assumption.

### 3. CONCLUSION

The incremental hole drilling technique, using the Transmission Function method is a very useful step by step method for residual stress state gradient determination, for it:

- allows non steady residual stress state measurements
- does not need complex calculations or use of finite element numerical determination of equation coefficients.
- is simple to use since residual stress tensor gradients can be, in real time, automatically calculated and displayed using micro computers equipped with multiple strain gage measurement device.
- is experimentally reliable since it has been cross checked with other experimental methods such as X-ray diffraction technique (Chalant et Al., 1990, 1991 & 1992)

### 4. ACKNOWLEDGEMENTS

Part of this work have been performed in the « Laboratoire de Microstructure et Mécanique des Matériaux », LM3 (URA CNRS 1219) de l'École Nationale Supérieure des Arts et Métiers, ENSAM, de Paris, with the active participation of last year students.

Another part of this work was done with financial and scientific participation of « Centre d'Études Nucléaires » CEA de Saclay (France), Dr. J.P. Gauthier.

### 5. REFERENCES

ASTM.: American Society for Testing and Material, Philadelphia, *Standard test method for determining residual stresses by the hole-drilling strain-gage method*, E837-89, 1989.

BEANEY, E.M.: Accurate measurement of residual stresses on any steel using the center hole drilling method, *Strain journal BSSM*, vol. 12, pp. 99-106, 1976.

BRUNET, S., LEBRUN, J.L., JOLYS, P. & CHALANT, G.: Influence of residual stresses induced by milling on fatigue life of Aluminum workpiece, *3rd International Conference on Residual Stresses*, ICRS3, Tokushima, Japan, EMAS Pub., Vol. I, pp. 583-588, july 1991.

CASTEX, L. & SPRAUEL, J.M.: Évolution récente de l'analyse des contraintes résiduelles par diffractométrie X, *Revue Française de Mécanique*, Vol. 87, pp. 103-110, 1987.

CHALANT, G., MORRELS, P. & TEPLIK, Y.: *Mesure des contraintes résiduelles dans un joint soudé hétérogène par diffraction de rayons X et par la méthode du trou incrémentale*, ENSAM Research Report, LM3-PFE 55, 1990.

CHALANT, G., LENOIR, L. & NORTURE, E.: *Influence des contraintes résiduelles sur la propagation des fissures dans un joint soudé hétérogène*, ENSAM Research Report, LM3-PFE 58, 1991.

CHALANT, G., BENABDALLAH, L. & CHAVEYRIAT, F.: Propagation des fissures de fatigue dans des joints soudés hétérogènes, ENSAM Research Report, LM3-PFE 69, 1992.

FRANCOIS, M., SPRAUEL, J.M., LEBRUN, J.L. & CHALANT, G.: Correction of pole figures measured on small diameter metallic wires, *Textures and Microstructures*, vol. 14-18, pp. 175-180, 1991.

HOFER, G. & BENDER, N.: The measurement of residual stresses in piping cladding, in *Conference on residual stresses in welded constructions and their effects*, The welding institute-London, pp. 89-96, London, 1977

LORENTZEN, T., LEFFERS, T. & JUUL JENSEN, D.: Demonstration of a new instrument for fast neutron diffraction strain measurements, *2nd International Conference on Residual Stresses, ICRS2*, pp. 191-196, Pub ELSEVIER, Nancy, France 1988.

LU, J. & FLAVENOT, J.F., Residual stress measurement on coatings and multilayer materials using the step-by-step hole-drilling method, *2nd International Conference on Residual Stresses, ICRS2*, pp. 103-109, Pub ELSEVIER, Nancy, France 1988.

MAEDER, G.: Mesure de contraintes résiduelles par diffraction X. Application, *Revue Française de Mécanique*, Vol. 82, pp. 57-70, 1982.

RENDLER, N.J. & VIGNESS I., Hole-Drilling Strain gage Method of Measuring Residual Stresses, *Experimental Mechanics*, Vol. 6, No. 12, pp. 577-586, 1966.

TIMOSHENKO, S. & GOODIER, J.: *Theory of Elasticity*, Mc Graw Hill, 1961

ZAHOUANE, A.I., GAUTHIER, J.P. & MARINI, B.: Effect of residual stresses on fatigue crack propagation at room temperature in a Ferritic-Austenitic welded joint, *2nd International Conference on Residual Stresses, ICRS2*, pp. 939-945, Pub ELSEVIER, Nancy, France 1988.

ZAHOUANE, A.I.: *Fatigue des joints soudés hétérogènes, rôle des contraintes résiduelles et aspects métallurgiques*, PhD Thesis, University of Paris XI, Orsay, N° 624, June 1988.



PAPER CODE: COB190

**DELIMITAÇÃO DO CAMPO DE UTILIZAÇÃO DE UM GERADOR PERIÓDICO DE PRESSÃO / DELIMITATION OF THE FIELD OF APPLICATION OF A PERIODIC PRESSURE GENERATOR**ALBERTO C.G.C. DINIZ, FERNANDO J. R. NEVES & DANILO J. SANTOS  
*Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília*  
70910-900 Brasília - DF - Brasil - E-mail: fernando@enm.unb.br**Abstract**

This presents recent results obtained for the characterization of a Periodic Pressure Generator developed for the dynamic calibration of pressure sensors and transducers in the range of up to 35 mbar, using a sinusoidal excitation signal. Continuing previous research on this pressure generator, the calibration procedures, and the dynamic characterization of the pressure generator were now done with the aid of a dynamic signal analyzer. Use of the analyzer showed that the operating range of the generator is larger than the results first presented indicated. On the other hand the reliability of the calibration procedure was increased, while the procedures themselves were simplified by the use of the analyzer.

**Palavras Chave / Keywords**

Instrumentação; Calibração; Metrologia Dinâmica; Sensores, Pressão / *Instrumentation; Calibration; Dynamic Metrology; Sensors; Pressure*

**1. INTRODUÇÃO**

Medição dinâmica de pressão é aqui referida como sendo a medição da componente variável do sinal de pressão que apresente variações da ordem de 63% de seu valor em intervalos de tempo inferior a um segundo (Clark, 1989).

Para garantir a qualidade das medições nessas condições deve-se realizar a calibração dinâmica do sensor de pressão (Neves e Diniz, 1994). A calibração dinâmica de sensores de pressão promove a determinação do comportamento dinâmico do sensor com níveis de exatidão e confiabilidade elevados, exigindo para isso uma fonte de pressão controlável e de grande confiabilidade. O desenvolvimento de um gerador periódico de pressão, capaz de produzir sinais senoidais com amplitudes e frequências controladas, para ser usado em procedimentos de calibração dinâmica de sensores de baixa pressão (até 35 mbar) e baixa frequência (até 2 kHz), tem sido objeto de estudos recentes. O uso desse gerador permite a obtenção direta da Função Resposta em Frequência do transdutor a calibrar (Diniz, 1994). Neste trabalho são apresentados os resultados mais recentes dessa pesquisa, discutindo os limites de utilização do gerador desenvolvido, bem como do procedimento experimental utilizado para isso.

## 2. O GERADOR DESENVOLVIDO

O gerador periódico de pressão (GPP) desenvolvido permite a calibração dinâmica de sensores a partir de grandezas físicas básicas.

O princípio de operação proposto baseia-se na aplicação da equação de Cauchy para uma coluna de líquido acelerada verticalmente segundo uma função senoidal. Desta forma a pressão no fundo da coluna apresenta uma parcela estática e outra variável dadas pela expressão:

$$p(t) = \rho g h + \rho h A_0 \text{sen}(\omega t) \quad (1)$$

onde  $\rho$  é a massa específica do líquido,  $h$  a altura da coluna,  $g$  é a aceleração da gravidade e  $A_0$  é a amplitude da aceleração senoidal, de frequência  $\omega$ , aplicada à coluna de líquido.

A Função Resposta em Frequência (FRF) do sensor a ser calibrado pode ser determinada, de forma direta, variando-se a frequência  $\omega$  do sinal de aceleração e mantendo-se constante a amplitude  $A_0$  do mesmo.

Esse modelo é implementado usando-se uma coluna cônica de alumínio, com uma cavidade cilíndrica preenchida por um líquido, e acelerada senoidalmente por um *shaker*, permitindo a obtenção de um sinal senoidal de pressão (figura 1). Diferentes líquidos podem ser usados como fluido de enchimento da coluna. O sensor a ser calibrado é montado na parte inferior da coluna, e a calibração é feita comparando-se o sinal de pressão medido com a aceleração imposta à coluna. Determina-se, assim a função de resposta em frequência do sensor. Uma descrição detalhada do gerador periódico de pressão desenvolvido é apresentada nos trabalhos de Diniz et al (1995) e Diniz (1994). A utilização de um analisador dinâmico de sinais permite a obtenção direta da FRF, simplificando o procedimento de ensaio anteriormente desenvolvido, e aumenta a confiabilidade dos resultados.

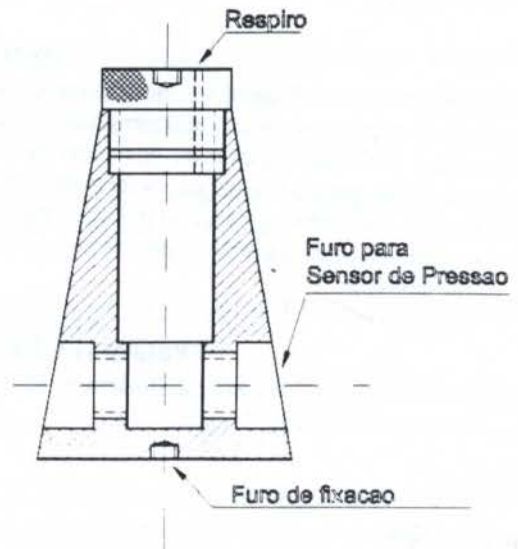


Figura 1 - Desenho esquemático da coluna do Gerador Periódico de Pressão

## 3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Em trabalhos anteriores de verificação do comportamento dinâmico do gerador desenvolvido determinou-se que o mesmo apresenta um comportamento típico de sistema de segunda ordem. (Diniz et alli, 1995). A figura 2 mostra um gráfico típico de resposta em frequência característico do gerador. Esse gráfico foi obtido em um ensaio usando PDMS (polidime-tilsiloxano) como fluido de enchimento e aplicando-se sobre a coluna de líquido uma aceleração de  $20 \text{ m/s}^2$ .

Nota-se nesse gráfico que a FRF apresenta um patamar significativo para frequências menores que 2 kHz. Observa-se também que não há defasagem entre os sinais de entrada e saída.



Esse comportamento se repete para os outros fluidos em diferentes níveis de aceleração, permitindo o uso do gerador periódico de pressão em procedimentos de calibração dinâmica de sensores de pressão.

Para a delimitação do campo de utilização do gerador periódico de pressão, foi utilizado um analisador HP 35665A, com dois canais e fonte interna de sinais. O sinal gerado pela fonte, após amplificado, é aplicado ao shaker que excita a coluna. Trabalhou-se no modo de instrumento de varredura em seno, onde o analisador controla a amplitude do sinal de entrada (aceleração) em um valor definido dentro de uma estreita faixa de tolerância ( $\pm 0,1$  dB), ajustando para isso o valor da tensão gerada pela fonte interna. A aceleração foi medida com um acelerômetro B&K 4366 e a pressão com um sensor KISTLER 601B. O sistema se completa com os amplificadores de carga dos sensores de medição.

### 3.1 Limite Superior de Pressão

A máxima pressão obtida com o gerador periódico de pressão é limitada pela máxima aceleração que pode ser produzida pelo *shaker* e controlada pelo analisador.

O valor máximo de aceleração depende da potência disponível no excitador e da massa a ser acelerada. O Excitador B&K 4808, usado no gerador periódico de pressão, permite a aplicação de uma força máxima de 112 N, o que, considerando a massa total acelerada pelo *shaker* (889,6 g), permite uma aceleração máxima de  $125,9 \text{ m/s}^2$ . É importante notar que, segundo a curva de operação do excitador, esse valor é drasticamente reduzido para frequências menores que 20 Hz. A influência dessa restrição, sobre os ensaios, pode ser vista na Figura 3b. Contudo, esse valor máximo de aceleração não pode ser atingido nos ensaios com o gerador periódico de pressão. O que se observou foi que o analisador dinâmico de sinais não consegue realizar o controle da amplitude com acelerações maiores que  $50 \text{ m/s}^2$ . A figura 3 mostra os espectros de frequência dos sinais de aceleração usados como entrada em um ensaio com PDMS com amplitude de aceleração de  $20 \text{ m/s}^2$  (figura 3a) e  $100 \text{ m/s}^2$  (figura 3b). Além da esperada atenuação do sinal para frequências menores que 20 Hz para níveis de aceleração elevados, também se observa que a amplitude do sinal é mantida pelo gerador de sinal do analisador dinâmico dentro dos valores especificados para aceleração de  $20 \text{ m/s}^2$ , enquanto que

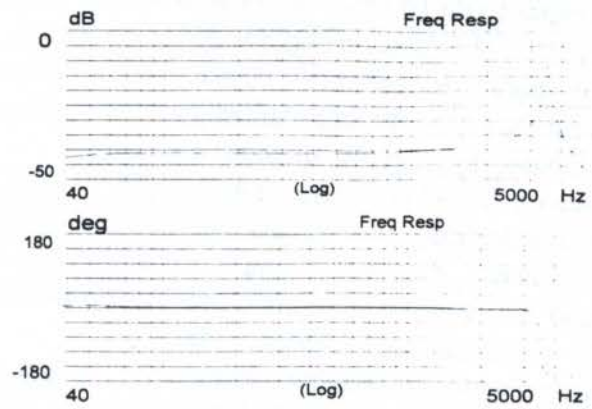


Figura 2 - FRF do GPP com PDMS e aceleração de  $20 \text{ m/s}^2$ .

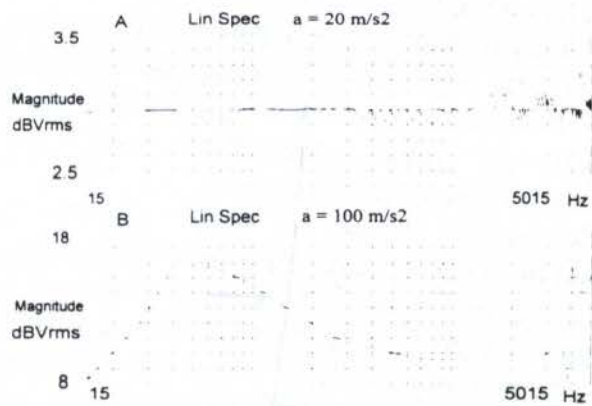


Figura 3 - Espectros de Frequências do sinal de entrada com acelerações de  $20 \text{ m/s}^2$  (a), e  $100 \text{ m/s}^2$  (b).



para aceleração de  $100 \text{ m/s}^2$  isso não acontece.

A figura 4 mostra os gráficos de Nyquist para os mesmos sinais, permitindo ver com melhor clareza a instabilidade do sistema quando a aceleração é de  $100 \text{ m/s}^2$  (figura 4b).

Considerando os níveis de confiabilidade exigidos para a aplicação do gerador periódico de pressão em procedimentos de calibração dinâmica determinou-se que a aceleração máxima obtida sem comprometer os resultados na faixa de

frequência de interesse, nas condições experimentais mencionadas, é de  $43 \text{ m/s}^2$ . Dependendo do fluido de enchimento esse valor de aceleração define o valor máximo de pressão.

### 3.2 Limite inferior de pressão

Considerando que os níveis de pressão gerados são baixos, e que para acelerações muito baixas esse sinal de pressão se confunde com o ruído presente no sistema de medição, dependendo da sensibilidade do sensor a ser calibrado, será impossível distinguir os dois sinais. Com o sensor de pressão utilizado pôde-se observar o comportamento do sinal de pressão gerado no que diz respeito a baixos valores de aceleração. Adotou-se como critério para especificação do limite inferior de pressão, o nível de aceleração que produzia um sinal de pressão suficientemente destacado do nível de ruído nas medições realizadas. Para isso foi utilizado o gráfico da Variância Normalizada do sinal de pressão medido, que permite avaliar a intensidade relativa do sinal principal e do ruído.

A figura 5 apresenta o gráfico de amplitude da resposta em frequência para o gerador periódico de pressão, quando da utilização de PDMS com aceleração de  $1 \text{ m/s}^2$ . Apresenta também a Variância Normalizada do sinal de pressão (figura 5c) para avaliação do nível de ruído presente nas medições realizadas e o Espectro de Frequência do sinal de entrada (figura 5b) para comparações.

Pela observação dos gráficos da figura 5 verifica-se que apesar do comportamento estável, e dentro dos limites especificados de  $\pm 0,1 \text{ dB}$ , do sinal de entrada (figura 5b), a resposta em frequência apresenta uma grande variação nos seus valores, sendo impossível a definição de um patamar de utilização para o gerador periódico de pressão. Isso acontece devido à alta intensidade relativa

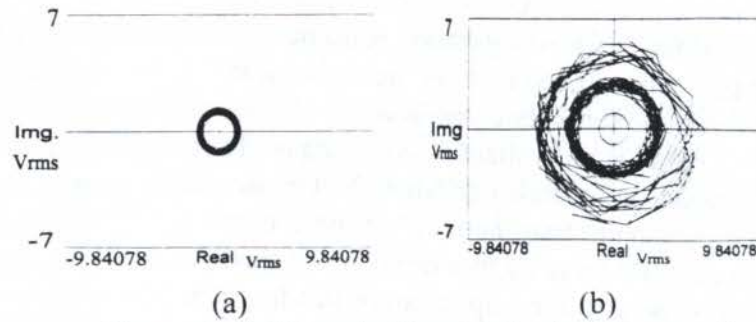


Figura 4: Gráficos de Nyquist do sinal de entrada com acelerações de  $20 \text{ m/s}^2$  (a), e  $100 \text{ m/s}^2$  (b).

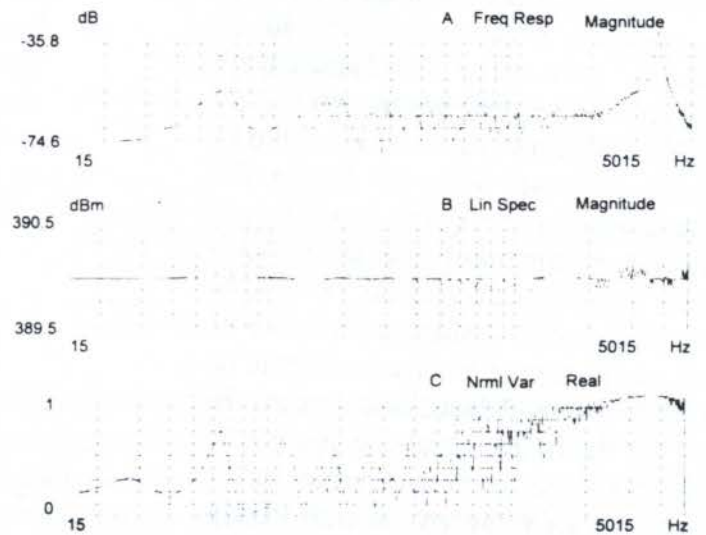


Figura 5: Resultados obtidos com PDMS e aceleração de  $1 \text{ m/s}^2$



do ruído presente no sinal de saída (pressão medida), como mostrado na figura 5c. Próximo à frequência natural do sistema, a amplificação natural do sinal principal de pressão não é acompanhada de aumento do ruído e os valores da variância normalizada se aproximam da unidade. Isso indica que o ruído não é provocado pelo sistema gerador de pressão, mas sim pelo sistema de medição do sinal de pressão.

A figura 6 mostra os mesmos resultados para uma aceleração de  $10 \text{ m/s}^2$ , permitindo observar que o aumento da aceleração, e conseqüentemente da pressão gerada, melhora sensivelmente a variância normalizada, já que o nível de ruído remanescente é muito pequeno quando comparado ao sinal principal. Desta forma os níveis mínimos de pressão no qual o gerador periódico de pressão pode ser aplicado para ensaios de calibração dinâmica foram determinados usando o critério do nível de ruído presente nas medidas.

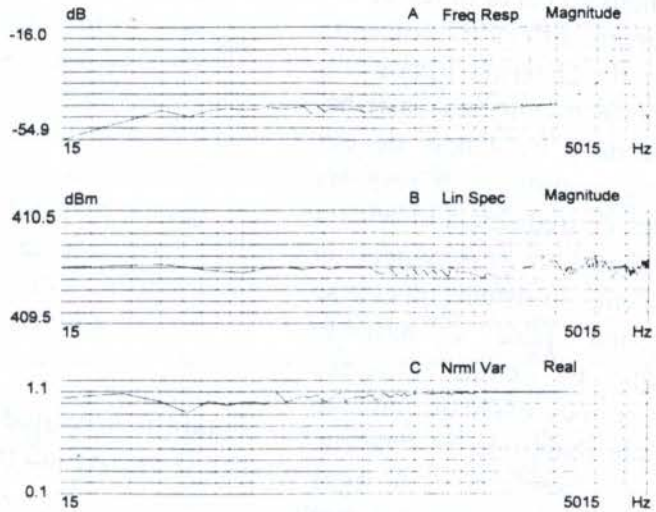


Figura 6: Resultados obtidos com PDMS e aceleração de  $10 \text{ m/s}^2$

### 3.3 Limites de Frequência

Os limites do intervalo de frequência do gerador de pressão são definidos pelo patamar da função de resposta em frequência.

Considerando o valor médio da resposta em frequência no patamar de estabilidade e uma variação máxima admissível de  $\pm 5\%$  em torno desse valor, obteve-se os resultados constantes da tabela 1, definindo-se os limites para cada fluido utilizado.

## 4. RESULTADOS

Seguindo o procedimento experimental descrito levantou-se o campo de utilização do gerador para diferentes fluidos de enchimento (Água destilada, Glicerina pura e comercial, Óleo SAE-40 e Polidimetilsiloxano - PDMS). Como já mencionado o limite superior de pressão é limitado por uma aceleração de  $43 \text{ m/s}^2$ , de forma que a utilização de fluidos com maior massa específica levaria a maiores valores de pressão. Verificou-se, contudo, que a fluidez desses líquidos (que é função da viscosidade e tensão superficial) diminui a extensão do patamar de frequências. A figura 7, apresenta o gráfico de amplitude da FRF para Glicerina comercial, Óleo SAE-40 e Água destilada, com nível de aceleração média na faixa de trabalho em pressão ( $20 \text{ m/s}^2$ ).

A comparação da figura 7 com as anteriores permite observar a influência do fluido de enchimento sobre o campo de trabalho bem como sobre a qualidade da resposta em frequência obtida.

Observando-se a figura 7 vê-se que o pico de ressonância obtido para a glicerina comercial é menor que para o PDMS, e a resposta obtida se aproxima mais da curva típica de um sistema superamortecido, indicando que o uso de glicerina impõe um maior amortecimento ao sistema. Nota-se ainda a existência de um aumento na amplitude da resposta para valores de frequência inferiores à da frequência de ressonância. O comportamento do sistema quando se usa glicerina pura é bastante semelhante ao com glicerina comercial, com excessão do aumento na amplitude abaixo da ressonância, que não é observado. A água destilada mostra um comportamento bastante diferente dos outros fluidos, apresentando pouca influência de ruído em baixa frequência, o que permite trabalhar com acelerações mínimas menores, mas possui uma frequência de ressonância mais baixa que os outros fluidos. A principal característica do uso do óleo SAE-40 é um aumento na frequência de ressonância do sistema, que fica em torno de 3 kHz, mas, como no caso da água, a resposta em frequência apresenta uma maior variação, diminuindo a faixa de frequência de utilização do gerador periódico de pressão.

A Tabela 1 apresenta os limites de utilização para os diferentes fluidos testados, considerando uma faixa de variação máxima admissível para a magnitude da resposta em frequência de  $\pm 5\%$ .

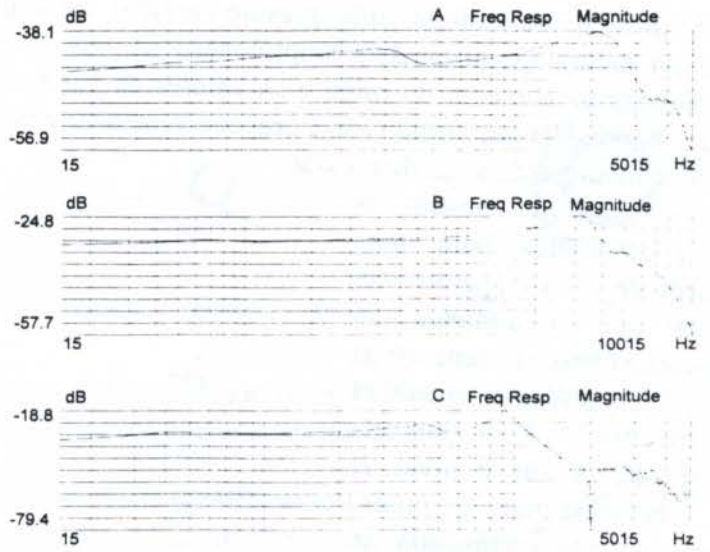


Figura 7: Amplitude da FRF para Glicerina comercial (a), Óleo SAE-40 (b) e Água Destilada (c).

Tabela 1: Campo de Utilização para os Fluidos Testados

Fluido	Campo de pressão (mbar)	Campo de frequência (Hz)
PDMS	2,16 - 30,9	40 - 2200
Glicerina Comercial	2,72 - 39,0	40 - 950
Glicerina Pura	2,77 - 39,7	40 - 1000
Água destilada	1,48 - 31,7	40 - 350
Óleo SAE-40	1,46 - 31,2	60 - 1300

## 5. CONCLUSÕES

A comparação dos resultados obtidos com outros trabalhos apresenta algumas variações nos limites encontrados. Essa diferença é devido à utilização de um analisador dinâmico de sinais para controle da excitação da coluna e medição dos sinais de aceleração e pressão. Esse



equipamento, permite uma melhor qualidade de medição, diminuindo as incertezas, aumentando o número de pontos medidos em uma varredura (menor resolução de frequência) e aumentando a confiabilidade dos resultados. O analisador permite, também, um melhor controle do sinal de entrada do sistema, melhorando a qualidade da função de resposta em frequência obtida. Além disso, o uso do analisador torna os ensaios mais rápidos e simples.

A limitação da amplitude de aceleração em  $43 \text{ m/s}^2$  devido a incapacidade do analisador em controlar satisfatoriamente o sinal de entrada para amplitudes altas, pode ser explicada por instabilidades no sistema formado pelo excitador (acelerando a massa de 889,6 g), pelo analisador de sinais e pelo sistema de medição de aceleração. A utilização de um excitador mais potente pode elevar esses valor máximo permitindo se atingir um campo de pressão maior.

Segundo Damion (1977) os geradores de pressão periódicos apresentam um campo de utilização trapezoidal, ou seja, quanto maior o nível de pressão menor, o valor máximo da frequência. Apesar disso ser verdadeiro para geradores do tipo sirene, isso não foi verificado no caso do gerador periódico de pressão com coluna de fluido. Desta forma pode-se especificar uma faixa de frequência de utilização constante para os vários níveis de pressão gerados para cada fluido de enchimento. A tabela 1 mostra esses intervalos para os vários fluidos testados. Esta tabela mostra, também, que o uso do PDMS como líquido de enchimento da coluna estabelece o maior domínio de utilização do gerador de pressão, enquanto que a água estabelece o menor. Constata-se, então, que o PDMS é o fluido que melhor se aplica aos ensaios de calibração dinâmica de transdutores de pressão, usando o gerador de pressão desenvolvido.

## 6. REFERÊNCIAS

CLARK, C., The Practice of Dynamic Pressure Measurement, *Measurement & Control*, vol. 22, nº 10, pp. 258-301, 1989.

DAMION, J.P., Moyens d'étalonnage dynamique des capteurs de pression, *Bulletin BNN*, Octobre, pp. 7-22, Paris, França, 1977.

DINIZ, A.C.G.C.; *Gerador periódico para Calibração Dinâmica de Transdutores de Pressão*, Dissertação de Mestrado, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 1994.

DINIZ, A.C.G.C., NEVES, F.J.R. & BARTOLI, F.P., Caracterização e Análise de um Gerador periódico para Calibração Dinâmica de Transdutores de Pressão, *Anais do XIII COBEM e II CIDIM*, Belo Horizonte, MG, 1995.

NEVES, F.J.R. & DINIZ, A.C.G.C.; Estudo de um Método Periódico para Calibração Dinâmica de sensores de Pressão, *Anais do III Congresso Engenharia Mecânica do Norte e Nordeste*, pp. 651-656, Belém, PA, 1994.





PAPER CODE: COB259

## DESENVOLVIMENTO DE UM RADIÔMETRO ELIPSOIDAL DE ALTA SENSIBILIDADE / DEVELOPMENT OF A HIGH-SENSITIVITY ELLIPSOIDAL RADIOMETER

AMAURY ROTEGER DE OLIVEIRA

*IPT - Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo S.A. - Divisão de Mecânica e Eletricidade - CEP 05508-901 - São Paulo - SP - Brasil - E-mail: arotger@ipt.br*

JURANDIR ITIZO YANAGIHARA

*EPUSP - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo - Departamento de Engenharia Mecânica - CEP 05508-900 - São Paulo - SP - Brasil; E-mail: jlyanagi@usp.br*

### Abstract

The main objective of this work is the development of a high-sensitivity and low-cost ellipsoidal radiometer for measurement of total radiation. The ellipsoidal cavity has an appropriate geometry and high-reflectivity surface so that all incident radiation is focused on a hemispheric sensor connected to a differential thermocouple. From the generated thermoelectric voltage it is possible to evaluate directly the incident radiation power through a calibration procedure conducted using a black-body cavity. We achieved a radiometer sensitivity that is three times larger than the similar instruments in the market. It is also worth noting that all material used in this instrument can be purchased anywhere with low cost. The main application for the radiometer is the measurement of total radiation in furnaces and other high-temperature industrial equipments.

### Keywords

Thermal radiation, total hemispherical radiation, thermal radiometer, ellipsoidal radiometer, differential thermocouple. Radiação térmica, radiação total hemisférica, radiômetro térmico, radiômetro elipsoidal, termopar diferencial.

## 1. INTRODUÇÃO

O objetivo deste trabalho é apresentar soluções técnicas para o projeto e construção de um radiômetro elipsoidal de alta sensibilidade e baixo custo. As soluções foram sintetizadas em um radiômetro de cavidade elipsoidal para medição de radiação total hemisférica. Sua aplicação principal está na determinação do fluxo total de radiação térmica em fornalhas. Outra possível aplicação é a medição de potência de lasers.

O conhecimento do fluxo de radiação total é importante em projetos na área de energia térmica. Em grandes caldeiras tipo fogo-tubular cerca de 80% da energia transferida ocorre por radiação. Conseqüentemente, é muito importante o conhecimento de suas características radiativas e, em especial, a medição do fluxo de radiação total para atingir o objetivo pretendido. Utilizando o radiômetro é também possível determinar a distribuição do fluxo de calor radiativo dentro de fornalhas, já em funcionamento, realizando um mapeamento espacial e propor soluções para problemas existentes tais como queimadores que não apresentem o



comprimento de chama especificado e necessitem modificações. Por outro lado, em diversas aplicações industriais, o conhecimento da parcela da transferência de calor devida à convecção é importante. Com o uso do radiômetro elipsoidal é possível separar estas duas componentes do fluxo total de calor.

### 1.1 Radiação Térmica

Acima de 0 K todos os corpos emitem radiação devido ao movimento aleatório das cargas elétricas de seus átomos constituintes. Radiação térmica é energia gerada e governada somente pela temperatura do corpo e apresenta um caráter dual: ondulatório ou corpuscular. No primeiro caso, consideramo-la como sendo uma onda eletromagnética e no segundo como sendo constituída por partículas denominadas fótons. Em ambos os casos pode ser relacionada à sua frequência,  $\nu$  :

$$\nu = \frac{c}{\lambda} \quad (1)$$

onde  $c$  é a velocidade da luz no meio e  $\lambda$  seu comprimento de onda. A radiação assim emitida termicamente por uma superfície possui duas características: um espectro contínuo em frequência e uma distribuição direcional. Para fontes térmicas ou superfícies arbitrárias, a sua determinação é um problema extremamente difícil, contudo para fontes chamadas corpos negros ela é independente da direção, isto é, a radiação é difusa, e sua distribuição espectral obedece a uma função universal que depende somente da frequência de radiação e da temperatura da fonte. Seu espectro, em termos de comprimento de onda, situa-se entre 0 e  $\infty$  e nosso interesse está na faixa entre 0,1  $\mu\text{m}$  e 100  $\mu\text{m}$ . Esta função é a chamada lei de Planck e é dada por

$$W_R(\lambda, T) = \frac{C_1}{\lambda^5 \left[ \exp\left(\frac{C_2}{\lambda \cdot T}\right) - 1 \right]} \quad (2)$$

onde  $W_R(\lambda, T)$  é a potência emissiva hemisférica espectral ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \mu\text{m}^{-1}$ ),  $T$  a temperatura do corpo emissor (K),  $\lambda$  o comprimento de onda considerado ( $\mu\text{m}$ ) e  $C_1$ ,  $C_2$  são constantes dadas por  $3,742 \times 10^8 \text{ W} \cdot \mu\text{m}^4 \cdot \text{m}^{-2}$  e  $1,439 \times 10^4 \mu\text{m} \cdot \text{K}$ .

A razão entre a emitância de uma superfície real e a emitância de um corpo negro, à mesma temperatura, em todas as possíveis direções e comprimentos de onda é definida como sendo a emissividade total hemisférica,  $\epsilon_S$ . A equação (2) integrada sobre todos os comprimentos de onda fornece a lei de Stefan-Boltzmann:

$$W_R(T) = \epsilon_S \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (3)$$

onde  $\epsilon_S$  é a emissividade total hemisférica e varia entre 0 e 1,  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann e vale  $5,67051 \times 10^{-8} \text{ (W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4})$ ,  $T$  é temperatura (K) e  $W_R(T)$  é a potência emissiva hemisférica total ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ ), ou também como é chamada, o fluxo de radiação total, que é a taxa com que a radiação é emitida por unidade de área, em todos os possíveis comprimentos de onda e em todas as direções. O instrumento proposto neste trabalho visa medir este fluxo de radiação total hemisférico.

## 1.2 Corpo Negro

Um corpo negro é definido com sendo uma superfície ideal que absorve toda a radiação incidente independentemente de seu comprimento de onda ou direção. Essa superfície emite difusamente e nenhuma outra emite mais do que ela, dada uma temperatura e um comprimento de onda. A sua realização prática, já proposta por Stefan (Porter, 1951), consiste em manter uma cavidade à temperatura uniforme e constante. Assim procedendo, emissividades totais hemisféricas muito próximas de 1 podem ser alcançadas neste tipo de equipamento que é considerado padrão para a calibração de radiômetros. Detalhes de sua realização estão no item 3.1.

## 1.3 Calor Transferido a uma Carga

O fluxo total de calor transferido para um elemento de superfície unitário, combinando chama e paredes de uma fornalha, pode ser dado por (Chedaille & Brand, 1972):

$$W_T = W_R - \epsilon_s \cdot \sigma \cdot T_s^4 + W_C \quad (4)$$

onde  $W_T$  é o fluxo total de calor incidente na carga,  $W_R$  é a parcela radiativa,  $\epsilon_s$  é a emissividade da superfície,  $\sigma$  é a constante de Boltzmann,  $T_s$  a temperatura da superfície e  $W_C$  é a parcela convectiva. Esta parcela, por sua vez, é dada por  $W_C = h_c \cdot (T_G - T_s)$  onde  $h_c$  é o coeficiente de transmissão de calor convectivo e  $T_G$  é a temperatura do gás. O cálculo de  $W_T$  em fornalhas experimentais com paredes refrigeradas a água é realizado através da medição das temperaturas de entrada e saída da água ou, quando não dispomos de tal aparato experimental, através de medidores de fluxo de calor total baseados na medição de gradientes de temperatura. O fluxo de radiação total é medido com um radiômetro elipsoidal. As temperaturas dos gases são medidas através de pirômetros de sucção e as temperaturas da superfície são medidas através de termopares. Desta maneira conseguimos calcular  $h_c$  e separar as parcelas devidas à radiação e à convecção.

## 2. CONCEPÇÃO DO INSTRUMENTO

A concepção original e básica deste instrumento foi desenvolvida pela International Flame Research Foundation na década dos 70 (Chedaille & Brand, 1972; IFRF, 1994). O radiômetro elipsoidal tem como característica fundamental integrar toda radiação incidente em um ângulo de  $2\pi$  sr e assim possibilitar a medição do fluxo radiativo total hemisférico.

O instrumento compõe-se basicamente de três tubos concêntricos pelos quais circula água de refrigeração e onde está alojada a cavidade elipsoidal que, assim, a mantém resfriada como esquematizado na Figura 1.



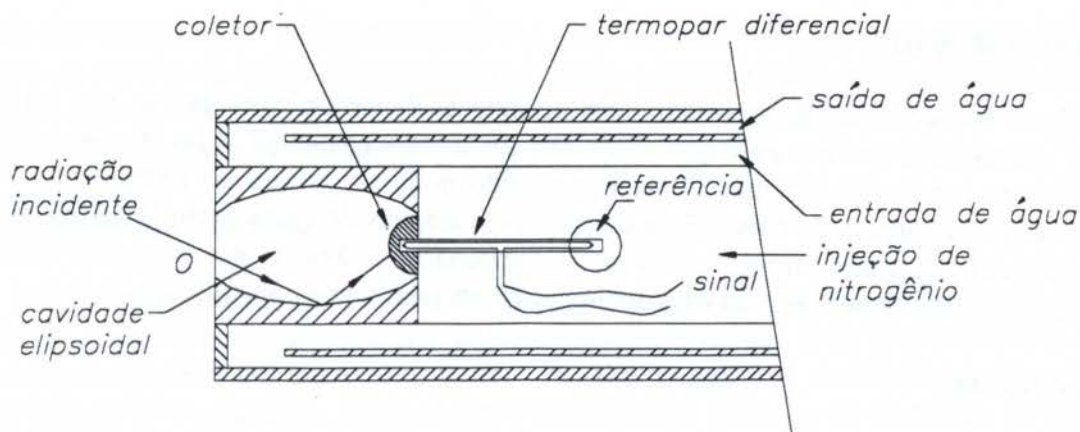


Figura 1: Radiômetro Elipsoidal

A cavidade elipsoidal, seccionada em seus planos focais capta radiação em um ângulo de  $2\pi$  sr. A radiação que penetra pela abertura focal é refletida pelas paredes da cavidade e incide no outro plano focal onde está instalado um coletor de forma hemisférica. Acoplado a este coletor é instalado um termopar diferencial que responde à variação de temperatura entre o coletor e a referência. O sinal assim produzido é diretamente proporcional ao fluxo radiativo incidente.

## 2.1 Sistema de Refrigeração

O sistema de refrigeração é necessário para que o radiômetro trabalhe em altas temperaturas. A vazão da água de refrigeração varia em função da temperatura em que o radiômetro irá trabalhar como também em função de seu comprimento de imersão no processo.

## 2.2 Cavidade Elipsoidal

Esta parte do instrumento é constituída por um cilindro metálico bipartido, em latão, cujos interiores foram usinados para que possam encaixar-se e desta maneira formar uma cavidade elipsoidal, de excentricidade 0,5, com aberturas em seus planos focais. A superfície da cavidade foi recoberta por uma fina camada ( $50 \mu\text{m}$ ) de níquel, depositado por eletrodeposição, para que seja refletora. O orifício de entrada apresenta bordas delgadas de modo a evitar reflexões, independentemente do ângulo de incidência, enquanto que na parte posterior do cilindro, no outro plano focal da cavidade, está alojado o coletor.

## 2.3 Coletor

A finalidade do coletor hemisférico é absorver toda a radiação incidente. Sua geometria compensa eventuais dispersões causadas pelo orifício ou pelas paredes internas da cavidade. Fabricado em cobre e recoberto por uma fina camada de material de alta emissividade, combina as duas características do coletor ideal: possui grande absorvidade superficial e interna (Siegel & Howell, 1992). O coletor, nesta nossa nova concepção, foi projetado para que esteja muito bem isolado termicamente com relação ao sistema de refrigeração evitando perdas por condução.

## 2.4 Termopar Diferencial

Alojado no coletor, foi montado um termopar diferencial composto por dois termopares comuns ligados em oposição. Eles são de cobre-constantan (tipo T), isolamento mineral, diâmetro externo de 1,5 mm. O sinal produzido pode ser levado ao instrumento de medida por dois fios comuns de cobre. Esta é uma das vantagens do radiômetro IPT/EPUSP: seus materiais são largamente comercializados, os termopares utilizados possuem curvas de calibração universalmente aceitas e, desta maneira, pode ser facilmente construído.

## 2.5 Injeção de Gás

Em seu estágio atual este radiômetro apresentou excelentes resultados em calibração contra corpos negros. Contudo, em operações em fornalha há necessidade de injeção de gás nitrogênio, através da cavidade elipsoidal, por duas razões: a) impedir a entrada de gases de combustão que provocariam o aquecimento convectivo do coletor e b) impedir a entrada de fuligem ou vapores condensáveis de combustível que diminuiriam a refletividade das paredes. Por outro lado, a injeção do gás provoca o resfriamento do coletor e conseqüente perda de sensibilidade de sinal. Essa perda de sensibilidade é da ordem de 10% para uma vazão de nitrogênio de cerca de  $42 \text{ l.h}^{-1}$  (Junqueira, 1997).

## 3. APARATO EXPERIMENTAL

O aparato experimental utilizado para calibrar o radiômetro está esquematizado na Figura 2.

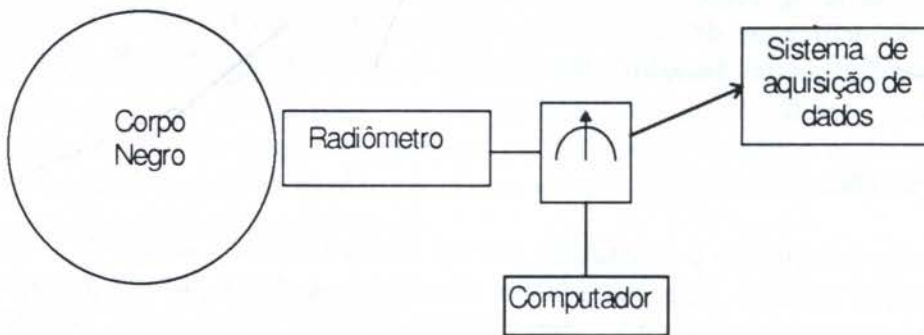


Figura 2: Aparato experimental

Para calibrar o radiômetro foram construídos três fornos esféricos, de cavidade negra, aquecidos eletricamente. A temperatura dos fornos é monitorada por termopares tipo K e controlada por um reostato tipo Variac, podendo atingir a temperatura de  $1100 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Uma abertura permite o acesso do instrumento ao interior do forno. Foi utilizado um registrador analógico-digital, com interface para computador para medir o sinal de saída do instrumento como também a temperatura do forno. Além dessas entradas foram monitoradas as temperaturas do coletor e da referência. Os dados foram coletados em um microcomputador através de um software de aquisição e depois tratados em planilha.

### 3.1 Os Fornos de Calibração

Os fornos são constituídos por uma casca esférica, de 300 mm de diâmetro interno, em alumina (99%  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ). Todo o conjunto é isolado com lã de vidro e fechado em uma caixa quadrada de 1000 mm de lado. A abertura de acesso possui raio de 35 mm. O aquecimento é



realizado eletricamente por fios tipo Kanthal A1, com diâmetro de 2 mm, e distribuídos de tal forma que as paredes da casca esférica sejam aquecidas uniformemente. Com essas dimensões e para uma emissividade real das paredes de 0,7, a emissividade aparente calculada do corpo negro é de 0,99 (Chedaille & Brand, 1972).

### 3.2 Instrumentação Utilizada

Foi utilizado um registrador híbrido analógico-digital marca Yokogawa modelo 388 que permite a aquisição diretamente em temperatura ou em tensão. Uma interface IEEE-488 faz a comunicação com um microcomputador PC-486. O software de aquisição "Data" foi desenvolvido no IPT e permite taxas de aquisição variáveis entre 1s ou intervalos de horas. Através uma coluna indicativa podemos identificar se os dados medidos estão nas condições necessárias para a calibração. Os dados assim adquiridos foram posteriormente tratados em uma planilha.

### 3.3 O Processo de Aquisição

Devido à grande inércia térmica dos fornos e também ao fato de seus materiais constituintes terem diferentes coeficientes de dilatação, seu processo de ajuste para as temperaturas de calibração é lento. Desta forma, os três equipamentos foram construídos e colocados em diferentes temperaturas para que a calibração pudesse ser processada com maior rapidez.

## 4. Resultados e Análise

### 4.1 Curva de Calibração

Os resultados típicos de um experimento estão resumidos na curva de calibração da Figura 3. As temperaturas dos três fornos foram: 810 °C, 937 °C e 1038 °C. O fluxo radiativo, nestas condições, foram calculados através da equação de Stefan-Boltzmann.

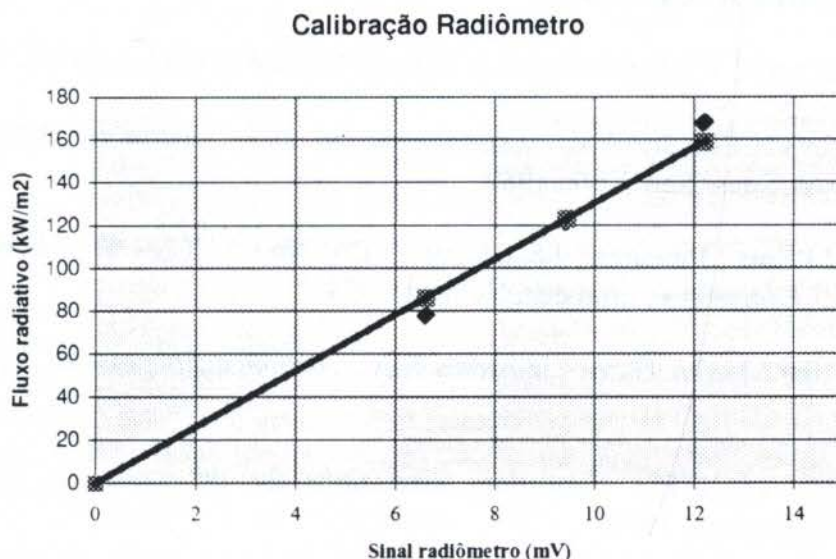


Figura 3 - Curva de Calibração do Radiômetro Elipsoidal

Fazendo uma regressão linear, considerando todos os 64 pontos adquiridos, foi obtida a seguinte relação:

$$W_R = (13,028 \pm 0,092). V \quad (5)$$

onde  $W_R$  é dado em  $\text{kW.m}^2$  e o sinal  $V$  é dado em  $\text{mV}$ . Esta curva possui  $\chi^2 = 0.98$  e uma estimativa de erro padrão (Standard Error of Estimate, SEE) de  $6,7 \text{ kW.m}^2$ , calculada a 95% (Coleman & Steele, Jr, 1989).

#### 4.2 Sensibilidade

Se definirmos a sensibilidade do instrumento com sendo

$$S = \frac{dV}{dW_R} \quad (6)$$

teremos que  $S=0,0768 \text{ mV.m}^2.(\text{kW})^{-1}$ , o que é cerca de três vezes maior quando comparada a instrumentos comerciais semelhantes (IFRF, 1994 e Land, 1977). A razão desta sensibilidade ser muito alta está no fato do coletor ter sido concebido para que esteja muito bem isolado do sistema de refrigeração o que não ocorre em outras versões comerciais citadas.

#### 5. CONCLUSÕES

Foi desenvolvido, testado e calibrado um radiômetro elipsoidal de alta sensibilidade para medição de radiação total hemisférica. O instrumento apresenta boa curva de calibração e sua sensibilidade é de cerca de três vezes maior quando comparada a de instrumentos comerciais equivalentes. O custo do instrumento é baixo, os seus materiais constituintes são largamente comercializados e pode ser totalmente construído no país. Projetos de queimadores e análise de equipamentos térmicos atuais serão grandemente beneficiados com o uso de tal instrumento.

#### 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

CHEDAILLE, J. & BRAND, Y. *Measurements in Flames*, Edward Arnold, London, 1972.

COLEMAN, H.W. & STEELE, Jr, W.G., *Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers*, John Wiley & Sons, New York, 1989.

IFRF, International Flame Research Foundation., Doc.No. C76/y/1/3, Measurement Equipment, *Ellipsoidal Radiometer*, Ijmuiden, Holland, 1994.

JUNQUEIRA, P., White Martins Gases Industriais S.A., *comunicação pessoal*, São Paulo, 1997.

LAND COMBUSTION LIMITED. *Operating Instructions for the Land  $2\pi$  Ellipsoidal Radiometer*, ISS 6/879, England, 1977.

PORTER, A. W., *Thermodynamics*, John Wiley & Sons, New York, 1951.



SIEGEL, R. & HOWELL, J. R., *Thermal Radiation Heat Transfer*, Hemisphere Publishing Corporation,, 3rd edition, New York, 1992.



PAPER CODE: COB352

**CALIBRAÇÃO SEMI-AUTOMÁTICA DE BALANÇAS PARA TÚNEIS  
DE VENTO EMPREGANDO REDES NEURAS ARTIFICIAIS/  
SEMI-AUTOMATIC CALIBRATION OF WIND TUNNEL BALANCES USING  
ARTIFICIAL NEURAL NETWORKS**

LAURIZETE S. CAMARGO & TAKASHI YONEYAMA

Divisão de Engenharia Eletrônica, Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA  
CEP 12.228-900 São José dos Campos - Brasil - e-mail: takashi@ita.cta.br

**Abstract**

This work is concerned with a semi-automatic calibration procedure using artificial neural networks for wind tunnel balances. The adopted structure is suited to a large variety of wind tunnel balances, from one to six degrees of freedom. The proposed procedure was applied to a pyramidal balance with six components, installed at the windtunnel TA-2 of Centro Técnico Aeroespacial. The estimates of the aerodynamic loading that appear on the test model are obtained directly as the output of an artificial neural network.

**Keywords**

Neural Networks, Non-Linear Identification, Instrument Calibration, Windtunnel, Balance, Redes Neurais, Identificação Não-Linear, Calibração de Instrumentos, Túnel de Vento, Balança.

**1. INTRODUÇÃO**

A balança é um dos mais importantes subsistemas de um túnel de vento transônico, usada para medir forças e momentos em até três dimensões. O estudo destas forças que atuam sobre o modelo ensaiado possibilitam a avaliação segura do comportamento dinâmico de diversos sistemas em situações de operação real. O modelo ensaiado pode ser um veículo automotor, uma aeronave, uma estrutura de edificação ou parte de um veículo em tamanho real, reduzido ou aumentado. Para cada modelo ensaiado, um conjunto de seis sensores é utilizado para a medida das cargas.

O projeto mecânico da cadeia de medição é feito de tal forma que cada força e cada momento seja isolado fosse sentido apenas pelo seu respectivo sensor. Entretanto, acoplamentos lineares e não lineares entre as medidas podem ocorrer, devido às imperfeições mecânicas do tipo assimetria dos mecanismos, isolamento do sistema, deformações estruturais causadas por cargas, temperatura e atrito, entre outras causas. Além disso, podem ser superpostos os erros de medidas relacionados ao sistema de aquisição de dados que incluem, entre outros, ruídos aleatórios, tendências, derivas, zonas mortas, interferência da rede e saturações.

Cada troca dos sensores de modo que o sistema de medição se adeque à faixa de indicação das cargas a serem medidas leva à necessidade de nova calibração. No processo de calibração a balança é adaptada para receber cargas padrão, sendo que os sinais correspondente serão adquiridos e processados por um computador dedicado. Uma vez que os dados são adquiridos, vários métodos de processamento podem ser empregados para a



obtenção dos coeficientes do modelo que são utilizados para produzir as estimativas das forças e dos momentos sobre os maquetes de ensaio a partir dos sinais de medição. Entre os procedimentos atualmente empregados estão o Método Iterativo concebido pela NASA Langley Research Center e o Método Iterativo com Regressão utilizado pela Subdivisão de Aeronáutica, Divisão de Sistemas Aeronáuticos, no Instituto de Aeronáutica e Espaço [Nogueira (1980)].

Neste trabalho, busca-se uma abordagem alternativa baseada em Redes Neurais Artificiais, onde se busca um mínimo de interferência humana para a obtenção de um modelo que, quando alimentado com os dados das células de carga, fornecem, de imediato, as estimativas das forças e dos momentos, com possíveis correções de resultado e redução da incerteza de medição.

## 2. OBJETIVO

Além da facilidade de operação, um importante objetivo é aumentar a exatidão das medidas realizadas pela balança, através da compensação de não linearidades, além de melhorar as características quanto a rejeição de perturbações do sistema elétrico-eletrônico.

Os problemas mecânicos mais significativos são: desalinhamentos, atritos secos, folgas nas juntas e deformações não-elásticas que podem ser modelados por redes neurais, sem um detalhamento minucioso dos fenômenos intrínsecos ou uma hipótese simplificadora sobre a forma da equação que relaciona as entradas e saídas, de modo que se permita um procedimento de identificação paramétrica, proposto, por exemplo, em Bierman (1977). Neste trabalho é apresentada uma metodologia que permite, a partir de cargas padrão, ajustar a função que fornece as medidas de força e de momentos, de uma forma semi-automática e não restrita à regressão linear. Assim, embora ainda seja necessário aplicar manualmente o carregamento padrão na balança, a obtenção da função que mapeia estas cargas em leituras das células de carga é automática. A compensação de folgas nas juntas e histereses requerem a utilização de redes neurais recorrentes e a sua descrição não foi incluída no presente texto.

As redes neurais podem, ainda, ser modificadas de modo a permitir a compensação de perturbações externas como vibrações estruturais, ruídos devido aos componentes eletrônicos ou outras interferências exógenas, através de esquemas como o de Widrow e Stearns (1985) e Vaz (1994).

## 3. DESCRIÇÃO DA BALANÇA

### 3.1 Calibração da Balança

A calibração consiste em estabelecer, com adequada precisão, a relação entre o conjunto de valores de entrada (mensurando) e o conjunto de valores da saída (medida), correspondendo, respectivamente no caso, às forças ( $F_i$ ) em **kgf** (ou momentos em **kgf.m**) e às medidas nos terminais do amplificador conectado às células de carga ( $R_i$ ) em **mV**. Entre as características da balança, destaca-se que:

- Cada saída é função de todas as entradas;
- A função entre entrada e saída podem apresentar uma parcela não linear
- Podem existir ruídos aleatórios e polarizações

O carregamento é feito em grupos, onde em cada grupo, duas grandezas  $F_i$  distintas serão aplicadas, enquanto as outras são mantidas nulas. Para cada carregamento realizado são registrados os valores de cada um dos  $R_k$ . São necessários, usualmente, 120 carregamentos para o processo. No procedimento clássico, os dados são processados usando Filtro de Kalman [Bierman (1977)], para a estimação dos coeficientes do modelo.

A figura 1 representa, esquematicamente, a balança para medida de forças e momentos aerodinâmicos no plano de arfagem, de modo que são ilustradas as cadeias de medição para apenas três grandezas, duas forças (vertical e horizontal) e um momento, embora a balança real possua 6 entradas e 6 saídas.

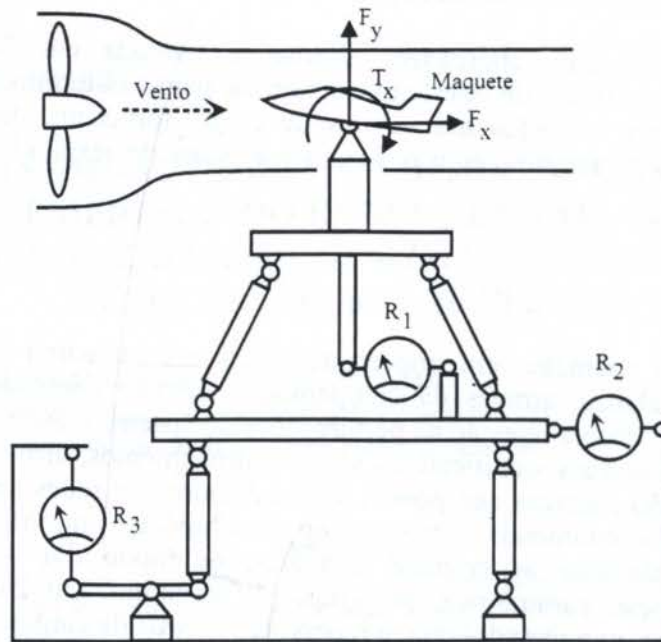


Figura 1 :Desenho esquemático de uma balança piramidal, para visualização de apenas 3 dos 6 componentes, onde  $R_1$ ,  $R_2$  e  $R_3$  correspondem, respectivamente, ao momento, ao arrasto e a sustentação, denotadas  $T_x$ ,  $F_x$  e  $F_y$ .

A balança real é de fabricação da Taller & Cooper e se encontra instalada no Túnel de Vento TA-2 do Centro Técnico Aeroespacial em São José dos Campos - SP. Toda a estrutura que se situa abaixo da base flutuante superior é alojado no subsolo. A estrutura de suporte do maquete é posicionado de tal modo que o ponto O se localize na porção central do fluxo de ar forçado através de ventiladores, em um circuito fechado. Em posições adequadas são instaladas células de carga que medem os esforços mecânicos a eles transmitidos e que refletem as cargas aerodinâmicas sobre o maquete de ensaio.

### 3.2. O Modelo Nominal da Balança

O modelo analítico da planta real, proposta pelos fabricantes [Nogueira (1980)], é da forma:

$$R_k = T_k + \sum_{i=1}^6 A_k^i \cdot F_i + \sum_{i=1}^6 \sum_{j=1}^6 B_k^{ij} \cdot F_i \cdot F_j \quad (1)$$

onde:

$R$  = sinal de saída (mV)

$$F_i = \begin{cases} \text{Força} & \text{para } i = 1,2,3 \\ \text{Momento} & \text{para } i = 4,5,6 \end{cases}$$

Onde há 258 coeficientes (T, A, B) a serem determinados. Uma vez que o projeto mecânico da cadeia de medição é de tal forma que cada força e cada momento isolado seja sentido predominantemente pelo seu respectivo sensor, os termos cruzados deveriam possuir



coeficientes  $B_k^{ij}$  aproximadamente nulos. Entretanto, modelos do tipo (1) podem não serem adequados devido à presença de acoplamentos lineares e não lineares entre as medidas que decorrem das imperfeições mecânicas do tipo assimetria dos mecanismos, isolamento do sistema, deformações estruturais causadas por cargas, dilatações, folgas nas juntas e atrito seco, entre outras causas, além dos erros de medidas relacionados ao sistema de aquisição de dados que incluem, entre outros, ruídos aleatórios, tendências, derivas, zonas mortas, interferência da rede e saturações.

Nestas condições, um modelo mais acurado poderia ter a forma

$$R_k = f(T_k, A_k^1, \dots, A_k^6, B_k^{11}, \dots, B_k^{66}) \quad (2)$$

e que poderia ser obtida a partir das medidas com o emprego de redes neurais artificiais.

#### 4. MODELOS NEURAI PARA A BALANÇA

##### 4.1 O Modelo Direto Neural da Balança

Uma rede do tipo *feedforward multi-layer perceptron* é usada como modelo direto do sistema, de forma similar a [Pataki (1993) e Murray-Smith (1992)].

A topologia da rede é apresentada na figura 2 e apresenta uma camada escondida. O treinamento é realizado com o algoritmo *backpropagation*.

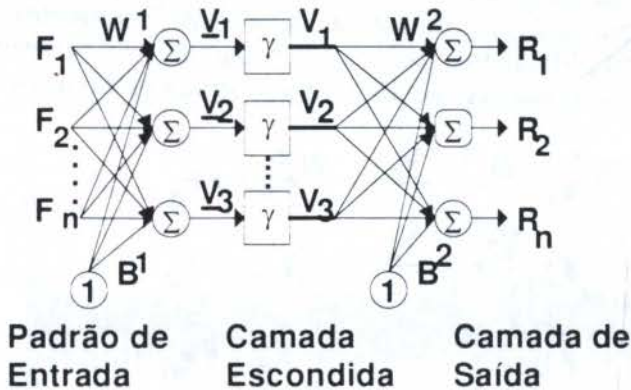


Figura 2 - Modelo Direto Neural para a Balança

Além de permitir considerar efeitos não contemplados em (1), o modelo direto neural pode ser empregado na fase de calibração para monitorar a consistência dos dados em outros métodos para sintonização de modelos para a balança. A figura 3 apresenta uma série de 120 carregamentos reais onde, utilizando a técnica da filtragem de Kalman foi ajustado um modelo do tipo (1). Nota-se na figura 3 que, em dois pontos, ocorreu inconsistência de dados, detetada pelo modelo direto neural e que, se não eliminada, prejudicaria o processo de identificação dos coeficientes.

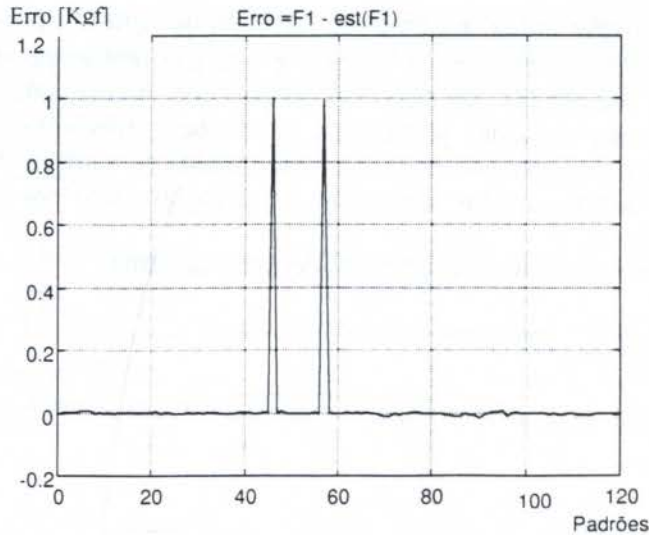


Figura 3 - Resultado da estimação dos coeficientes do modelo expresso em (1) pelo emprego do filtro de Kalman, apresentando 2 pontos de inconsistência de dados. As inconsistências são detetadas por comparação com o modelo direto neural.

#### 4.2. O Modelo Inverso Neural da Balança

Uma vez que o principal objetivo é obter as estimativas das forças e dos momentos aerodinâmicos sobre o maquete ensaiado, necessita-se construir o modelo inverso neural da balança. Este modelo tem como saídas as estimativas das forças e momentos e como entradas as tensões nos terminais dos amplificadores das células de carga.

A arquitetura do modelo inverso neural é da forma ilustrada na Figura 4.

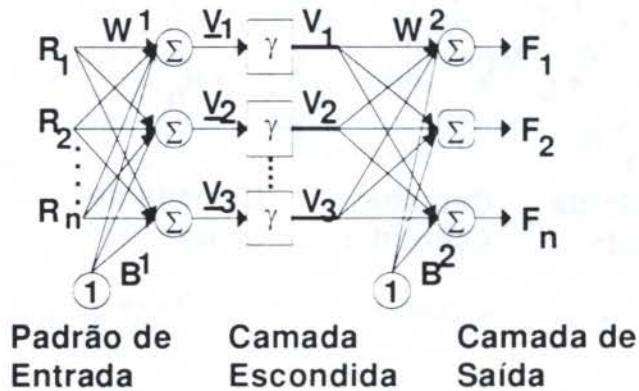


Figura 4 - Modelo Inverso Neural para a Balança

O modelo inverso neural pode ser treinado diretamente com os pares entrada-saída obtidos na fase de calibração. Entretanto, empregando-se o modelo direto para geração de pares de treinamento melhor distribuídos e com base no algoritmo de *backpropagation* [Zurada (1992)], obtém-se uma convergência dos pesos do modelo inverso neural de forma mais acelerada do que em relação à utilização direta dos dados de carregamento [Xiaonsong *et al* (1995) e Karjala *et al* (1994)].



## 5. VALIDAÇÃO DO MODELO OBTIDO

Com o intuito de se verificar o desempenho do modelo inverso neural para a obtenção dos valores das forças e momentos a partir das leituras das células de carga, foram realizados ensaios com  $N = 1000$  carregamentos gerados aleatoriamente. A média de erros entre os dados reais e os produzidos pelo modelo inverso neural, por componente, são calculados através de:

$$\langle e_i \rangle = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |e_i| \quad (3)$$

A média dos erros, por componente, são apresentados na Tabela I, onde se nota uma boa concordância entre os valores estimados pelo modelo neural inverso e os dados reais.

Tabela I - Erro Médio, por canal, para  $N = 1000$  carregamentos gerados aleatoriamente.

Erro Médio	Valor ( $\times 10^{-4}$ )
$e_1$	0.433
$e_2$	0.215
$e_3$	4.573

As figuras 5 a 7 apresentam, de forma gráfica, os erros para cada carregamento aplicado na balança, após a calibração inicial. Nota-se que os valores medidos pela balança calibrada estão com dispersão pequena e simétrica em torno do valor real das cargas.

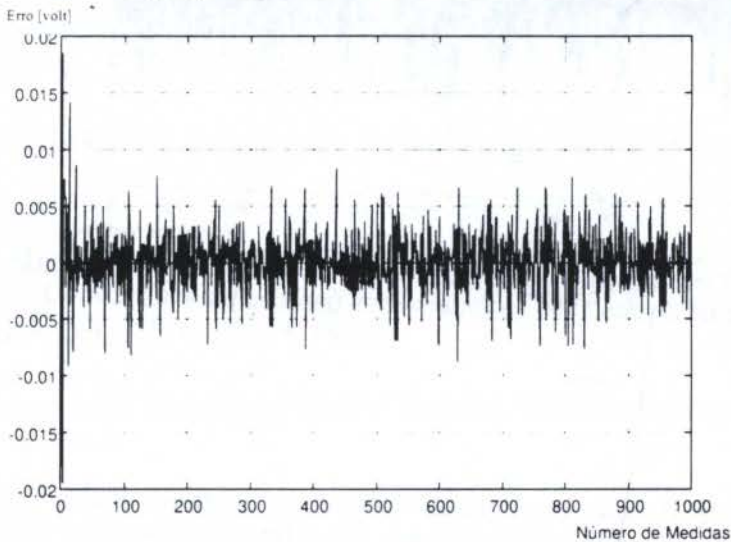


Figura 5 - Erros na estimativa da força de arrasto para cada um dos 1000 carregamentos gerados para teste.

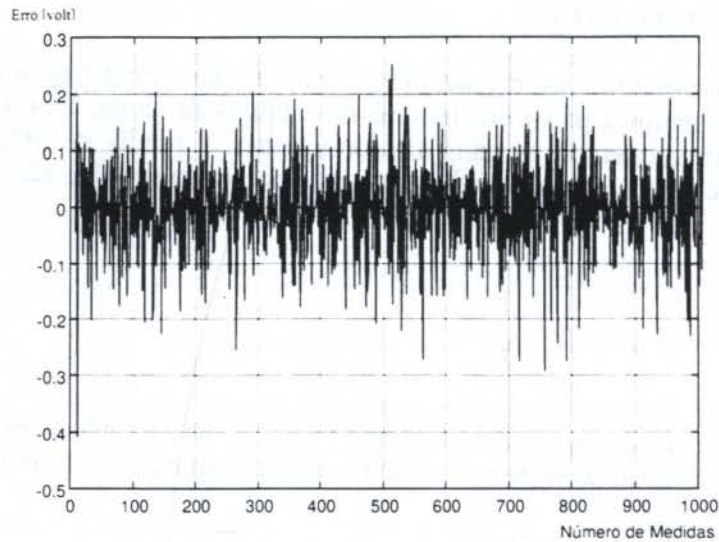


Figura 6 - Erros absolutos na estimativa da força de sustentação para cada um dos 1000 carregamentos gerados para teste.

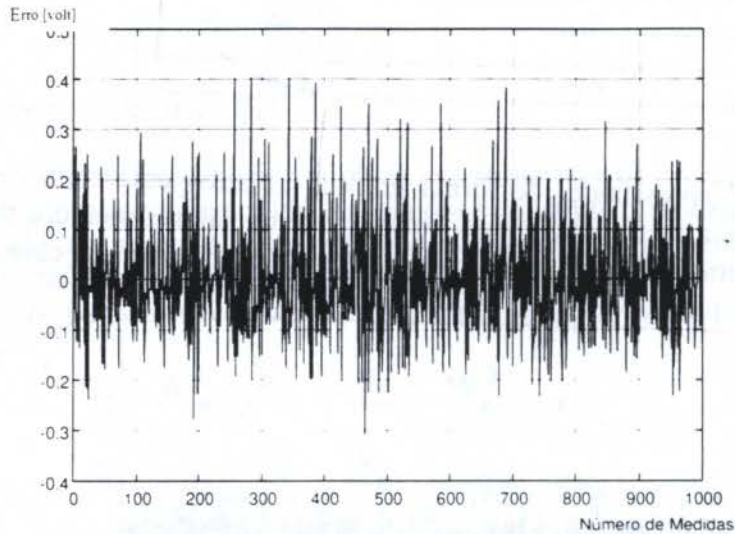


Figura 7 - Erros absolutos na estimativa do momento de arfagem para cada um dos 1000 carregamentos gerados para teste.

## 6. CONCLUSÕES

As redes neurais artificiais permitem incorporar, tanto no modelo direto quanto no modelo inverso, diversos fenômenos não-lineares que afetam as medidas nas balanças dos túneis de vento, sem necessitar de um modelamento intrínseco dos mecanismos envolvidos na sua gênese.

Os modelos diretos são úteis no monitoramento do processo de calibração, evitando que dados inconsistentes sejam introduzidos no sistema de aquisição, o que poderia acarretar degradação nos resultados da identificação paramétrica dos modelos.

Os modelos inversos permitem apresentar, de forma imediata, os valores das forças e dos momentos estimados, a partir das tensões fornecidas pelas células de carga, podendo-se, em aplicações mais sofisticadas como servo-aero-elasticidade, servir de componente do elo de realimentação na motorização-atuação dos maquetes sob teste.



## 7. AGRADECIMENTOS

Os autores desejam manifestar os seus agradecimentos ao CNPq pelo apoio na forma do Projeto SHI<sup>2</sup> - Sistema Híbrido de Instrumentação Inteligente, ProTeM-CC, Processo n° 680092/95-1.

## 8. REFERÊNCIAS

BIERMAN, G. J. *Factorization Methods for Discrete Sequential Estimation*. New York: Academic Press, Inc., 1977.

KARJALA, T. W. *et al.* Dynamic data rectification using the extended Kalman filter and recurrent neural networks, *1994 IEE International Conference of Neural Networks- IEEE World Congress on Computational Intelligence*, New York, NY, USA, pp.3244-9, 1994.

MURRAY-SMITH, R. *et al.* Neural networks for modelling and control of a non-linear dynamic system, *Proc. of the 1992 IEEE International Symposium on Intelligent Control*, New York, USA, NY, pp.404-9, 1992.

NOGUEIRA, S.L. *Calibração de Sistemas de Medidas de Múltiplas Componentes com Interações*. São José dos Campos, ITA, 1980.

PATAKI, B. Neural Neural Based Dynamic Model. *Third International Conference on Artificial Neural Networks*, IEE, London, UK, p. 294, 1993.

VAZ, C. *et al.* An Adaptive Estimation of Periodic Signals using a Fourier Linear Combiner. *IEEE Trans. Signal Proc.*, v.42, pp.1-10, 1994.

WIDROW, B. & STEARNS, S.D. *Adaptive Signal Processing*. Prentice Hall, Engliwood Cliffs, N.J., 1985.

XIAONSONG, D. *et al.* The backpropagation neural network being capable of real-time identification, *IEEE Control System Proceeding of the 4th IEEE Conference on Control Application*, New York, NY, USA, p.1174, 1995.

ZURADA, J.M. *Introduction to Artificial Neural Systems*. West Publishing Co, 1992.



PAPER CODE: COB527

## TWO-PHASE FLOW TOMOGRAPHY USING A 8-ELECTRODE ELECTRICAL CAPACITANCE SENSOR

Luiz Felipe Mendes de Moura, Flavio Tambellini & Francisco Antonio Belo\*

*Departamento de Engenharia Térmica e de Fluidos, Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP/FEM  
CEP 13.083-970 Campinas, Brasil - E-mail: felipe@fem.unicamp.br*

*\*Centro de Tecnologia, Universidade Federal da Paraíba - UFPb/CT João Pessoa, Brasil*

### Abstract

This paper describes an electrical capacitance tomography (ECT) system for imaging of two-phase flows. The capacitance sensor was built with eight electrodes around an insulating pipe. In the proposed capacitance measurement system, when an electrode is an emitter, the seven other electrodes are receivers, leading to a parallel reading tomography type. For a 8-electrode sensor, there are 28 independent readings. In order to improve the measurement system time response, a new electronic transducer was developed that supports excitation frequency up to 10 MHz. The proposed ECT system was tested for both stratified and annular air-water flows. A linear back projection algorithm was used to reconstruct the cross section image of the two-phase flow from the measured capacitance values. The reconstructed flow images obtained using this algorithm were compared to the real two-phase flow distributions. Filtering techniques were applied to the back projection algorithm in order to improve the reconstructed flow image quality. Limitations and possible future improvements of this technique are also discussed.

### Keywords

Two-phase flow, Tomography, Capacitance sensor

## 1. INTRODUCTION

The tomography technique is capable of producing a large amount of data on the internal characteristics of different engineering processes. Such data are extremely useful in improving the modelling and design of many complex processes. Tomographic methods can be used, for example, to image component concentration distributions and detect transient dynamic changes in multi-phase processes. In order to improve process modelling and design, tomographic instrumentation would often be applied first to processes at laboratory and pilot scale. Nevertheless, there are many instances where tomographic instrumentation must be installed in industrial-scale process plants for on-line control and monitoring purposes.

Different sensing techniques are available for tomographic measurement. Each type of sensing principle has one or more possible means of reconstructing the measured data to

2595



obtain an image (Dickin *et al.*, 1992). This image can be analyzed qualitatively or quantitatively, depending on the specific requirements of the application. Ultimately the technical needs for tomographic information may govern the choice of the sensing principle that can be used. These technical needs embody aspects such as the temporal and spatial resolution of the sensing method, data processing requirements to reconstruct image, costs, hazards associated with the sensing method, ease of implementation, calibrations, etc.

For process characterization and monitoring, tomography can be applied off-line and on-line. The instrument specification can be quite different from these two cases. For off-line measurement the data capture time should be fast relative to the transport or other dynamic changes, the data processing time can be slow and the spatial resolution required is normally high in order to deliver high quality scientific data. For on-line measurements it is often necessary to measure distributions of material properties. In this case the data capture time should still be fast relative to the transport dynamics and the data processing time should also be fast relative to the control dynamics. However, the spatial resolution may be relatively crude and space averaged values may be sufficient.

In this paper, some current applications of electrical tomography to two-phase flows are described. Electrical tomography is non-intrusive, of high temporal resolution (1 ms achievable), low cost, no radiation hazard and easy to implement. This mainly embodies methods based on capacitance (ECT), resistance (ERT) and inductance or magnetic (EMT) sensing techniques.

The excitation sources for use with electrical tomography systems are generally of low frequency (below 5 MHz). Therefore, electrical tomography systems are mainly described by equations governing the electrostatic field, usually by the Laplace equations. For electrostatic fields, when the electric flux lines are encountered by an interface of permittivities (or conductivities), the flux lines are deflected. As a result, the spatial resolution of electrical tomography is relatively low (typically 5% to 10% of the cross-sectional diameter). For electrical tomography, the inverse problem - from boundary electrical measurements such as capacitances to determine the internal distribution of the constituent parameter such as permittivity - is non-linear. Image reconstruction algorithms developed for linear, straight-ray X-ray tomography are not applicable and different algorithms have to be developed for electrical tomography. A diversity of algorithms, both non-iterative and iterative, has been emerging. Back projection algorithm is a typical qualitative, non-iterative algorithm (Xie *et al.*, 1992). A typical quantitative, iterative algorithm is one based on the modified Newton-Raphson method (Yorkey *et al.*, 1987).

## 2. PRINCIPLES OF ELECTRICAL CAPACITANCE TOMOGRAPHY

In an electrical capacitance tomography (ECT) system multiple electrodes are mounted equally spaced on an insulating pipe section and the capacitances of every possible electrode combination are measured. For example, an 8-electrode sensor gives 28 distinct measurements. Otherwise, for a  $n$ -electrode sensor there are  $n(n-1)/2$  independent readings. During the measurement procedure one electrode is selected as the source electrode and all other electrodes are selected as the detection electrodes connected to the virtual earths of individual capacitance measurement circuits. This process continues until all electrodes are selected as the source electrode.

The first step in the image reconstruction procedure is the forward problem, that is, to obtain or predict the transducer readings for a given material distribution. The forward problem solution gives the capacitance readings of electrode pairs when a single test pixel of



high permittivity is moved to positions covering the whole imaging area against a background of low permittivity. Capacitance sensitivity distributions for each electrode pair can be produced from these data. The forward problem is generally solved by using one of the available finite element method (FEM) software packages.

The two-dimensional electrostatic field is represented by the Laplace equation:

$$\nabla \cdot [\varepsilon_0 \varepsilon(x, y) \nabla \phi(x, y)] = 0 \quad (1)$$

where  $\phi(x, y)$  and  $\varepsilon(x, y)$  are, respectively, the two-dimensional electrostatic potential and the permittivity distributions and  $\varepsilon_0$  is the free-space permittivity.

The boundary conditions imposed by the measurement technique, when the electrode  $i$  is the source electrode ( $i=1, n$ ), are:

$$\psi_i = \begin{cases} V_c, & (x, y) \in \Gamma_i \\ 0, & (x, y) \notin \Gamma_i \end{cases} \quad (2)$$

where  $\Gamma_i$  represents the spatial locations of the  $n$  electrodes around the external surface of the sensor and  $V_c$  is the potential applied to the source electrode. Figure 1 shows a capacitance sensor with 8 electrodes around a glass pipe.

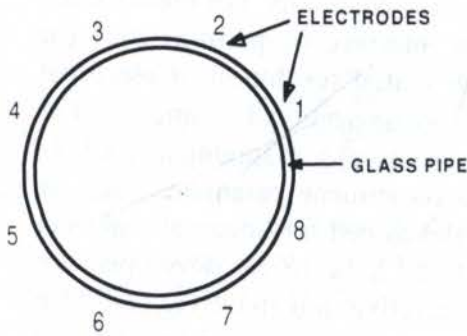


Figure 1 - Schematic representation of an 8-electrode capacitance sensor.

In this work the software package ANSYS was used to solve the electrical field inside the capacitance sensor. The region shown in figure 1 was divided into  $P$  ( $P=968$ ) three-nodes triangular elements corresponding to  $Q$  ( $Q=529$ ) nodes. The finite element mesh is shown in figure 2.

After solving node electric potentials, the capacitance between each electrode pair  $i-j$  can be determined by performing numerically the following integration:

$$C_{i,j} = \frac{\varepsilon_0}{V_c} \int_{(x,y) \in \Gamma_i} \varepsilon(x, y) \nabla \phi_i(x, y) \cdot d\Gamma_j \quad (3)$$

where  $\phi_i(x, y)$  is the two-dimensional electrostatic potential distribution when electrode  $i$  is the source electrode.

The finite element model was used to calculate the capacitance sensitivity distribution needed for the image reconstruction algorithm. The capacitance sensitivity of the  $k$ th in-pipe element (a finite element inside the pipe) can be determined by assigning to this element the permittivity of the liquid and to all others in-pipe elements the permittivity of the gas. In the present model there are 800 in-pipe finite elements and 168 finite elements representing the pipe wall. The capacitance sensitivity distribution for the electrode pair  $i-j$  is defined as:

$$S_{i,j}(k) = \frac{\mu(k) [C_{i,j}(k) - C_{i,j}^g]}{C_{i,j}^l - C_{i,j}^g} \quad (4)$$



where  $C_{i,j}(k)$  is the capacitance when the  $k$ th in-pipe element has the permittivity of the liquid and all others in-pipe elements have the permittivity of the gas,  $C_{i,j}^l$  and  $C_{i,j}^g$  are respectively the capacitance when the pipe is filled with gas and with liquid and  $\mu(k)$  is the area correction factor related to the  $k$ th in-pipe element. The area correction factor is the  $k$ th element area divided by the mean element area (total area divided by the number of elements).

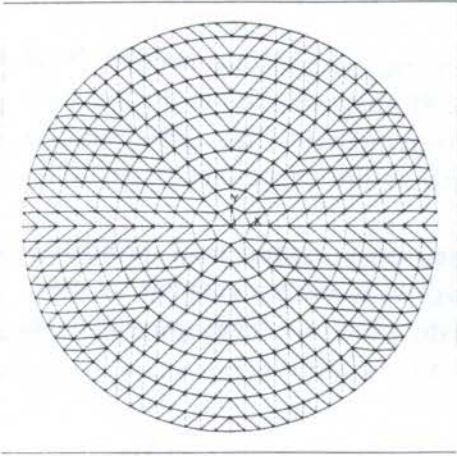


Figure 2 - Finite element mesh for the capacitance sensor.

Owing to the sensor symmetry, only four capacitance sensitivity distributions need to be calculated. They are  $S_{1,2}$  (sensitivity distribution of an adjacent electrode pair),  $S_{1,3}$  (that of an electrode pair separated by one electrode),  $S_{1,4}$  (that of an electrode pair separated by two electrodes) and  $S_{1,5}$  (that of a diagonally separated electrode pair). This can significantly reduce the computational time, since the other 24 sensitivity distributions can be obtained by rotating  $S_{i,j}$  anticlockwise by  $\gamma$  degrees ( $\gamma = 45, 90, 135, \dots, 315^\circ$ ).

The four typical sensitivity distributions  $S_{1,2}$  to  $S_{1,5}$  are shown in the figure 3. These data was generated for a 8-electrode sensor (external radius=50.0 mm, internal radius=46.5 mm, pipe permittivity=4, gas permittivity=1 and liquid permittivity=80).

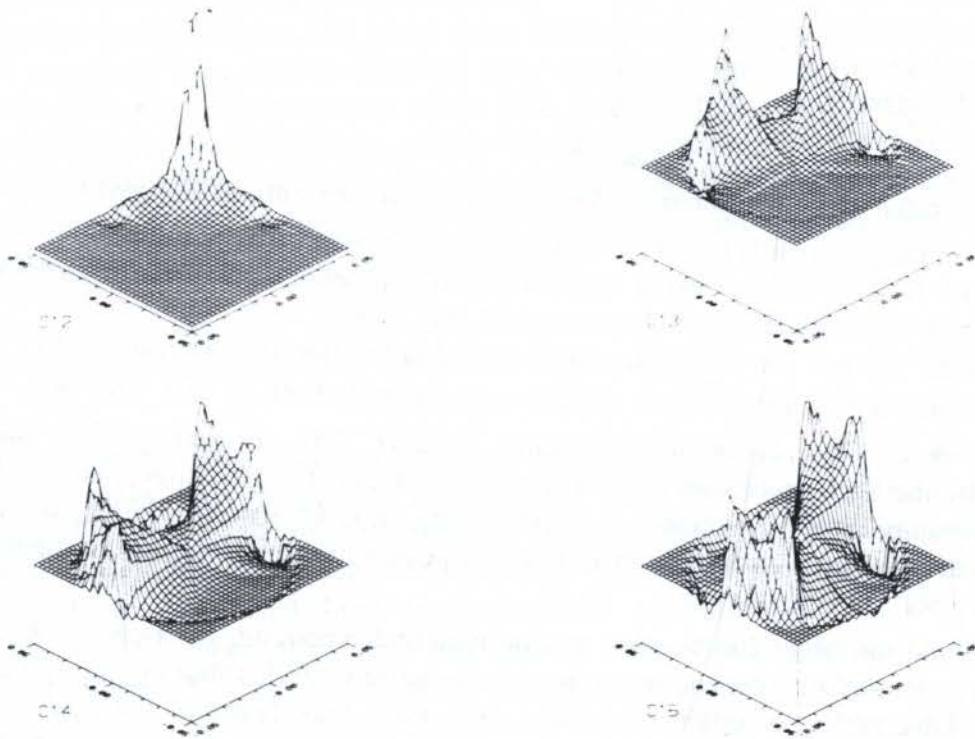


Figure 3 - Capacitance sensitivity distributions for the four typical electrode pairs.

It can be observed that the capacitance sensitivity is higher near the pipe wall than in the middle of the pipe. In some areas the sensitivity exhibits positive response, whereas in others it is negative or zero.

As it is was mentioned above, the two-phase imaging system is based on the image reconstruction algorithm. A reconstructed flow image is obtained from the capacitance measurements, by using the capacitance sensitivity distribution. The inverse problem is to obtain the distribution of the permittivities of the gas-liquid mixture from the measured capacitance values, that is, to find the inverse of equation (3). It should be pointed out that there is no analytical solution to such an inverse problem.

To solve the inverse problem for ECT, some approximate methods are needed. Note that the number of unknown parameters in the system (the 800 image pixels) is greater than the number of known parameters (the 28 capacitance measurements). Thus the system is underdetermined. Some *prior* knowledge of the system, such as the capacitance sensitivity distribution, should be supplied to solve the problem.

In this work an image reconstruction algorithm based on a simple back projection method (Xie *et al.*, 1989) was used. The reconstructed image may be represented by pixel gray-level used to approximate the dielectric constant distribution. The gray-level is determined from the following equations:

$$G(k) = W(k) \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \lambda_{ij} S_{ij}(k) \quad (5)$$

$$W(k) = \left( \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N S_{ij}(k) \right)^{-1} \quad (6)$$

In equation (5) the normalized capacitance change  $\lambda_{ij}$  is defined as:

$$\lambda_{i,j} = \frac{C_{i,j}^m - C_{i,j}^g}{C_{i,j}^l - C_{i,j}^g} \quad (7)$$

where  $C_{i,j}^m$  is the capacitance measurement for the gas-liquid distribution,  $C_{i,j}^l$  and  $C_{i,j}^g$  are the capacitance when the pipe is filled with gas and with liquid, respectively.

Note that  $W(k)$  is the weighting factor used to compensate for the effects of non-uniform sensitivity distribution on the values of pixel gray level.

For a linear system, the image gray-level should fall within the interval  $0 \leq G(k) \leq 1$ . Since a capacitance tomography system exhibits non-linearity, both  $\lambda_{ij}$  and  $G(k)$  may show overshooting (larger than 1) or undershooting (smaller than 0) values. The images reconstructed by the back projection method are always dominated by artifacts arising from elements of low gray levels. Therefore, some processing on  $G(k)$  is needed before the gray-level image is displayed. Overshooting in  $G(k)$  is eliminated by using a truncation operation ( $\lambda_{ij} = 1$  if  $\lambda_{ij} > 1$ ) in equation (5).

A threshold operation can be used to eliminate undershooting. It has been observed that the level of thresholding depend upon the flow (permittivity) distribution and the liquid concentration. To establish a suitable threshold level some knowledge of the flow pattern should be introduced, such as the liquid concentration,  $\beta_m$ , obtained from the capacitance measurements. A procedure for controlling the degree of thresholding on the basis of the estimated  $\beta_m$  developed by Moura & Belo (1997) is summarized below.



As the system is designed to reconstruct only a two-component flow image, the gray levels after thresholding  $G_t(k)$  have only two values, say 0 and 1, thus:

$$G_t(k) = \begin{cases} 0 & \text{if } G(k) < t \\ 1 & \text{if } G(k) \geq t \end{cases} \quad (8)$$

where  $(0 \leq t \leq 1)$  is the threshold level.

The concentration  $\beta_t$ , calculated from the post-thresholding pixel elements  $G_t(k)$  is given by:

$$\beta_t = \frac{1}{m} \sum_{k=1}^m G_t(k) \quad (9)$$

where  $m=800$  is the number of pixel elements.

When the absolute value of the difference between the concentration estimated from the capacitance measurements  $\beta_m$  and the post-thresholding estimate  $\beta_t$  is smaller than a chosen small value the thresholding procedure is completed.

### 3. EXPERIMENTAL RESULTS

Two ECT systems with an 8-electrode sensor were built and tested for air-water flow. Basically, each ECT system consists of three main units: the capacitance sensor, the capacitance meter and the image reconstruction PC.

The first sensor consists of 8 metal plates (60 mm axial length) mounted on the outer surface of a perspex pipe section (60 mm outer diameter). The capacitance between the different electrode pairs was measured with a RLC bridge (Minipa MX-1001). This system was tested using static stratified flow, with a liquid concentration of  $\beta = 0,500$ . Figure 4 shows the measured capacitance data. The liquid concentration,  $\beta_m$ , was estimated from the normalized capacitance data using equation (10). This equation provides an estimation of the liquid concentration with a relative error of about 8%.

$$\beta_m = \frac{1}{4} (\lambda_{12} + \lambda_{34} + \lambda_{56} + \lambda_{78}) = 0.458 \quad \text{for } 0 \leq \lambda_{ij} \leq 1 \quad (10)$$

From the measured capacitance data and the capacitance sensitivity distribution given by equation (4), the flow image was reconstructed using the back projection algorithm, equation (5). The image quality was improved by using the filtering technique described above. The threshold level was found to be equal to 0,317 when the difference between the liquid concentration estimated from the capacitance measurements  $\beta_m$  and the post-thresholding liquid concentration  $\beta_t$  was smaller than 0,001. Figure 5c shows the reconstructed image of the stratified flow ( $\beta = 0,500$ ) using the normalised capacitance data shown in figure 4 and a computed threshold level  $t=0,317$ . The reconstructed image with filtering resembles closely the flow model shown in figure 5a. The image reconstructed without the threshold operation is presented in figure 5b, showing poor fidelity in comparison with figure 5c.

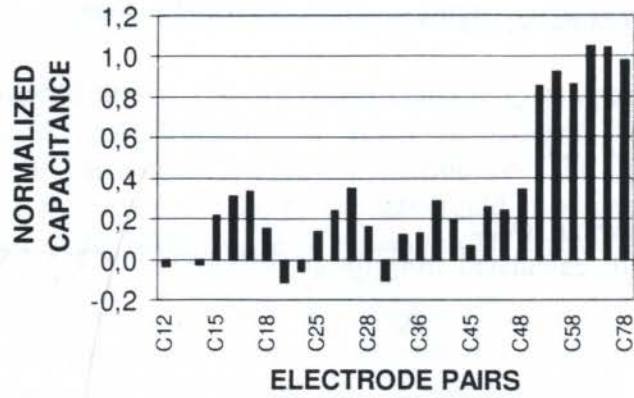


Figure 4 - Normalized capacitance data for stratified flow.

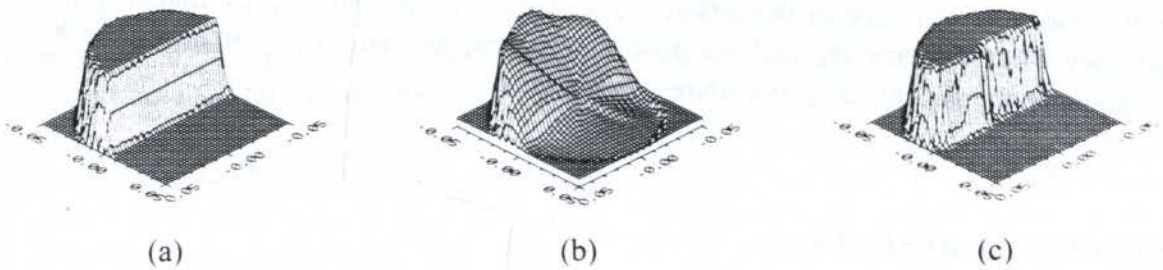


Figure 5 - Image reconstruction of stratified flow: (a) finite element flow phantom; (b) reconstructed flow without filtering, (c) with threshold filtering ( $\tau=0.317$ )

Encouraged with the good results obtained with the first ECT system, a second sensor was built and a new capacitance meter was developed. This sensor consists of 8 metal plates (182 mm axial length) mounted on the outer surface of a glass pipe section (100 mm outer diameter).

The AC-based capacitance measuring circuit is shown in figure 6. A sine-wave voltage  $V_i(t)$  used as the excitation source is applied to the measured capacitance  $C_x$ , producing an AC input current. The operational amplifier with capacitance and resistance feedback ( $C_f$ ,  $R_f$ ) converts this current into an AC voltage. If a large value of the resistance feedback is selected, the AC-based circuit produces an AC signal with a magnitude proportional to the measured capacitance. In figure 6 the stray capacitance  $C_{s1}$  is driven by the sine-wave voltage source directly and will not affect the capacitance measurement.

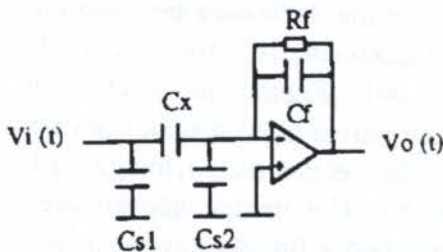


Figure 6 - AC-based capacitance measuring circuit with stray capacitances shown.

The stray capacitance  $C_{s2}$  is kept at virtual earth by the op-amp with no potential difference across it and so also no effect on the capacitance measurement. Therefore this AC-based circuit is stray-immune. To obtain a very high sensitivity, a high excitation frequency is desirable. The excitation frequency is limited by the op-amp bandwidth. It can be as high as 10 MHz. More details about this transducer can be found in Belo (1995).



The new system was tested using static annular flow, with a liquid concentration of  $\beta = 0,791$ . Figure 7 shows the measured capacitance data. The liquid concentration,  $\beta_m$ , was estimated from the normalized capacitance data using equation (11). This equation provides an estimation of the liquid concentration with a relative error of about 6%.

$$\beta_m = \frac{1}{4}(\lambda_{12} + \lambda_{13} + \lambda_{14} + \lambda_{15}) = 0.836 \quad \text{for } 0 \leq \lambda_{ij} \leq 1 \quad (11)$$

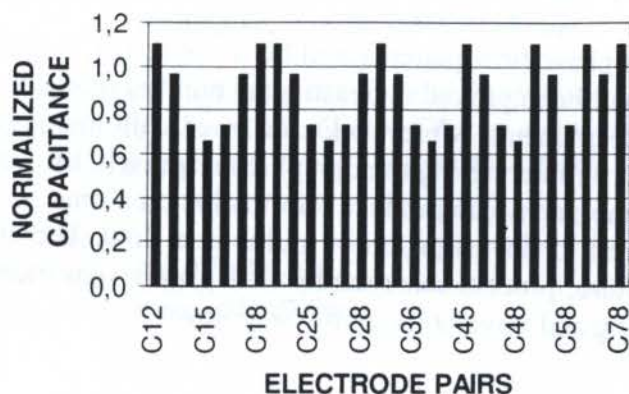


Figure 7 - Normalized capacitance data for annular flow.

From the measured capacitance data and the capacitance sensitivity distribution given by equation (4), the flow image was reconstructed using the back projection algorithm, equation (5). The image quality was improved by using the filtering technique described above. The threshold level was found to be equal to 0,734 when the difference between the liquid concentration estimated from the capacitance measurements  $\beta_m$  and the post-thresholding liquid concentration  $\beta_f$  was smaller than 0,001. Figure 8c shows the reconstructed image of the stratified flow ( $\beta = 0.791$ ) using the normalised capacitance data shown in figure 7 and a computed threshold level  $t=0.734$ . The reconstructed image with filtering resembles closely the flow model shown in figure 8a. The image reconstructed without the threshold operation is presented in figure 8b, showing poor fidelity in comparison with figure 8c.

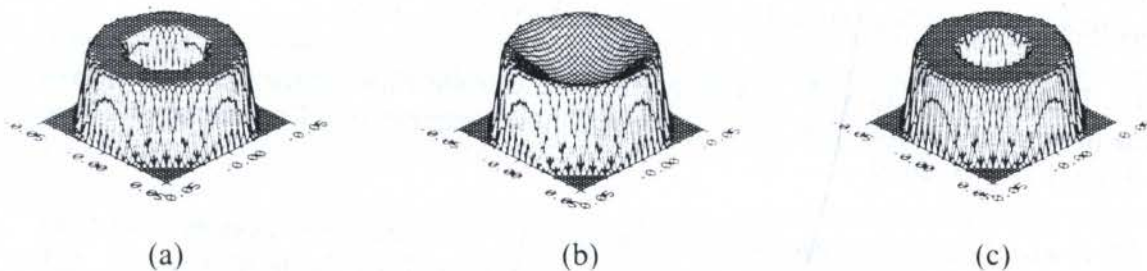


Figure 8 - Image reconstruction of annular flow: (a) finite element flow phantom; (b) reconstructed flow without filtering, (c) with threshold filtering ( $t=0.734$ )

#### 4. CONCLUSIONS

This paper describes an application of electrical capacitance tomography (ECT) system to multiphase flow. The principles of ECT are outlined and some experimental results are presented. Experimental data were obtained with an 8-electrode capacitance sensor using a new electronic transducer for the capacitance measurements. The two-phase flow images were reconstructed using a back projection algorithm. The flow images produced by this algorithm are smoothed. Then a filtering technique based on a iterative threshold procedure was used to improve the image quality.

In future work, other two-phase flow patterns will be investigated, including dynamic changes. The spatial resolution will be improved increasing the number of electrodes up to 12 allowing a higher number of measurements. More work concerned with image reconstruction algorithm and improved software for interpreting tomographic images will be done.

In conclusion, process tomography can produce information on a time scale and spatial resolution congruent with the need for investigation of multiphase flow. Therefore, it seems reasonable to expect that, in future, process tomography will play a significant role in the design of instruments for analysing and visualizing multiphase flows.

#### ACKNOWLEDGMENT

The first author wish to thank CNPq - Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico for continuing support to this project (Grant No. 300376/90-1).

#### REFERENCES

- BELO, F. A. Application of Electronic Analysis to the Study of Multiphase Flow (in Portuguese), Ph.D. Thesis, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, Brasil, 1995.
- DICKIN, F. J. *et al.* Tomographic imaging of industrial process equipment: techniques and applications, IEE Proceedings-G, Vol. 139, No. 1, pp. 72-82, 1992.
- MOURA, L. F. M. & BELO, F. A. Two-phase flow imaging by electrical capacitance tomography: Numerical simulation for image reconstruction algorithm development, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences, Vol. XIX, No. 3, 1997.
- XIE, C. G., PLASKOWSKI, A. & BECK, M. S. 8-Electrode capacitance system for two-component flow identification. Part 1: Tomographic flow imaging, IEE Proceedings-G, Vol. 136, No. 4, pp. 173-183, 1989.
- XIE, C. D. *et al.* Electrical capacitance tomography for flow imaging: system model for development of image reconstruction algorithms and design of primary sensors, IEE Proceedings-G, Vol. 139, No. 1, pp. 89-98, 1992.
- YORKEY, T. J., WEBSTER J. G. & TOMPKINS W. J. Comparing reconstruction algorithms for electrical impedance tomography, IEEE Trans. on Biomedical Engineering, Vol. BME-34, No. 11, pp. 843-852, 1987.



PAPER CODE: COB629

QUALIFICATION TESTS OF THE EMB-145 AIRCRAFT  
MAIN LANDING GEAR

IVANIL ELISIÁRIO BARBOSA AND MAURÍCIO PAZINI BRANDÃO

*Instituto de Aeronáutica e Espaço - IAE, Centro Técnico Aeroespacial - CTA**12228-904, São José dos Campos, SP, Brazil - pazini@aer.ita.cta.br*

and

CLÓVIS SALVADOR RIBAS

*Divisão de Equipamentos - EMBRAER-EDE**12237-540, São José dos Campos, SP, Brazil***Abstract**

This paper presents the procedures, solutions and results found during the certification drop tests of the newest EMBRAER commercial aircraft, in order to define the gear dynamic behavior while absorbing and dissipating the airplane landing energy. Combined free drop conditions, referring to different landing weights and vertical sink speeds have been reproduced in the Aerospace Technical Center by using a machine composed by a tower and a drop carriage. The specimen has been attached to the carriage and dropped from different heights to the ground, allowing the assessment of landings of variable severity. The gear attachment has observed the same conditions verified on the actual aircraft assembling. The dynamic characteristics obtained during the tests have been correlated with theoretical drop test curves previously simulated on computer. The results have verified the requirements defined in the Brazilian Airworthiness Certification Regulations and used by the Industrial Fostering and Coordination Institute, the official airworthiness authority.

**Keywords**

Landing gear, drop test, certification.

**1. INTRODUCTION**

During the certification process of a new airplane it is required that the landing gear be submitted to a series of structural tests in order to assure its functionality and safety. Among them, we quote static, fatigue, and energy absorption tests. The last tests are the most demanding ones because they define the gear dynamic behavior while absorbing and dissipating the airplane landing energy.

The problem of simulating dynamic stresses of a completely assembled landing gear is presented. The procedures, solutions, and results found during the certification tests of the main landing gear of the newest EMBRAER commercial aircraft are described.

Combined free drop conditions, referring to different landing weights and vertical sink speeds have been reproduced in the Aerospace Technical Center - CTA - by using a machine composed by a tower and a drop carriage. The specimen has been attached to the carriage and dropped from different heights to the ground, allowing the assessment of landings of variable severity. The gear attachment has observed the same conditions verified on the actual aircraft assembling.



The primary scope of this work has been to determine the EMB-145 main landing gear dynamic characteristics, by correlating them with theoretical drop test curves previously simulated on computer, and also to verify the compliance of these characteristics with the certification requirements applicable to this aircraft category.

Sensors and transducers have been used as part of a data acquisition system to evaluate the gear behavior during the tests. Among 15 measurements, the main parameters of interest have been the acceleration of the skip, ground loads, free drop height, shock absorber stroke, vertical displacement of the wheel axle, deflection of the tire plus the vertical component of the wheel axle travel (displacement of reduced weight), internal pressure of nitrogen, effective drop weight, and wheel speed at touchdown. Furthermore, a pre-rotation device has been used to simulate the effect of spin-up drag load over the assembled tires, wheels, and brake dummies with the same inertia properties of the original landing gear.

The data acquisition system has been based on a standard desktop computer with a national acquisition board fitted with a 16 channel, 100 kHz multiplexer. The mechanical transient of each drop test lasted only 0.2 seconds. A total acquisition window of 2 seconds including time before, during, and after each transient has been recorded with a rate of 4,000 readings per channel. The MATLAB computing environment has been used as software platform for reducing data, postprocessing, and engineering analysis. Specific functions have provided elements for analysis of energy balance, signals filtering, and calculation of the real touchdown speed in the tests.

In a preliminary phase, the original shock absorber settings of pressure and damping diameters have been changed in order to reach a compromise between the maximum available stroke and the maximum allowable ground load factor. This work has been important in terms of clearing the aircraft for its first roll-out and flight in a safe condition. The gear development program has required 118 drops. The certification phase has required another 98 drops. They have been conducted with supervision of the procuring activity representatives responsible for checking the compliance of the tests conditions with the certification requirements.

The paper describes the test facilities, specimen, assembling, equipment, requirements, and procedures. It presents the theoretical load formulations, the experimental results, and their correlation. From the analysis of this process, it can be concluded that the EMB-145 main landing gear observes the certification requirements and is fully qualified for operation.

## **2. GENERAL INFORMATION**

EMB-145 is a 50-seat jet commuter airplane manufactured by Empresa Brasileira de Aeronáutica S.A. - EMBRAER. This airplane is currently operating worldwide. It is the largest aircraft ever produced by this company. Its nose and main landing gears have been designed, developed, and produced by EMBRAER's Division Equipment (EMBRAER - EDE).

In order to ensure functionality and safety, the landing gear of an aircraft of this class should satisfy the requirements established in the Brazilian Airworthiness Certification Regulations - RBHA - as well as those defined by the Federal Aviation Regulations - FAR. It is the mission of CTA, via its Institute of Industrial Fostering and Coordination - IFI - to make sure that these regulations are verified before emitting the aircraft certification documents.

This section of the paper describes the test specimen, facilities, and set-up, in order to provide to the reader an assessment of the bulk of the work involved in this qualification.

### **2.1 Specimen Identification**

The EMB-145 main landing gear is a fully retractable structure located under the aircraft wing. Its mission is to withstand most of the aircraft weight on the ground, but its most demanding situation is during landing. Figure 1 provides a picture of this mechanism at the test site.



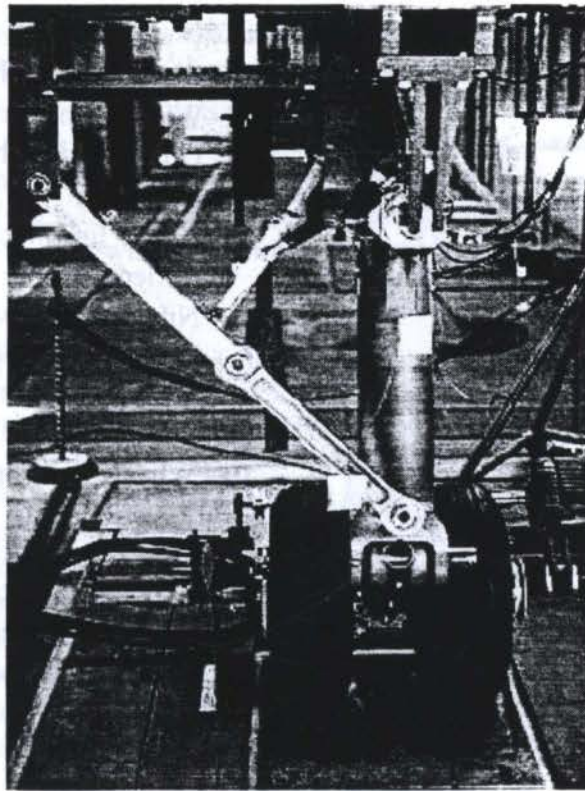


Figure 1: EMB-145 main landing gear used in the drop tests.

## 2.2 Test Facility

The Drop Test Machine is located in the Landing Gear Laboratory, a facility of the Division of Aeronautical Systems - ASA. This Division is a part of the Institute of Aeronautics and Space IAE - with the mission to research, develop, and give support to the development of aerospace systems. In the specific tasks described in this work, ASA has participated as a supporting organization.

Basically, the Machine is composed by a tower with a guide system where a drop carriage runs. This carriage looks like a box specially reinforced to have its weight varied by adding steel plates. Also, there is a universal fixture plate on its bottom designed to make easy the attachment of any kind of landing gear with the same geometry it should observe on an actual assembling. Figure 2 provides details of this Machine with the specimen installed.

Six load cells have been fitted to the drop box, which contains bars of steel and runs between the two columns. The landing gear strut has also been instrumented and calibrated to work as a load cell. The output signals of these cells have been amplified and treated in order to provide the required measurements. Henceforth, it has been possible to record the horizontal, vertical, and lateral forces imparted to this structure during the tests.

A strong crane is responsible for lifting the drop carriage until the height position desired for testing. All the load cells used in the tests are of the column type, specially designed to fit the landing gear and the carriage.

The sink speed and the total deflection of the gear have been obtained by the output voltage from a potentiometer attached to the column and that runs together with the box, giving the total length that the box has traveled. The simulated horizontal speed of the aircraft has been controlled through the wheel revolution by a tachometer installed inside the wheel axle. The shock absorber deflection has been obtained from the output signal of a LVDT connected to the piston tube. The shock absorber pressure has been measured by a pressure transducer.

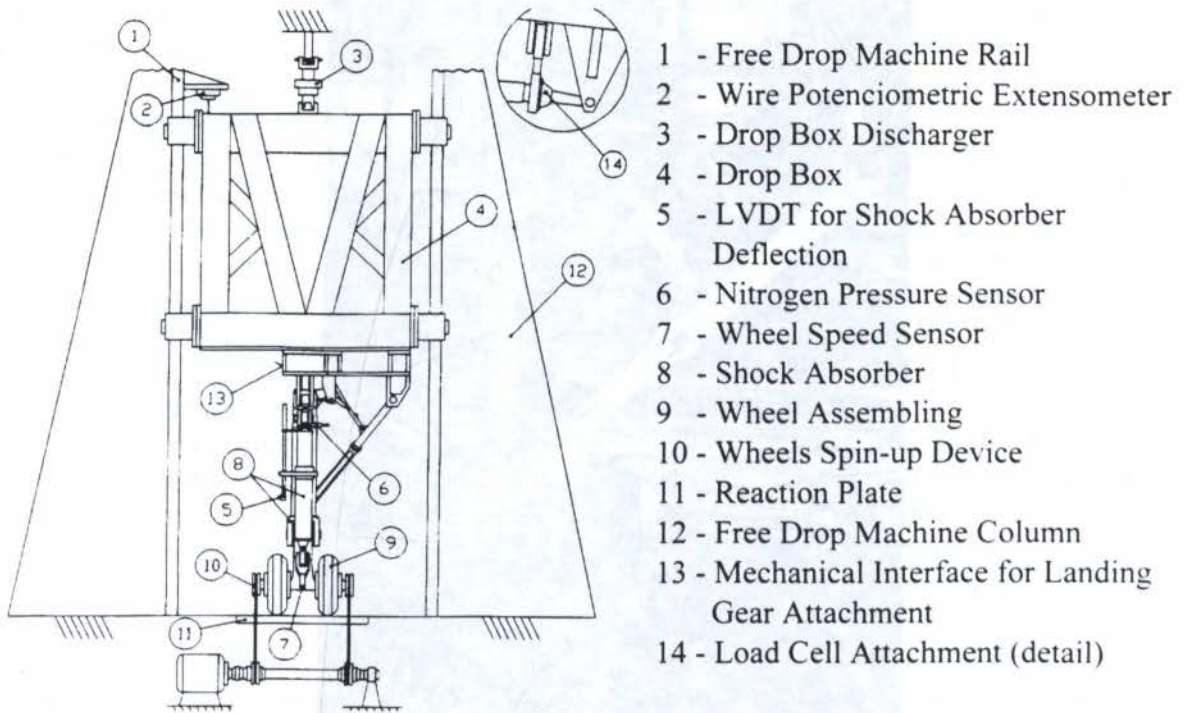


Figure 2: Schematic of the Drop Test Machine.

A wheel pre-rotation device has been used to simulate the spin-up effect, responsible for applying the drag force on the main strut. This device appears as item number 10 in Figure 2 and can also be seen in Figure 1. It is composed by an electric motor and an axle, with torque transmitted to the wheels by means of rubber belts. This device is turned on before starting the test, in order to accelerate the wheels up to the desired touchdown speed. At this speed, the computer releases the carriage and the test begins.

### 3. THEORY AND TEST PROCEDURES

The theory associated to the test is very simple. The kinetic energy required  $\mathcal{E}_r$  in each drop is given by

$$\mathcal{E}_r = \frac{1}{2} m v_r^2 \quad (1)$$

where  $m$  is the reduced carriage mass and  $v_r$  is the theoretical vertical touchdown speed. By equating this energy to the gravitational potential energy, the associated theoretical required drop height  $h_r$  reads as follows:

$$h_r = \frac{v_r^2}{2g_e} \quad (2)$$

where  $g_e$  is the effective gravitational acceleration applied to the system. This effective acceleration is actually determined after the test, by taking the second derivative of the carriage position. This acceleration is unknown, at the beginning, due to frictions between the rails and the carriage.

Several test conditions have been carried out in order to verify the compliance of the results with different groups of drop heights and wheel revolutions, which simulate aircraft horizontal speeds. For each test condition, a set of drops has been performed by changing the carriage reduced weight until reaching the required results, with the absorbed energy  $\mathcal{E}_a$  greater than 95% of the required energy  $\mathcal{E}_r$ .



Before the drops, fixed parameters that have not been measured during the test have been checked and registered. Among them, the most important ones are the carriage reduced weight and the tire pressure.

The gear drops have been performed with an interval of, at least, one hour between two consecutive ones. This interval is required to settle down several system conditions excited by the dynamic situation of each drop, like the tire temperature, for example. This requirement has been the main cause for the whole 98 drop certification campaign having lasted about ten weeks.

#### 4. MAIN TEST RESULTS

The landing gear development engineering team has established goals concerning the maximum allowable vertical load to be transmitted by the landing gear to the aircraft fuselage at touchdown. That has meant the establishment of a compromise between the transmitted load and the maximum designed shock absorber stroke. In the development phase, 118 drops have been performed to check the shock absorber configuration in order to reach its definitive parameters, like laminage holes specifications, oil volume, and gas pressure. With the design parameters defined, 98 certification drops have been performed with different weights, vertical, and horizontal speeds. Here we report only on the certification drops.

Engineering evaluation of the landing gear can be performed by analyzing the graphs obtained from each drop test. Some of the most important graphs are shown in the following figures.

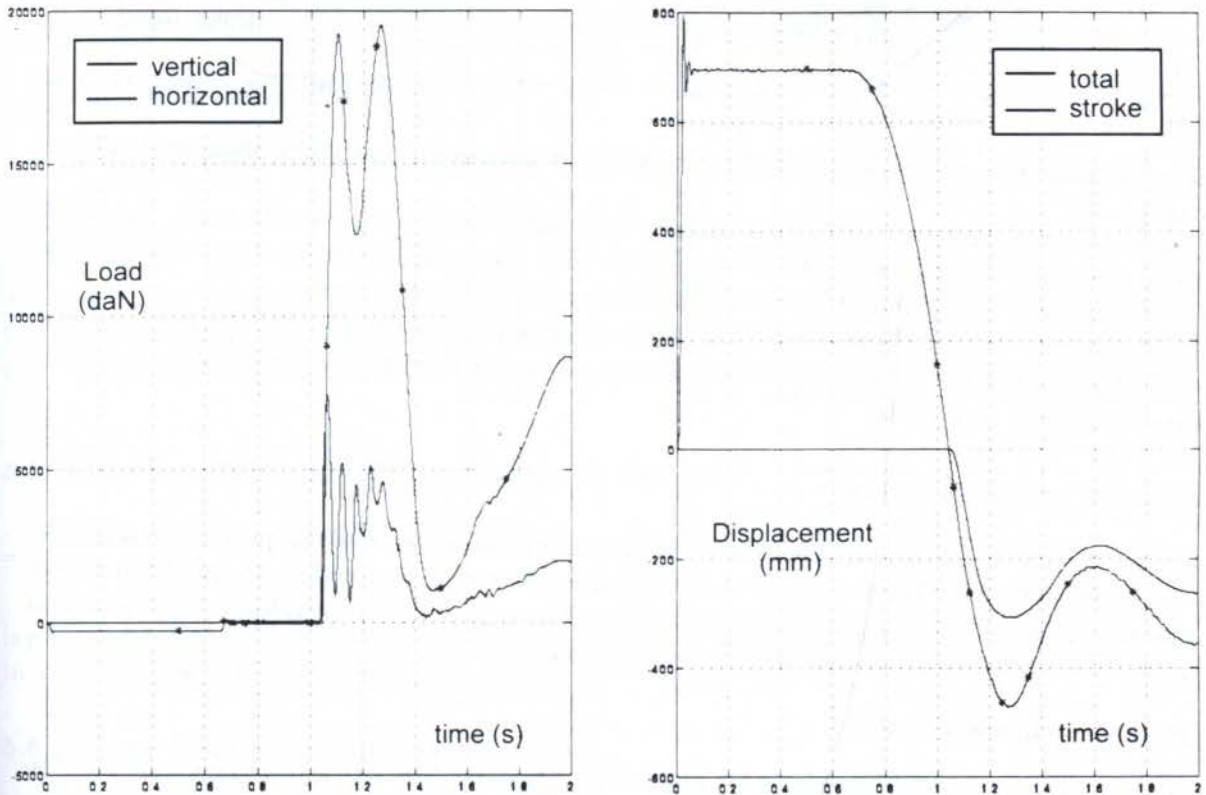


Figure 3: Load and displacement evolutions on the landing gear during the drop test.

Figure 3 shows the evolution with time of the vertical and horizontal landing gear loads. Figure 3 also depicts the corresponding evolution of the total gear displacement and of the shock absorber stroke.

Figure 4 presents the evolution of the vertical load with the carriage displacement and shock absorber stroke, respectively. The correspondence between their dynamics, from the beginning until the equilibrium state after the dropping, can clearly be observed in this figure.

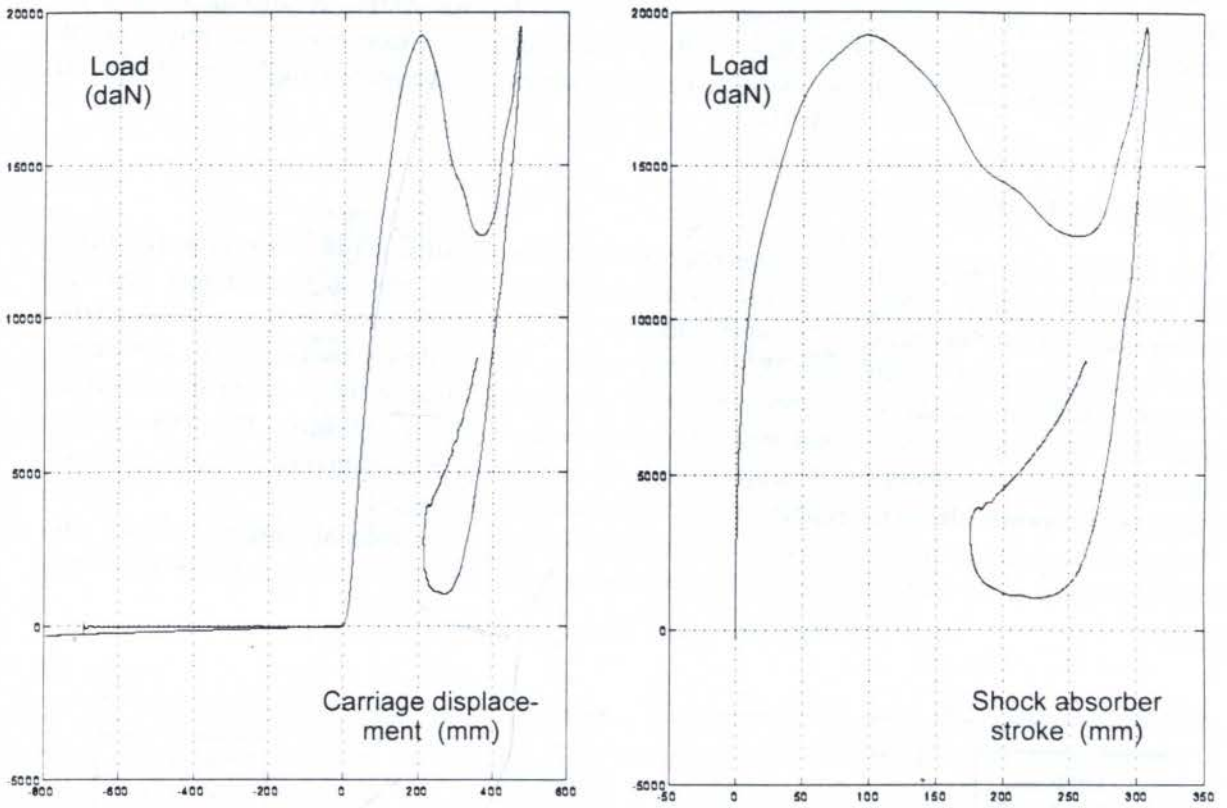


Figure 4: Evolution of the vertical load with carriage displacement and shock absorber stroke.

Other interesting records for analysis are the side strut load evolution with time, the shock absorber pressure evolution with stroke movement, and the shock absorber stroke versus total gear displacement. These and other data are presented in the test report.

Through these data, the functionality of the landing gear could be analyzed during the tests. Special attention has been paid to some important parts of the gear, like the lock-down device structure, pins and lock bolts.

## 5. ANALYSIS OF THE RESULTS

In this section we provide details of some of the calculations and analysis performed with the data collected during the tests. Among these calculations are the real vertical touchdown speed, the effective gravity acceleration, the total delivered energy during touchdown, the absorbed energy, and the energy balance on the gear attachments.

### 5.1 Real Touchdown Speed

The touchdown speed is obtained by numerical differentiation of the carriage vertical displacement, as explained below:

- the time discretized carriage displacement vector is obtained from the data group;
- by using the POLIVAL function, a curve is determined that fits the data; and
- the DIFF function is used to determine the speed curve.



The touchdown speed is the last value shown in the speed vector. This value has been used to validate each drop for certification. According to the requirements, the actual value cannot be different than 1% of the theoretical value. Because of friction losses during the skip, it will always be necessary to increase height on the theoretical value in order to reach the desired touchdown speed. After 98 drops, it has been recorded an average discrepancy of only 0.62%, with the maximum deviation of just one (drop number 21) to 3.68%.

## 5.2 Effective Gravity Acceleration

Considering the friction effect of the carriage on the tower rails, the effective acceleration of gravity  $g_e$  can be obtained by differentiating the actual carriage displacement with time. The result of this analysis is

$$g_e = -2cp(1) \quad (3)$$

where  $cp(1)$  is the second grade coefficient of the fitted equation for the displacement, obtained in subsection 5.1.

## 5.3 Total Delivered Energy

Just after touchdown, the total energy delivered by the assembly is written as

$$\mathcal{E}_t = \frac{1}{2} m v_r^2 + m g_e h_{\max} \quad (4)$$

where  $h_{\max}$  is the maximum center of gravity displacement, which accounts for the energy at the touchdown speed plus the energy absorbed until the maximum cg displacement. According to the requisites,  $\mathcal{E}_t$  should not differ from  $\mathcal{E}_r$  (equation 1) by more than 5%.

## 5.4 Absorbed Energy on Test

The energy absorbed during each drop is given by

$$\mathcal{E}_a = \int_0^{x_{\max}} f_v dx \quad (5)$$

where  $f_v$  is the vertical force vector and  $x$  is the CG displacement vector. Actually, the analysis has used the MATLAB TRAPZ(X,Y) function, which computes the integral of Y with respect to X using trapezoidal integration.

## 5.5 Absorbed/Delivered Energy Ratio on Ground

The ratio

$$\eta = \frac{\mathcal{E}_a}{\mathcal{E}_t} \quad (6)$$

is a measure of the efficiency of the gear in absorbing the landing energy. This ratio is determined by dividing the result of equation (5) by the result of equation (4).

## 5.6 Energy Balance on the Attachments

In a real test, it is necessary to apply more energy than the required one due to losses by friction during the skip. In order to accomplish this correction, one may increase either the theoretical required mass or the touchdown speed. The requisites specify that the actual delivered energy should not differ from the required one by more than 5%. In the 98 certification drops we have recorded an average discrepancy of 2.78%.

## 6. CONCLUSIONS

It has been the first time that a landing gear of this size and commitment level has had its development, from design to certification, done entirely in Brazil. This achievement is a demonstration of the maturity which characterizes today's Brazilian aerospace industry and supporting organizations.

It is also fortunate to observe that there are in the country facilities, equipment, procedures, personnel, and knowledge to test and certify a product of this sophistication level. Finally, it is worth noting that the certification documents emitted in Brazil have international recognition, due to the severity of RBHA's requirements and due to their similarity with those prescribed by foreign airworthiness authorities.

This paper has provided some details of the tests and procedures adopted during the certification process of the EMB-145 main landing gear. These details are just a sample of the scope and amount of work involved in a process of this type.

During the drop tests very few adjustments have been necessary to make the gear meet the prescribed requirements. The final conclusion, therefore, is that this item of the airplane is in fully operational state.

## 7. ACKNOWLEDGMENTS

This work has been supported by the Brazilian Air Ministry, under its Department of Research and Development - DEPED. The authors would like to acknowledge the Aerospace Technical Center and EMBRAER for granting authorization to publish these results, which are in the public domain. Finally, the second author acknowledges research support received from the Brazilian Council of Scientific and Technological Development (CNPq), under grant 300675/96-8.

## 8. REFERENCES

- United States Air Force (1989). *Test, Impact, Shock Absorber, Landing Gear*. Aircraft Military Specifications, MIL-T-6053C. Washington, D.C. (update).
- Ministério da Aeronáutica (1989). *Regulamentos Brasileiros de Homologação Aeronáutica RBHA*. Departamento de Aviação Civil. Rio de Janeiro (update).
- Federal Aviation Regulations (1996). *Airworthiness Standards - Transport Category Airplanes*, FAR Part 25. Federal Aviation Administration, Washington, D.C. (update).
- Currey, N. S. (1988). *Aircraft Landing Gear Design: Principles and Practices*, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Washington, D.C..
- Brahney, J. H. (1986). Landing Gear Test Facilities Examined, *Aerospace Engineering*, June, p. 21-26.
- Martins Jr. R. Z. (1996). *Main Landing Gear Drop Tests Results*, Technical Report 145-SR-14, EMBRAER, São José dos Campos, July, (346 pages plus annexes - Restricted).





PAPER CODE: COB649

## SOME COMMENTS ON DISPLACEMENT MEASUREMENTS USING ACCELEROMETERS

RIBEIRO, J.G.T.

*Materials and Mechanical Engineering Department, IME*

*CEP 22.290-270 Praça General Tibúrcio 80, Rio de Janeiro, R.J., Brazil*

*E-mail: d4jose@epq.ime.eb.br*

CASTRO, J.T.P. & FREIRE, J.L.F.

*Mechanical Engineering Department, PUC-Rio*

*CEP 22.453-900 R. Marquês de São Vicente 225, Rio de Janeiro, Brazil*

*E-mail: jtcastro@mec.puc-rio.br & jlfreire@mec.puc-rio.br*

### Abstract

Some problems in measuring displacements using analog double integration of acceleration data are discussed in this paper. The main problem in using analog double integration is due to the nonlinear phase response of the double integrator and its transient response that can induce great errors. These errors are unacceptable when the purpose of the measurement is to verify structural integrity, since damage is dependent on the peak and valleys of the waveform. In order to quantify some of these errors, several displacement measurements were made using simultaneously double integration of acceleration data and a LVDT. These results indicate that accelerometers should not be used to measure displacements unless the double integration errors are considered and appropriately corrected.

### Keywords

Measurements, accelerometers, displacements, integration/ Medições, acelerômetros, deslocamentos, integração

## 1. INTRODUCTION

When studying structural integrity, the peaks and valleys of the loading are the important information. Since displacements are proportional to the stresses in an elastic structure, their measurement can be directly used to determine the accumulated damage. But displacements are difficult to measure, because LVDTs and similar direct displacement measuring devices are non-inertial, and require a fixed reference to work properly.

The use of accelerometers to measure displacements can in principle dispense the fixed reference, but it requires the use of a double integrator. However, the analog double integration of the acceleration signal presents so many significant problems that in many cases the errors induced can spoil the experimental results. In fact, it has been learned from field experience that the better choice to achieve this task is to measure directly the displacements, even being very difficult in big structures to get a fixed reference to measure the relative displacements.

2612

The purpose of this paper is to quantify the errors induced when using an accelerometer to measure displacements. A general purpose commercial piezoelectric accelerometer and a charge pre-amplifier system provided with an analog double integration device were used to measure various displacement waveforms. The results were compared with direct displacement measurements made using a LVDT. These results showed that this accelerometer/pre-amplifier system can only be used reliably to obtain sinusoidal displacements in steady-state response. In other cases, the measurement-induced errors can be as great as 100%.

## 2. THE INSTRUMENTATION SYSTEM

The system analyzed is a piezoelectric accelerometer model 4371 and a charge pre-amplifier model 2635, both manufactured by Bruel and Kjaer (B&K). This is a compact, easy to use and with a tradition of good service in general-purpose vibration measurements.

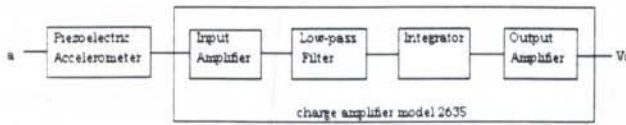


Figure 1 - Block diagram of the 2635 charge amplifier.

The block diagram of this system is shown in Figure 1. The 2635 has four stages: input charge amplifier, low-pass filter, integrator amplifier and output amplifier. The

integrator amplifier is the stage where the user chooses the quantity to be measured: acceleration (using a linear amplifier), velocity (using a simple integrator amplifier) or displacement (using a double integrator amplifier).

The modeling problem of this system was discussed in (Ribeiro 92, Ribeiro et al. 97). The transfer function relating the output voltage to the input voltage of the double integrator, when using the cut-off frequency of 1Hz, is:

$$\frac{V_o}{V_i} = - \frac{1010,5s}{s^2 + 14,4s + 75,7s + 545,4} \quad (1)$$

This system frequency response in amplitude curve is shown in the Figure 2. It consists of a curve with a decay of 40dB/decade above the frequency of 1Hz. Below 1Hz the curve has a decay of 20dB/decade, to attenuate the low frequency components. Therefore, this kind of integrator cannot be used to integrate signals of very low frequencies.

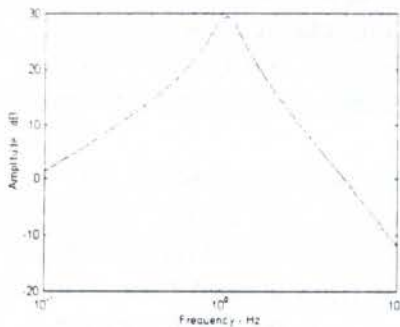


Figure 2 : Amplitude response of the double integrator.

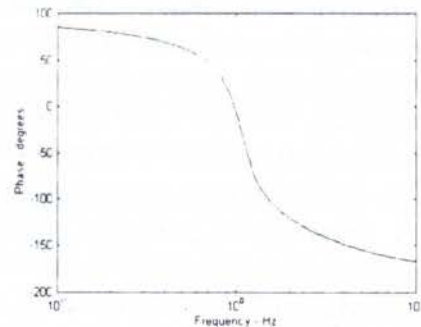


Figure 3 : Phase response of the double integrator.



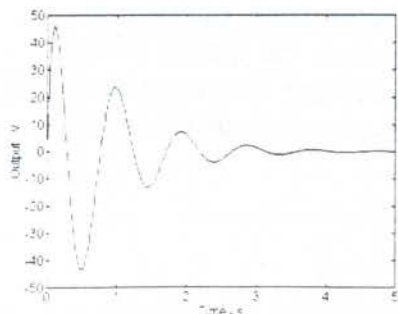


Figure 4 : Impulse response of the double integrator.

that the transient is very oscillatory, with a frequency of 1Hz, and has a high amplitude. This behavior can also cause severe errors in transient measurements.

### 3. EXPERIMENTAL RESULTS

The experiences were performed by measuring displacements induced by an Instron high speed servo-hydraulic shaker, provided with an LVDT to measure and control the displacement generated. In all the graphs below, curve 1 (full line) shows the measurement made with the double integration of the acceleration data, and curve 2 (dotted line) shows the measurement made with the LVDT, considered as the reference. The accelerometer was calibrated before the measurements. Its calibration chart specifies a natural frequency at 48KHz and good response at about 1Hz. The manufacturer of the model 2635 charge amplifier specifies good response in the frequency range from 1Hz to 20Hz. But it is important to say that the results shown in this paper are function of the integrator only. The fact that the accelerometer is a piezoelectric one does not matter. If anyone uses another kind of accelerometer and the same double integrator to obtain displacements, the results will be similar.

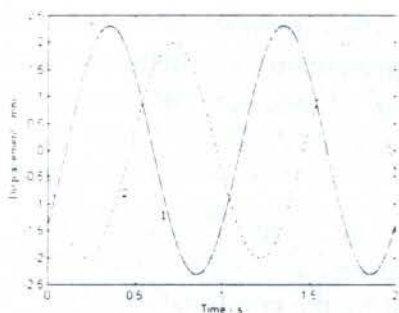


Figure 5 - Measurement of a sinusoidal displacement of 1Hz. Curve 1 using an accelerometer and curve 2 using an LVDT.

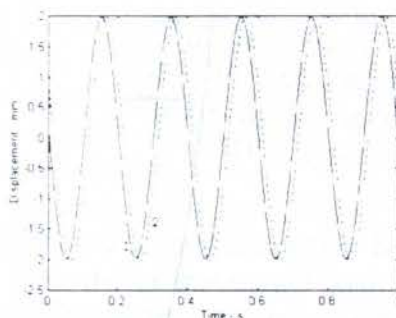


Figure 6 - Measurement of a sinusoidal displacement of 5Hz. Curve 1 using an accelerometer and curve 2 using an LVDT.

Initially, measurements of sinusoidal displacements in the frequencies of 1Hz, 5Hz and 10Hz were analyzed. Figure 5 shows the 1Hz measurements. Comparing curve 1 and curve 2, it can be seen that the double integration of the accelerometer introduces significant errors both in the amplitude and in the phase of the displacement signal. Figures 6 and 7 present the 5Hz and the 10Hz results. Comparing curves 1 and 2, it can be seen how the quality of the measurements improve with frequency. The first conclusion is that the double integrator has a good performance to measure sinusoidal displacements in frequencies above about 10Hz, but in the region near 1Hz, it induces considerable errors.

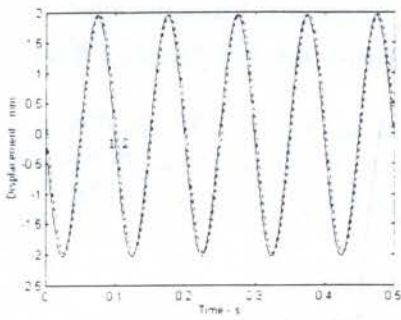


Figure 7 - Measurement of a sinusoidal displacement of 10Hz. Curve 1 using an accelerometer and curve 2 using an LVDT.

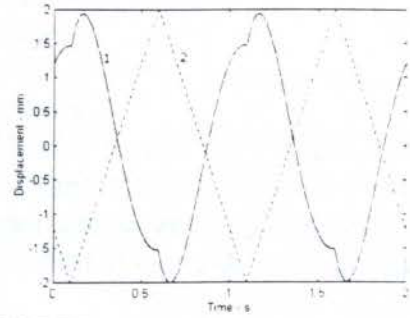


Figure 8 - Measurement of a rectangular displacement of 5Hz. Curve 1 using an accelerometer and curve 2 using an LVDT.

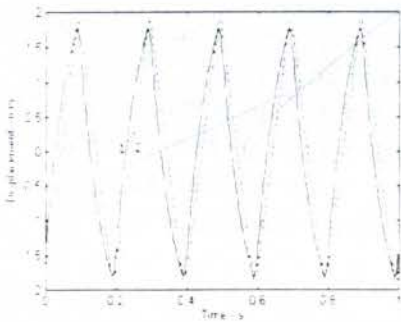


Figure 9 - Measurement of a rectangular displacement of 5Hz. Curve 1 using an accelerometer and curve 2 using an LVDT.

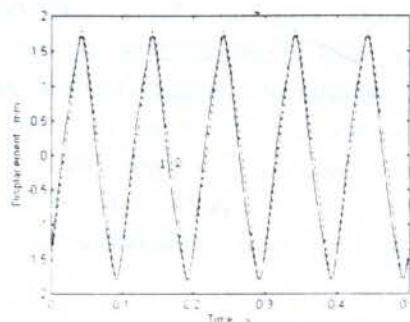


Figure 10 - Measurement of a triangular displacement of 10Hz. Curve 1 using an accelerometer and curve 2 using an LVDT.

The next waveform analyzed was the triangular displacement in the frequencies of 1Hz, 5Hz and 10Hz. Figure 8 shows the 1Hz measurement. Comparing curve 1 and curve 2, it can be seen that the signal is considerably distorted. This is caused by the combination of the amplitude response of the integrator in the frequency of 1Hz and its non-linear phase response. But the amplitude of the measured and of the induced signals are the same, 2mm. Figure 9 shows the measurement of a triangular displacement of 5Hz. It is less distorted than in the 1Hz case, because this signal has frequencies components from 5Hz, where the phase response is less non-linear. Figure 10 shows the measurement of a triangular displacement of 10Hz. Comparing curve 1 and curve 2, it can be seen that the signals are almost alike, because



above 10Hz the phase response is almost constant. The conclusion is that triangular displacements can be measured with good precision in frequencies above 10Hz.

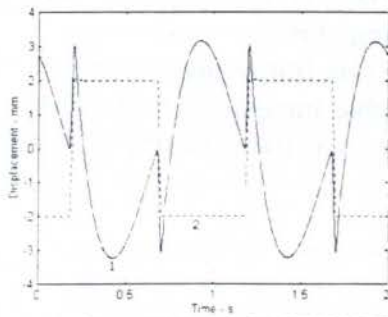


Figure 11 - Measurement of a rectangular displacement of 1Hz. Curve 1 using an accelerometer and curve 2 using an LVDT.

The next displacement analyzed was the rectangular displacement with frequencies of 1Hz, 5Hz and 10Hz. Figure 11 shows the measurement of a rectangular displacement of 1Hz. Since the fundamental frequency is 1Hz, and the rectangular signal has stronger influence of the higher frequency components, it is much more distorted than the triangular signal. The error in the measured peak amplitude is about 50%. This measurement is completely spoiled, because the shape of the signal is completely distorted and the measured peak amplitude has a big error. Figure 12 shows the measurement of a rectangular signal of 5Hz. In this case the distortion is still high and the error in the measured peak amplitude

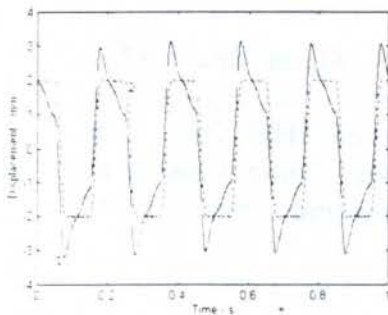


Figure 12 - Measurement of a rectangular displacement of 5Hz. Curve 1 using an accelerometer and curve 2 using an LVDT.

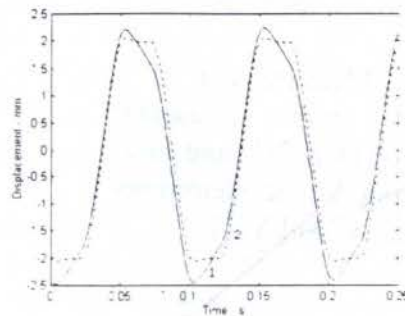


Figure 13 - Measurement of a rectangular displacement of 10Hz. Curve 1 using an accelerometer and curve 2 using an LVDT.

is about 50% too. Figure 13 shows the measurement of a rectangular displacement of 10Hz. In this case the distortion is smaller and the peak amplitude is measured with an error of about 20%. These measurements show one of the problems of the double integration, the non-linear phase response in the frequency range from 1Hz to 10Hz. Above 10Hz, the phase response is almost constant, resulting in a small distortion of the signal, resulting in a good measurement if the signal has frequency components only above 10Hz. If the signal has frequency components below 10Hz, the measured signal can be very distorted.

The next measurements show more clearly this problem of the distortion of the signals with frequency components below 10Hz. Figure 14 shows the measurement of a displacement with frequency components of 1Hz, 3Hz and 5Hz. Curve 1 is the signal from the double integrator and curve 2 is the signal from the LVDT transducer. The distortion of the signal is very clear. In the measurement of the valleys and peaks values, the distortion caused an error about of 18%. Figure 15 shows the measurement of a displacements with frequency components of 1Hz, 2Hz, 3Hz, 4Hz and 5Hz. The distortion of the measured signal in this example caused an error much higher in the valley value, about -50%. It's another example of measurement that would not be useful if the purpose was to obtain valleys and peaks values. Figure 16 shows the measurement of a displacement with frequency components of 1Hz, 3Hz and 9Hz. Curve 1 is the signal from the accelerometer and curve 2 is the signal from the

LVDT. The distortion in this example caused an error of about 18% in the valleys and peaks values. Again, if the shape of the curve, or if the values of the peaks and valleys are necessary, this measurement does not work, because there are too many errors. The conclusion is that the measurement of signals with frequency components between 1Hz and 10Hz can be very distorted because of the non-linear phase response of the double integrator.

The preceding examples illustrated problems generated by the non-linear phase response. However, these are not the only problems when using analog double integration to measure displacements from acceleration data. There is another problem due to its transient response.

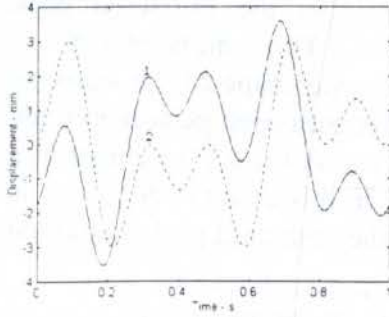


Figure 14 - Measurement of a displacement with sinusoidal components of 1Hz, 3Hz and 5Hz. Curve 1 using an accelerometer and curve 2 using an LVDT.

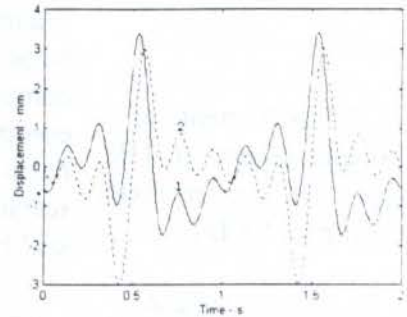


Figure 15 - Measurement of a displacement with sinusoidal components of 1Hz, 2Hz, 3Hz, 4Hz and 5Hz. Curve 1 using an accelerometer and curve 2 using an LVDT.

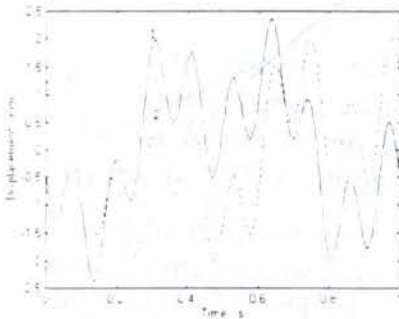


Figure 16 - Measurement of a displacement with sinusoidal components of 1Hz, 3Hz and 9Hz. Curve 1 using an accelerometer and curve 2 using an LVDT.

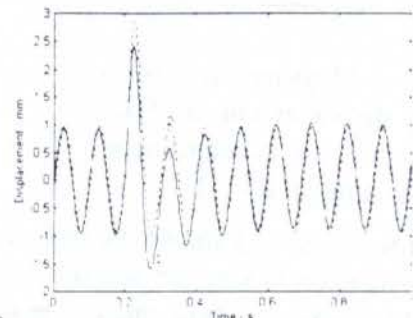


Figure 17 - Measurement of a sinusoidal displacement of 1mm, 10Hz with a sudden pulse of displacement of 3mm. Curve 1 using an accelerometer and curve 2 using an LVDT.

Figure 17 shows the measurement of a sinusoidal displacement of 10Hz and 1mm, where displacement pulses of 3mm occur during the vibration. The measurement shows that during the pulse, when the transient response of the double integrator is excited, the actual peak is greater than the measured peak from the accelerometer, and the actual valley is lower than the measured valley from the accelerometer.

Figure 18 shows the measurement of a sinusoidal displacement of 1Hz during its beginning to verify the error due to the transient response of the double integrator. This



measurement shows that the first 3 seconds of measurement is highly distorted due to the transient response of the double integrator.

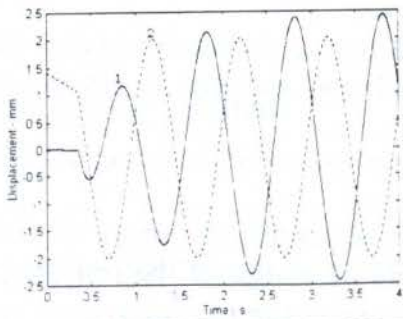


Figure 18 - Measurement of sinusoidal displacement of 1Hz in its beginning. Curve 1 using an accelerometer and curve 2 using an LVDT.

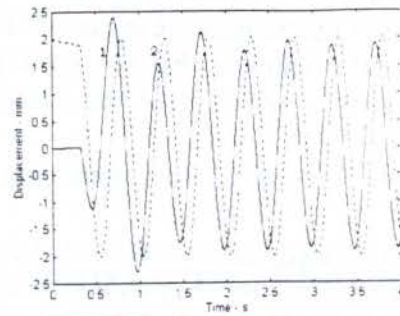


Figure 19 - Measurement of a sinusoidal displacement of 2Hz in its beginning. Curve 1 using an accelerometer and curve 2 using an LVDT.

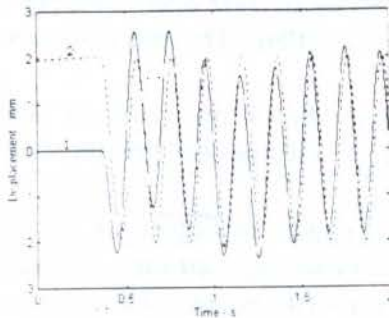


Figure 20 - Measurement of a sinusoidal displacement of 5Hz during its beginning. Curve 1 using an accelerometer and curve 2 using an LVDT.

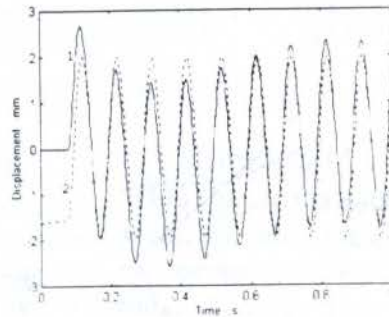


Figure 21 - Measurement of sinusoidal displacement of 10Hz during its beginning. Curve 1 using an accelerometer and curve 2 using an LVDT.

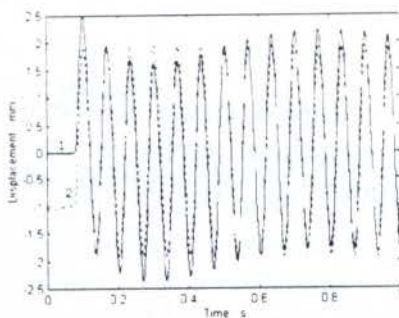


Figure 22 - Measurement of a sinusoidal displacement of 15Hz during its beginning. Curve 1 using an accelerometer and curve 2 using an LVDT.

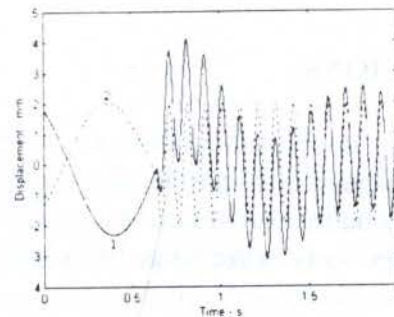


Figure 23 - Measurement of sinusoidal displacement of 10Hz during its beginning. Curve 1 using an accelerometer and curve 2 using an LVDT.

Figure 19 shows the measurement of a sinusoidal displacement of 2Hz during its beginning, figure 20 shows the measurement of a sinusoidal displacement of 5Hz, figure 21 shows the measurement of a sinusoidal displacement of 10Hz and figure 22 shows the measurement of a sinusoidal displacement of 15Hz. In all cases, there is a transient during the first seconds due to the transient response of the double integrator.

These examples showed that the error problem induced by the double integration of acceleration data is a function of the measured signal frequency, and that it can be so important to the point to be impossible to compensate the transient response in order to correct the measurements.

It should be noticed that in practice the errors can be much bigger than the errors verified in these examples, because they are a function of the rate of change of the conditions during

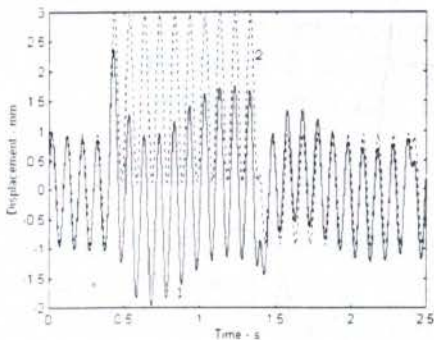


Figure 24 - Measurement of sinusoidal displacement of 10Hz with a constant displacement during 1s. Curve 1 using an accelerometer and curve 2 using an LVDT.

displacements and has the oscillatory transient response of 1Hz. The resulting measurement is a combination of the effects analyzed, and shows more than 100% error in relation to the actual signal.

#### 4. CONCLUSIONS

The analog double integration of acceleration data is not a good choice to measure displacement signals. In particular, it can introduce very significant errors when the displacement to be measured is transient or has transient components, or when the signal has frequency components in the range from 1Hz to 10Hz.

#### 5. REFERENCES

- RIBEIRO, J.G.T. *Modelagem, Identificação e Simulação de um sistema de instrumentação para medidas de vibrações* (in Portuguese). MSc Thesis, IME, Rio de Janeiro, Brazil, 1992.
- RIBEIRO, J.G.T., CASTRO, J.T.P. & FREIRE, J.L.F. Problems in analogue double integration to determine displacements from acceleration data. *Proceedings of the 15th International Modal Analysis Conference*, pp. 930-934, Orlando, Florida, 1997.



PAPER CODE: COB662

**TRANSDUTOR CAPACITIVO PARA MEDIDAS DE FRAÇÃO DE VAZIO EM ESCOAMENTOS BIFÁSICOS. PARTE I: MODELAGEM E SIMULAÇÃO / CAPACITIVE TRANSDUCER FOR VOLUME FRACTION DETERMINATION IN TWO PHASE FLOW. PART I: MODELING AND SIMULATION.**

MAURO SPERANZA NETO

*Departamento de Engenharia Mecânica - PUC-Rio - E-mail: msn@mec.puc-rio.br***Abstract**

This paper shows the dynamic modeling and simulation of a two phase flow capacitive transducer. This device, coupled to AC bridge, is used to flow measurements in petroleum industry and it has good characteristics of electrical sensitivity and low cost. A mathematical model for the capacitive transducer and the complementary electrical circuit was developed and simulated with a commercial simulation program aiming the specification of its components and the analysis of the system behavior under several solicitations.

**Keywords**

Sistemas Dinâmicos, Instrumentação, Medidores de Vazão, Transdutores Capacitivos, Medidas em escoamentos Bifásicos.

Dynamic Systems, Instrumentation, Flow Meters, Capacitive Transducers, Two Phase Flow Measurements

**1. INTRODUÇÃO**

A medida da fração de vazão em escoamentos bifásicos é de grande importância para a determinação da densidade e aceleração dos fluidos e conseqüentemente para o estabelecimento das correlações de perda de carga e transferência de calor no escoamento. O desenvolvimento de transdutores e sistemas de instrumentação para obtenção da razão entre os volumes de fluidos neste tipo de escoamento tem sido a preocupação de pesquisadores e técnicos que atuam nas áreas de bombeamento e prospecção de petróleo nos últimos anos. Existem algumas metodologias para a determinação experimental da fração de vazão, uma das quais a utiliza, como elemento sensor, a variação da constante dielétrica do meio em função do volume de fluidos. A construção de transdutores capacitivos com base neste sensor, e seu emprego juntamente com pontes de corrente alternada tem sido amplamente testada e analisada, apresentando resultados bastante interessantes.

Neste trabalho apresenta-se o desenvolvimento de um modelo analítico para um transdutor capacitivo de dupla hélice, montado em uma tubulação horizontal, e do seu circuito complementar. Simula-se o sistema de instrumentação para algumas condições de operação, onde através da variação da razão do volume de fluidos altera-se a capacitância do transdutor, e verifica-se o comportamento do sistema nestas situações. Comprova-se com este modelo e sua simulação as qualidades deste tipo de transdutor no que diz respeito ao tempo de resposta, ao ganho e a sensibilidade, e cria-se um procedimento para o projeto e avaliação de sistemas similares.

## 2. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

Um transdutor capacitivo utilizado para medida de frações de vazio em escoamentos bifásicos tem como sensor a variação do dielétrico entre os eletrodos de um capacitor, que é formado por elementos metálicos montados em torno da tubulação, segundo algumas configurações geométricas típicas, tais como: anéis paralelos ou dupla hélice diametralmente opostas (Albouelwafa e Kendall, 1979A e B).

Em função da quantidade e do padrão de mistura dos fluidos no escoamento o valor da capacitância é alterado. Pode-se relacionar esta alteração com a razão entre o volume dos fluidos, dado um tipo de mistura, e através da medida da variação de tensão em um circuito eletro-eletrônico, ao qual o capacitor é conectado, alimentado por uma fonte de tensão conhecida, obtém-se uma saída elétrica relativa à fração de vazios. Para o transdutor de dupla hélice ilustrado na Figura 1, tem-se o valor da capacitância dado por

$$C = k \epsilon_0 p \cdot \ln (\sec(\phi_i/2) + \tan(\phi_i/2) / \sec(\phi_i/2) - \tan(\phi_i/2)) / 2 \quad (1)$$

onde  $k$  é o coeficiente de permissividade relativa do material do dielétrico,  $\epsilon_0$  é a permissividade absoluta no vácuo,  $p$  é o comprimento efetivo do capacitor e  $\phi_i = m/b$  é uma relação entre o raio interno da tubulação  $b$  e a projeção da espessura  $w$  do eletrodo no perímetro da seção reta retificada, dada por  $m = w \cos(\theta)$  na qual  $\theta$  é o ângulo de inclinação da hélice.

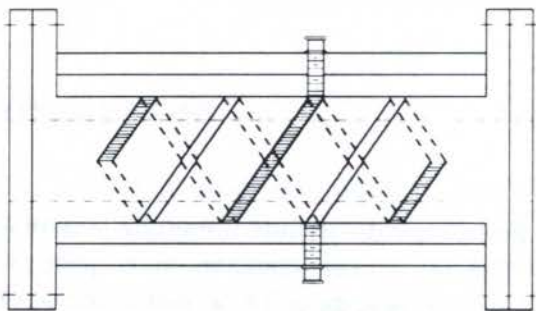


Figura 1- Capacitor de Dupla Hélice

A partir da expressão acima pode-se estabelecer a variação da capacitância da mistura dos dois fluidos no interior do transdutor para um determinado tipo de fluxo. Considerando que os fluxos estratificado e pistonado são aqueles que ocorrem com maior frequência no escoamento dos fluidos onde se pretende empregar o transdutor, então para o primeiro caso tem-se

$$C_T = ((C_1(\theta_1 - \text{sen } \theta_1) + C_2(2\pi - \theta_1 + \text{sen } \theta_1)) / 2\pi$$

onde  $\theta_1$  é o ângulo formado pelo fluido {1} no interior da tubulação e  $C_1$  (fluido {1}) e  $C_2$  (fluido {2}) são definidos pela expressão (1); e para o fluxo pistonado tem-se



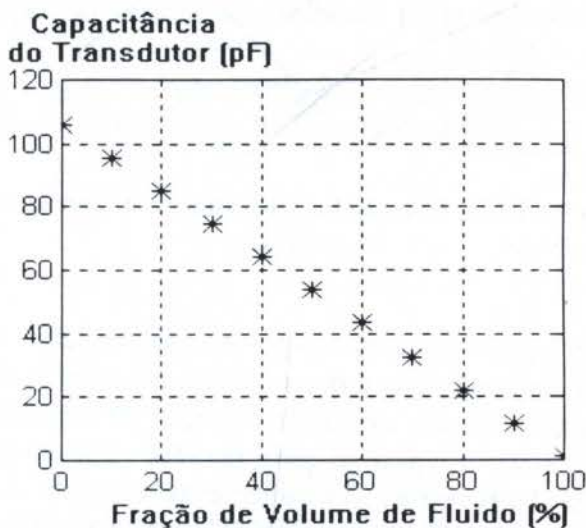
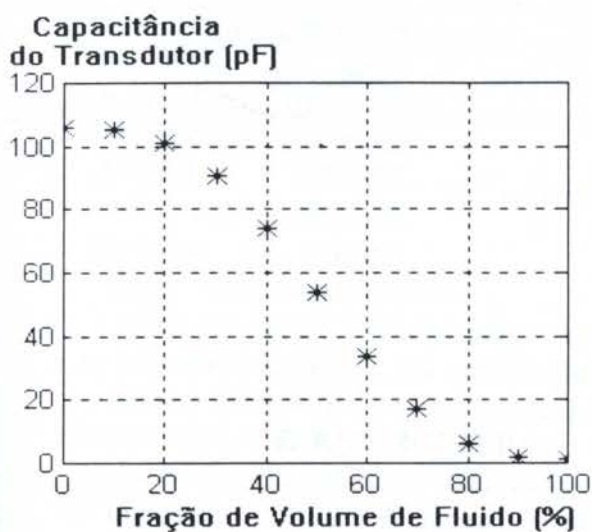
$$C_T = (L_1/L_s) C_1 + (L_2/L_s) C_2$$

onde  $L_1$  e  $L_2$  são os comprimentos característicos de cada fluido no escoamento,  $L_s$  é o comprimento total do transdutor, definido anteriormente para o capacitor de dupla hélice como  $p$ , e  $C_1$  e  $C_2$  são determinados pela equação (1).

Afim de se avaliar o funcionamento do transdutor sobre as mais variadas condições de operação estabeleceu-se um procedimento para alteração dos seus principais parâmetros e, para verificar a metodologia, tomou-se como base um transdutor de dupla hélice com as dimensões descritas na Tabela 1. Assim pode-se determinar a variação da capacitância em função da razão de volume da combinação de AR-ÁGUA, para o fluxo estratificado e para o pistonado, conforme mostrado na Figura 2.

Tabela 1: Geometria do Transdutor de Dupla Hélice para o tubo de 1"

DIÂMETRO INTERNO (mm)	25,4
COMPRIMENTO (mm)	250
LARGURA DO ELETRODO (mm)	10
ÂNGULO DE INCLINAÇÃO DA HÉLICE (°)	45



1a: Fluxo Estratificado

1b: Fluxo Pistonado

Figura 2 - Variação da Capacitância com a Razão de Volume de ÁGUA

### 3. SISTEMA DE MEDIDA BÁSICO

Para se obter uma medida elétrica relativa à razão dos volumes de fluido no escoamento, ou à fração de vazios, deve-se conectar o capacitor descrito no item 2, a um circuito eletro-eletrônico (Butler, 1991).

Devido às características de comportamento dos capacitores deve-se conectá-los com circuitos de tensão alternada (Neubert, 1975). No caso de transdutores que utilizem como

sensor o efeito capacitivo é recomendado que estes sejam conectados à PONTES CA, de maneira que se possa avaliar, através do desbalanceamento da ponte, a grandeza medida pela variação da capacitância.

Dos vários circuitos empregados como PONTES CA um dos que apresenta maior sensibilidade ao desbalanceamento é o mostrado na Figura 3, formado por dois "braços" indutivos, provenientes do enrolamento secundário de um transformador de relação 1:1, com aterramento no centro da bobina, e dois "braços" capacitivos, sendo um dos capacitores o transdutor, e os outros dois capacitores ajustáveis para o balanceamento da ponte.

Nesta ponte o sinal de saída  $E_0(t)$  será uma tensão alternada associada à tensão de alimentação  $E(t)$  e ao desbalanceamento, que por sua vez depende da variação da capacitância  $C_T(t)$ . O modelo matemático apresentado no item 4 descreverá a relação entre estas variáveis.

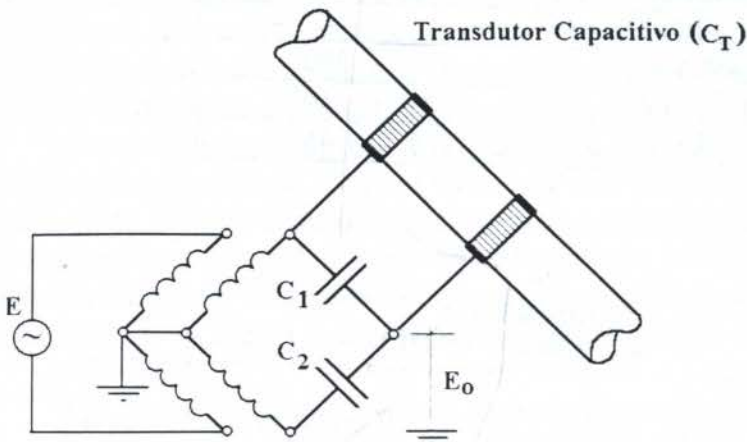


Figura 3 - Ponte CA - Indutiva-Capacitiva com aterramento central

A ponte da Figura 3 possui alta impedância de saída, devendo ser conectada a um circuito detetor com alta impedância na entrada. De modo a compatibilizar as impedâncias, utiliza-se um INVERSOR. Para eliminar ruídos fora da faixa do sinal de excitação acopla-se na saída do inversor um FILTRO PASSA-BANDA. Um outro circuito que pode ser conectado é um "LINE

DRIVER", para compensar as perdas, caso os cabos de conexão sejam de grande extensão.

Lembrando que todos os sinais envolvidos neste sistema são alternados, para que se obtenha uma leitura direta da variação de capacitância deve-se retirar o sinal portador, devido à fonte de tensão, o que é realizado através de um DEMODULADOR. Assim o sinal de saída  $E_S(t)$  estará diretamente relacionado à razão dos volumes dos fluidos no escoamento, ou à fração de vazios, uma vez calibrado o sistema. A Figura 4 representa o diagrama de blocos com os principais elementos do sistema de medida básico.

$$E(t) = A \text{ sen } (2\pi ft)$$



Figura 4 - Diagrama de Blocos do Sistema de Medida



#### 4. MODELO MATEMÁTICO

Para que se possa analisar o sistema de medidas e verificar a influência de cada elemento, visando o dimensionamento, é necessário estabelecer um modelo matemático que represente o seu comportamento. Assim, dentro deste objetivo, foi desenvolvido um modelo dinâmico do sistema, onde se procurou dar maior atenção aos seus dois principais componentes: o transdutor capacitivo e a ponte CA.

Para o equacionamento foi suposta a configuração da Figura 3, na qual considerou-se apenas a capacitância  $C_T$ , associada ao transdutor, como variável ao longo do tempo. Apesar de  $C_1$  e  $C_2$  serem reguláveis, o que permite inclusive o balanceamento da ponte, supôs-se que este ajuste é feito com o sistema fora de operação, devendo o modelo ser adotado apenas para avaliar o efeito do transdutor.

Note que o ganho do transdutor, ou sua sensibilidade, incluindo a PONTE CA, é função da variação da capacitância. Logo para se poder calibrar e testar o sistema de medidas deve-se ter, pelo menos, noção sobre os valores máximos e mínimos que esta variável irá atingir, de modo a empregar o sistema e avaliar corretamente as informações por ele fornecidas. O modelo dinâmico do sistema possibilita determinar este ganho.

Admitindo a capacitância  $C_T$  variável, chega-se às relações que descrevem a dinâmica do transdutor apresentadas na Figura 5, através do diagrama de blocos empregado no programa SIMULINK/MATLAB (Matlab 4.2, 1994), onde as entradas são a tensão da Fonte CA  $E(t)$ , bloco *INPUT(3)* na figura, e a variação da capacitância  $C_T$  e sua derivada  $dC_T/dt$ , indicadas nos blocos (1) e (2). Já as saídas são o ganho do sistema, e a tensão  $E_o(t)$ , indicadas respectivamente pelos blocos *OUTPUT(1)* e (2).

Os demais componentes do sistema da Figura 4 foram representados por modelos padrão consagrados na literatura (Horowitz e Hill, 1989, Doebelin, 1983 e Jones, 1977).

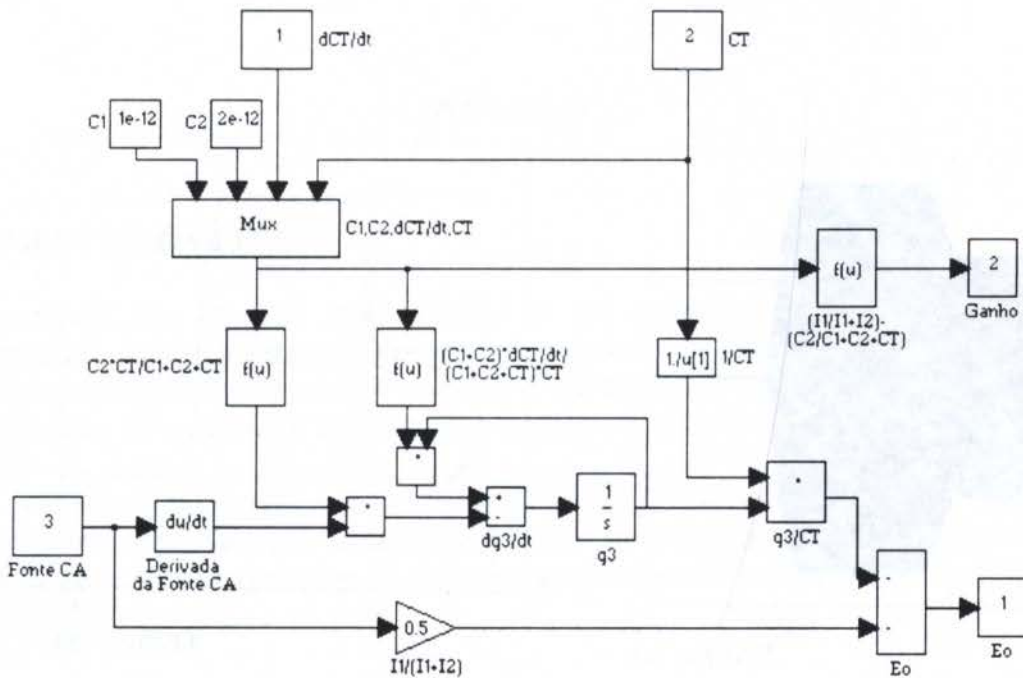


Figura 5 - Modelo do Transdutor Capacitivo e Ponte CA

### 5. SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE MEDIDAS

Para a simulação do sistema foi adotada uma entrada de tensão alternada  $E(t)$  de 5VCA e 10 KHz, e suposta a variação de capacitância  $C_T(t)$  mostrada na Figura 6 na qual considerou-se que a ponte se encontrava balanceada nos instantes iniciais e finais. O comportamento da ponte CA nestas condições é mostrado nas Figuras 7(a) e (b), onde se apresenta a tensão de saída  $E_O(t)$  e a dinâmica do seu ganho. Observe que estes valores são nulos quando a ponte está balanceada. Note também que há um retardo no ganho em função dos parâmetros empregados e da própria variação de  $C_T$ , porém sua amplitude parece adequada. Deve-se lembrar que estes valores podem ainda ser ajustados conforme a necessidade de emprego do sistema, através da alteração dos capacitores  $C_1$  e  $C_2$  ou até mesmo, se for o caso, pela substituição dos indutores  $I_1$  e  $I_2$ .

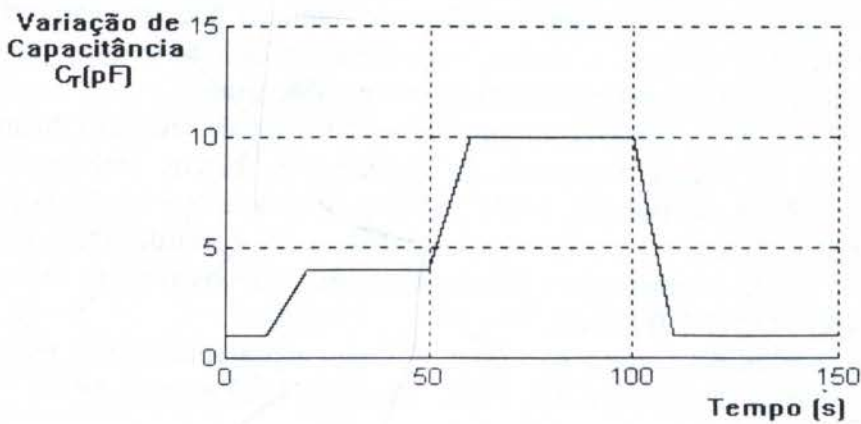
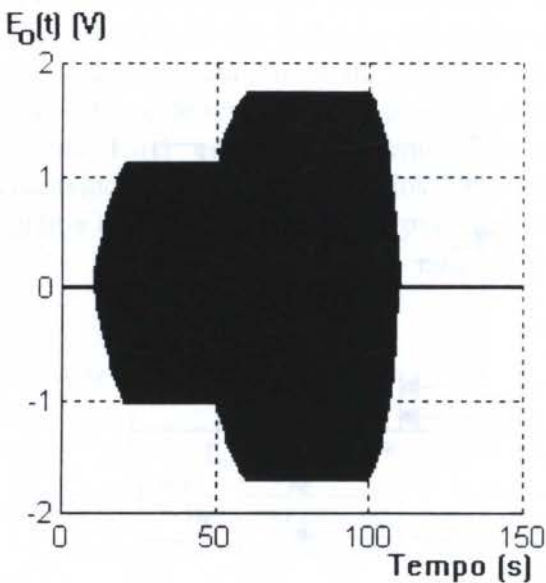
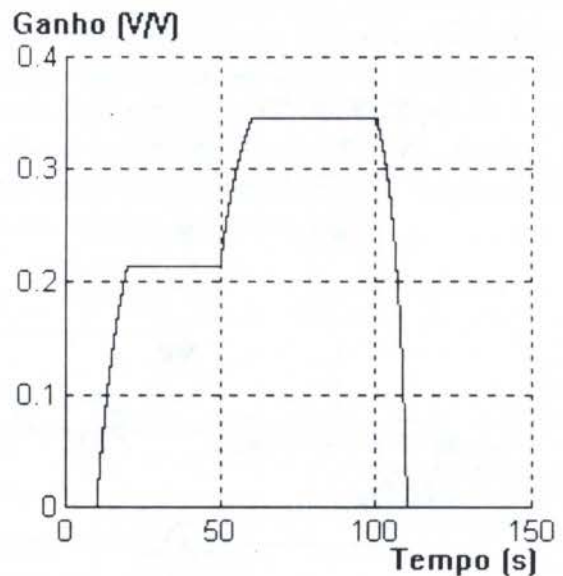


Figura 6 - Variação de Capacitância no tempo



3a: Tensão de Saída  $E_O(t)$



3b: Ganho do Transdutor

Figura 7 - Comportamento da Ponte CA



O sinal  $E_0(t)$  filtrado e demodulado pelos componentes do sistema de medida leva à saída  $E_S(t)$  mostrada na Figura 8, onde se pode notar a existência de um pequeno ruído, devido a definição do filtro, não totalmente apropriado, neste caso, para atenuar o sinal CA de entrada  $E(t)$ . Note ainda que o retardo provocado pela ponte CA permanece na saída. Um correto ajuste nos parâmetros da ponte e do filtro melhoram consideravelmente a resposta do sistema de medida.

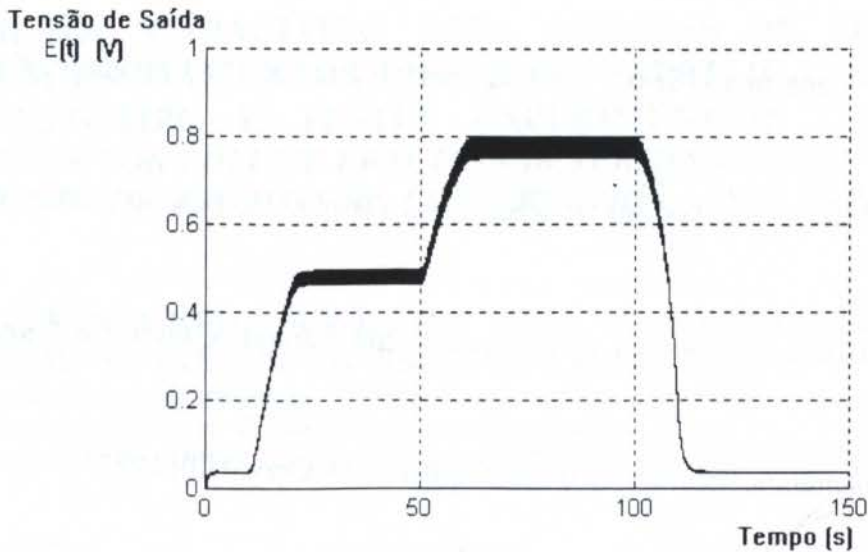


Figura 8 - Saída do Sistema de Medidas

## 6. COMENTÁRIOS FINAIS

Através dos modelos desenvolvidos e sua simulação pode-se verificar todo o funcionamento do sistema de medidas antes de construí-lo e determinar qual o melhor ajuste de parâmetros para satisfazer certos critérios de desempenho. Além disto foram previstos e realizados uma série de testes, conhecendo-se assim a reação do sistema à estas condições de operação.

Na fase de calibração e testes do sistema real, o modelo auxilia na compreensão do comportamento e na avaliação de desempenho, pois se dispendo de uma ferramenta prática e simples de se empregar, interpreta-se mais facilmente algumas características do sistema e os resultados obtidos.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALBOUELWAGA, M.S.A. & KENDALL, J.M., Analysis and design of helice capacitance sensors for volume fraction determination, *Revue of Scientific Instrumentation*, Vol. 50, n° 7, pp. 872-878, 1979A.

ALBOUELWAGA, M.S.A. & KENDALL, J.M., Determination of the theoretical capacitance of a concave capacitance sensor, *Revue of Scientific Instrumentation*, Vol. 50, n° 9, pp. 1158-1159, 1979B.

BUTLER, T., TUFFP Capacitance Sensor Update, *Internal Report*, The University of Tulsa, 1991.

DOEBELIN, E.O., *Measurement Systems Application and Design*, 3rd Edition, McGraw-Hill, 1983.

HOROWITZ, P. & HILL, W., *The Art of Eletronics*, 2nd Edition, Cambridge University Press, 1989.

JONES, B.E., *Instrumentation, Measurement and Feedback*, McGraw-Hill, 1977.

NEUBERT, H.K.P., *Instrument transducers. An introduction to their performance and design*, 2nd Edition, Clarendon Press, 1975.

\_\_\_\_\_, *Matlab 4.2. Reference Guide*, The Math Works Inc., 1994.



PAPER CODE: COB663

**TRANSDUTOR CAPACITIVO PARA MEDIDAS DE FRAÇÃO DE VAZIO EM ESCOAMENTOS BIFÁSICOS. PARTE II: CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO E TESTES EXPERIMENTAIS / CAPACITIVE TRANSDUCER FOR VOLUME FRACTION DETERMINATION IN TWO PHASE FLOW. PART II: PROTOTYPE CONSTRUCTION AND EXPERIMENTAL TESTS.**MAURO SPERANZA NETO<sup>1</sup>, JORGE DIAS LAGE<sup>2</sup>, MARCELO DE ALBUQUERQUE LIMA GONÇALVES<sup>3</sup> e CLÁUDIO BARREIROS DA COSTA E SILVA<sup>4</sup><sup>1</sup>Departamento de Engenharia Mecânica - PUC-Rio - E-mail: msn@mec.puc-rio.br<sup>2</sup>Instituto Tecnológico - PUC-Rio - E-mail: jlage@venus.rdc.puc-rio.br<sup>3 e 4</sup>PETROBRÁS/CENPES - DIPLOTE/SEPROTE - tel: (021) 5986548 - fax: (021) 5986798**Abstract**

This paper shows the construction and calibration procedures of a two phase flow capacitive transducer. This device, coupled to AC bridge, is used to flow measurements in petroleum industry and it has good characteristics of electrical sensitivity and low cost, but it is very sensitive to the ambient pressure and temperature fluctuations and to magnetic fields too. We show how to insulated this transducer and keep it stable under these adverse conditions.

**Keywords**

Sistemas Dinâmicos, Instrumentação, Medidas de escoamento, Transdutores Capacitivos, Medidas em escoamentos Bifásicos.

Dynamic Systems, Instrumentation, Flow Meters, Capacitive Transducers, Two Phase Flow Measurements

**1. INTRODUÇÃO**

A medida da fração de vazão em escoamentos bifásicos é de grande importância para a determinação da densidade e aceleração dos fluidos e conseqüentemente para o estabelecimento das correlações de perda de carga e transferência de calor no escoamento. O desenvolvimento de transdutores e sistemas de instrumentação para obtenção da razão entre os volumes de fluidos neste tipo de escoamento tem sido a preocupação de pesquisadores e técnicos que atuam nas áreas de bombeamento e prospecção de petróleo nos últimos anos. Existem algumas metodologias para a determinação experimental da fração de vazão, uma das quais utiliza, como elemento sensor, a variação da constante dielétrica do meio em função do volume de fluidos. A construção de transdutores capacitivos com base neste sensor, e seu emprego juntamente com pontes de corrente alternada tem sido amplamente testada e analisada, apresentando resultados bastante interessantes.

Neste trabalho descreve-se o desenvolvimento do protótipo de um transdutor capacitivo de dupla hélice, montado em uma tubulação horizontal, e do circuito complementar formado por uma ponte de corrente alternada, por um filtro passa-banda e um demodulador. Detalha-se também a geração do vácuo no lado externo do transdutor e o seu isolamento para campos magnéticos espúrios. Finalmente apresenta-se os resultados experimentais obtidos com o sistema de instrumentação para algumas condições de operação impostas durante os testes de avaliação e calibração.

## 2. DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DO TRANSDUTOR

Utilizando o procedimento descrito em Speranza Neto (1997), que possibilita avaliar o funcionamento do transdutor sobre as mais variadas condições de operação em função da alteração dos seus principais parâmetros, verificou-se que para as dimensões da tubulação na qual será instalado, a melhor combinação de parâmetros para um transdutor de dupla hélice tem as características descritas na Tabela 1.

Para esta escolha procurou-se satisfazer a condição de capacitância máxima para o sensor. Com isto tem-se uma maior sensibilidade e consegue-se utilizar capacitores variáveis de valores mais aceitáveis para o balanceamento da ponte. Apesar do ganho do transdutor ser inversamente proporcional ao valor da capacitância, como será adotado um procedimento para o balanceamento (descrito a seguir), onde o ganho nulo é determinado pelo valor máximo da capacitância, esta escolha não irá implicar em baixos ganhos para o sistema. Os valores da Tabela 1 caracterizam os parâmetros para uma volta do eletrodo, e no equipamento a ser construído serão dadas duas voltas, o que equivale a conectar dois capacitores com as características apresentadas em paralelo. Essa solução foi adotada de modo a aumentar a sensibilidade do sistema, pois a capacitância aumenta com o número de voltas do eletrodo em torno da tubulação, uma vez que o efeito capacitivo de "cada sensor" (uma volta) se acumula (são formados capacitores em paralelo).

Tabela 1: Geometria do Transdutor de Dupla Hélice para o tubo de 2"

DIÂMETRO EXTERNO (mm)	60,00
COMPRIMENTO (mm) - p/ 1 volta	30,00
LARGURA DO ELETRODO (mm)	20,00
ÂNGULO DE INCLINAÇÃO DA HÉLICE (°)	57,85
NÚMERO DE VOLTAS	2

Para o balanceamento da ponte, e determinação do ganho do transdutor, adotou-se o seguinte procedimento: Sendo o ganho dado por

$$K = \frac{C_2}{C_1 + C_2 + C_T} - \frac{I_1}{I_2 + I_3}$$

e sendo  $I_1 = I_2 = 1$  mH então para obter ganho nulo tem-se

$$C_T = C_2 - C_1$$

e fazendo

$$C_1 = C_{Tmax} \quad \text{e} \quad C_2 = 2 C_{Tmax}$$



para o balanceamento, com  $C_{Tmax} = 171,81$  pF calculado a partir dos dados da Tabela 1, tem-se que o ganho nulo será atingido quando a tubulação estiver cheia de água.

Este procedimento foi adotado de modo que o ganho aumente na medida que a quantidade de água diminua, ou o volume de ar aumente. Poderia ter sido tomado o valor mínimo da capacitância para balancear a ponte, porém neste caso o aumento de água implicaria em uma diminuição do ganho, o que tornaria a interpretação dos resultados um tanto confusa. Na Figura 1 apresenta-se a variação do ganho da ponte em função do volume de AR (fração de vazio). Estes resultados, obtidos do modelo matemático, foram empregados para a calibração do transdutor.

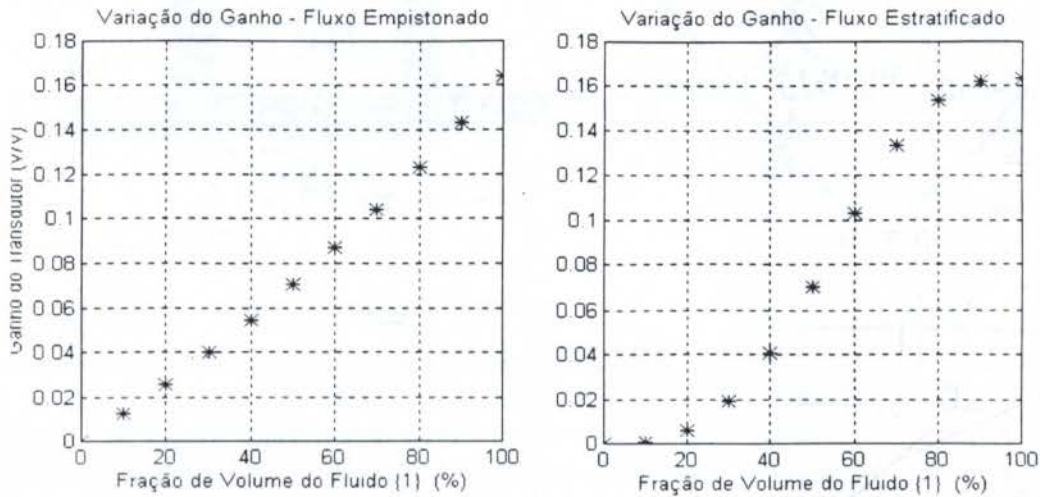


Figura 1 - Variação do Ganho com a Razão de Volume de AR

### 3. DIMENSIONAMENTO DO CIRCUITO ELETRÔNICO COMPLEMENTAR

Deve-se observar inicialmente que o circuito eletrônico complementar foi desenvolvido procurando-se adequar os seus componentes para que, além de satisfazer as necessidades do projeto e operação do transdutor capacitivo específico, possam ser adquiridos, na medida do possível, no mercado nacional.

Em Speranza Neto (1997) parte desse sistema foi simulado, não tendo sido incluído apenas o LINE DRIVER, por que se considerou que este elemento não era necessário na análise que estava se desenvolvendo. Entretanto, o circuito impresso construído inclui este componente.

De modo a minimizar a possibilidade de erros no desenvolvimento do sistema de instrumentação, optou-se por construir apenas aqueles componentes que não se encontram disponíveis no mercado. Assim foram empregados um demodulador e uma fonte de corrente alternada de 5 KHz comerciais do tipo *Carrier Demodulator Model CD15* da marca *Validyne Engineering Corporation*.

A Figura 2 apresenta o esquema do circuito eletrônico, juntamente com os valores numéricos de seus principais elementos (Horowitz e Hill, 1989, Jones, 1977 e Jones e Chin,

1991), que foi montado em uma placa de circuito impresso fixada em uma caixa com conexões externas para a ligação com a fonte e o demodulador, e para adaptação do sensor capacitivo. Há também um dispositivo mecânico para ajuste dos capacitores variáveis para o balanceamento da ponte.

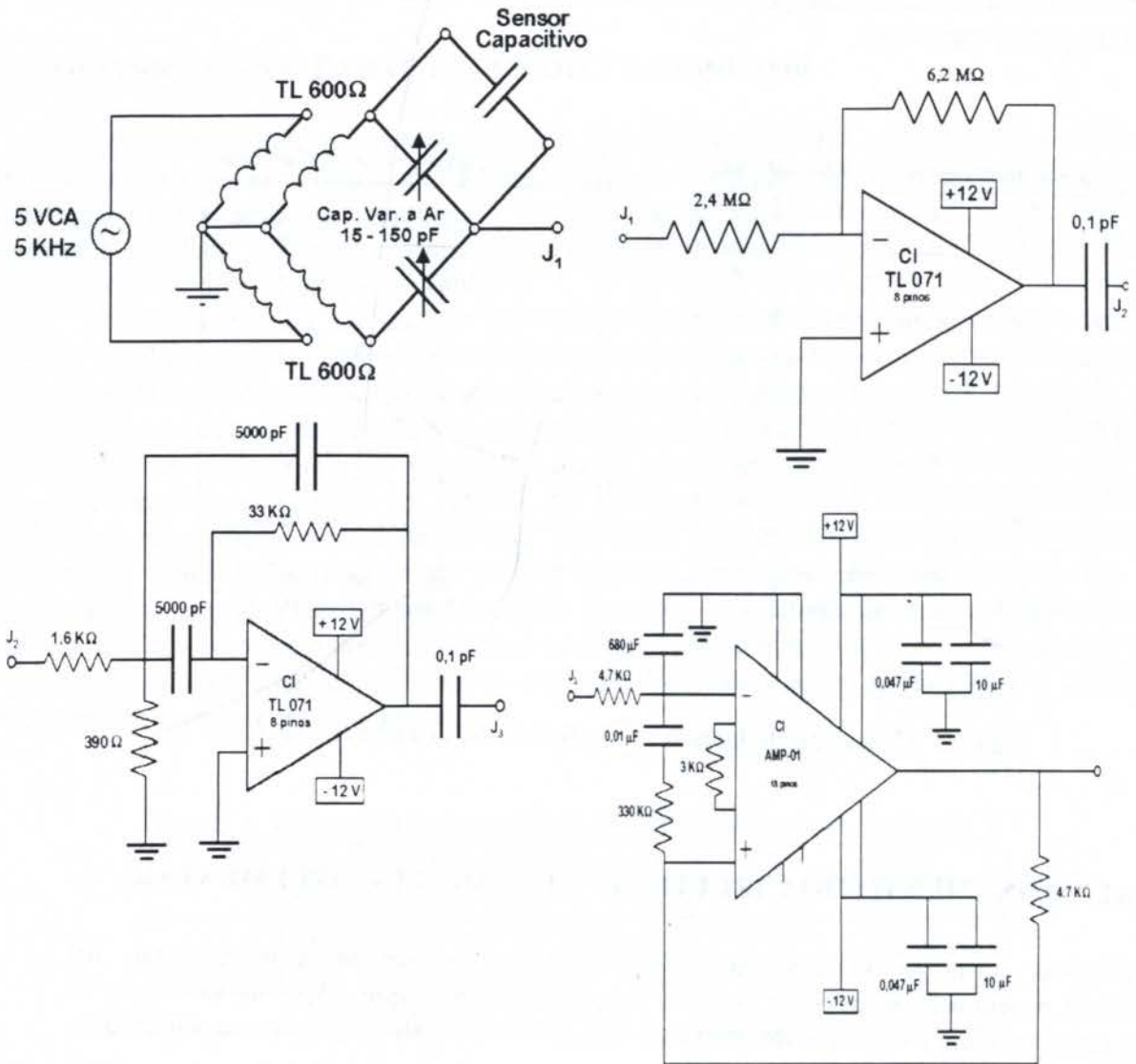


Figura 2 - Circuito Eletrônico Complementar

#### 4. ISOLAMENTO À VÁCUO

Observando que o transdutor é composto de vários elementos dielétricos, conforme mostrado na Figura 3, isto caracteriza uma combinação paralela de capacitores dada por

$$C_{TOTAL} = C_T + C_{AR} + C_P$$



onde  $C_T$  é a capacitância interna, devida a mistura de fluidos,  $C_{AR}$  é a capacitância externa ao tubo e  $C_P$  é a capacitância da parede do tubo. Esta situação indica que para se ter uma pequena alteração de  $C_{TOTAL}$  devida à  $C_{AR}$  e  $C_P$  é preciso antes de mais nada que estes valores sejam numericamente muito menores do que  $C_T$ . Além disto é necessário que os materiais externo ao transdutor e aquele que compõe o tubo sofram influência desprezível das variações ambientais.

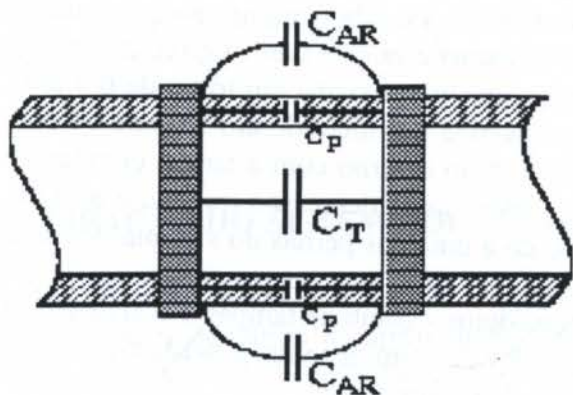


Figura 3 - Capacitâncias em Paralelo

Foram analisadas várias soluções para a blindagem do transdutor, dentre as quais aquela que reúne as condições mais favoráveis para este projeto é a utilização de vácuo em torno do capacitor. Lembre-se que o vácuo é o "material" que fornece o mínimo valor de permissividade dielétrica, e não sofre variações ambientais, e portanto este é o isolamento mais apropriado neste caso. Deve-se observar que o emprego desta solução só foi efetivado no protótipo após a comprovação de sua eficácia e principalmente da viabilidade de sua implementação.

## 5. ISOLAMENTO ELETRO-MAGNÉTICO

Durante os testes preliminares notou-se a grande influência de variações do campo eletro-magnético devido à fatores externos, principalmente na região das extremidades da tubulação, onde não há isolamento a vácuo. Devido a este fato foi aventada a possibilidade de se aplicar um revestimento externo que isolasse o transdutor de interferências espúrias no campo eletro-magnético que, comprovadamente, afetam as medições. Consultas realizadas a técnicos especializados permitiram identificar que o isolamento eletro-magnético poderia ser implementado por meio de "tinta condutiva", utilizada em equipamentos eletrônicos ou ainda através de um outro "tubo" de material metálico aterrado, que recobrisse o tubo externo onde se faz o vácuo. A tinta condutiva não está disponível comercialmente no mercado de varejo, por ser importado e de aplicação muito específica, além disso soube-se que este revestimento não foi ainda testado para aplicações em grandes superfícies.

Deste modo optou-se por uma outra solução: o recobrimento do transdutor com uma fina chapa de material metálico aterrada, de modo a criar uma blindagem tipo "gaiola de Faraday". Essa implementação além de ser simples tem um custo reduzido em relação à primeira possibilidade e os seus resultados, que ainda estão sendo avaliados, mostraram-se bastante satisfatórios nos primeiros testes realizados.

## 6. PROJETO DE FABRICAÇÃO DO TRANSDUTOR

O primeiro protótipo do transdutor capacitivo foi construído com as dimensões nominais mostradas na Figura 4, na qual estão indicados os materiais que foram empregados. Os eletrodos são fabricados a partir de lâminas de aço inoxidável, afim de que a fixação ao tubo interno de PVC possa ser obtida por meio da propriedade elástica desse material, sem que haja necessidade de utilização de adesivos, que poderiam causar interferência no funcionamento do instrumento. Foram construídas canaletas no tubo interno, para garantir o correto posicionamento dos elementos capacitivos. O vácuo é obtido com o auxílio de uma bomba com capacidade de gerar pressão manométrica negativa máxima em torno de 0,4 atm. A câmara de vácuo entre os dois tubos é conectada à bomba por meio de um sistema de dois furos em "L", localizados na extremidade da união do tubo externo com a tampa circular de PVC (ver Figura 4). A vedação do sistema, após a obtenção da depressão interna, é provida por meio de um "tampão" de teflon ou borracha fixado a uma das pernas do sistema de furos em "L" com ajuste por interferência.

Todas as partes montadas da estrutura do transdutor - como as tampas e o sistema de furos em "L" - são vedadas com cola apropriada para PVC, a fim de evitar a perda da pressão interna aos dois tubos, na região onde se localizam os elementos capacitivos.

Após a construção do protótipo alterou-se o sistema de formação de vácuo em torno do sensor, que passou a ser controlado por uma válvula de agulha apropriada para essa função e por um vacuômetro. Esta solução trouxe, como vantagens, a independência da fonte que aplica depressão na câmara e o controle sobre a variação dessa depressão, de modo a mantê-la em níveis constantes, sempre que necessário.

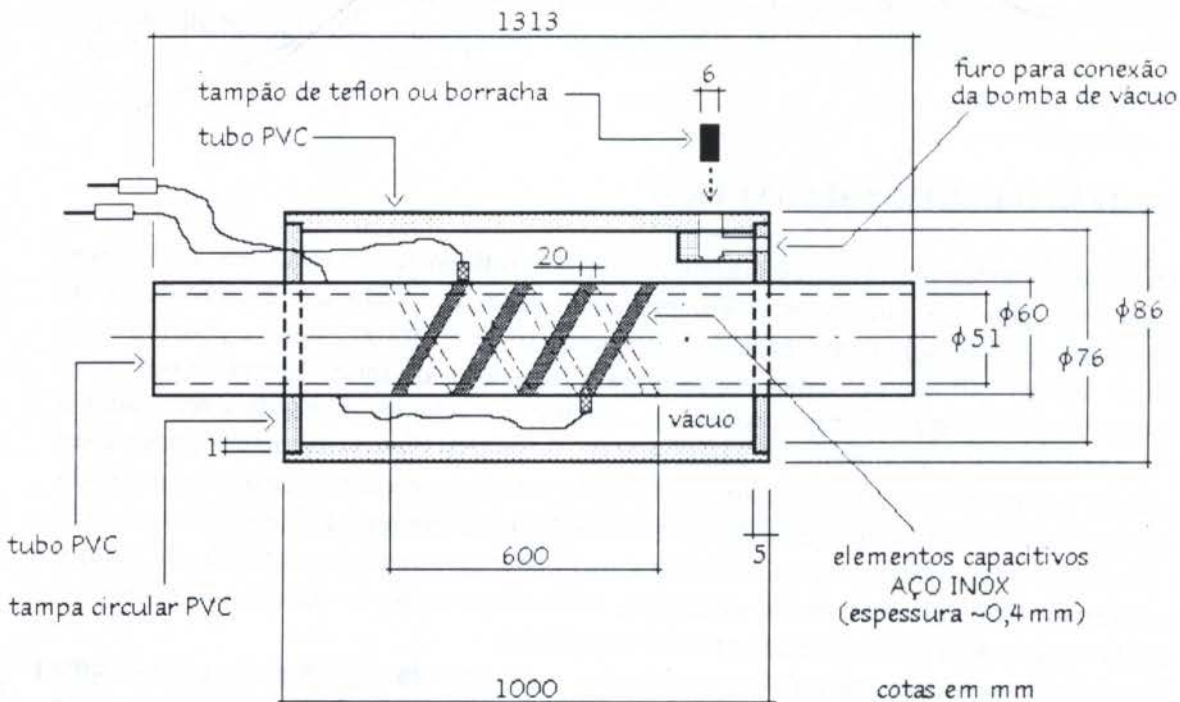


Figura 4 - Desenho de Conjunto do Protótipo do Transdutor Capacitivo



Outros aspectos construtivos que merecem destaque são: os elementos helicoidais metálicos que formam os sensores capacitivos propriamente foram fixados por meio de pequenos parafusos, processo que se mostrou mais simples de ser implementado do ponto de vista de fabricação; a vedação da câmara de vácuo foi realizada empregando-se adesivo comercial ARALDITE, adequado para PVC.

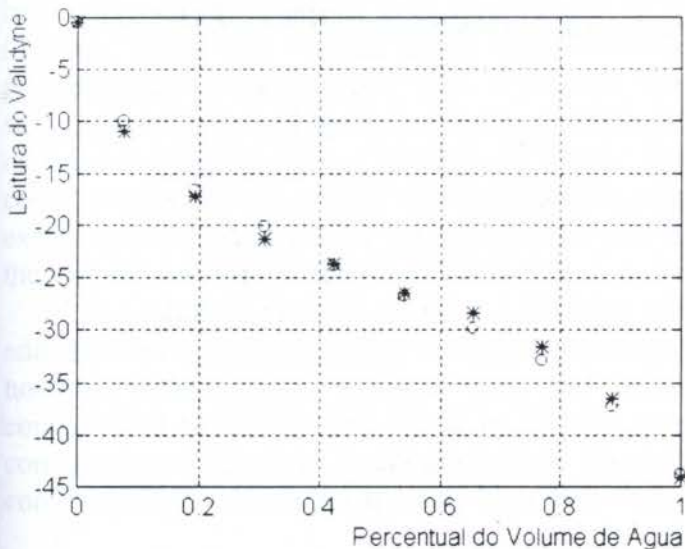
O revestimento externo (blindagem eletro-magnética) foi construído com chapas finas de alumínio (espessura de 0,08mm) fixadas à superfície do sensor por meio de cola ARALDITE. Sobre esse revestimento conectou-se uma braçadeira para conexão de um fio-terra.

## 7. CALIBRAÇÃO DO SISTEMA DE MEDIDAS

Para os testes de calibração e avaliação, o sistema foi instalado em um laboratório refrigerado, com temperatura de aproximadamente 23°C. Nas condições de teste, a pressão negativa na câmara de vácuo de isolamento do transdutor manteve-se estável em -37cmHg.

Para a realização da calibração, o primeiro passo é o balanceamento da ponte capacitiva-indutiva, o que deve ser feito com o sensor de dupla hélice conectado ao circuito complementar, para ajuste do ZERO e do FUNDO DE ESCALA do *Validyne*. De modo a verificar o comportamento do sistema e a repetitibilidade das medições, após a calibração foram feitos dois testes: no primeiro, a partir da condição de ajuste do ZERO, ou seja tubulação cheia de água (cerca de 2,7 litros), esvaziou-se gradativamente o tubo, de 0,3 em 0,3 litros, até que se atingisse a condição de ganho máximo, ou FUNDO DE ESCALA, para a tubulação vazia ou cheia de ar. Em seguida, inverteu-se o processo, enchendo o tubo de 0,3 em 0,3 litros até que se atingisse novamente a condição do ZERO. As medições de volume de água no interior do tubo foram efetuadas utilizando-se um *becher* com escala graduada para 1 (um) litro. Nestes testes, **estáticos**, o perfil do fluxo pode ser considerado como sendo do tipo estratificado.

Na Figura 5 são fornecidas as médias das medidas obtidas no *Validyne*, em função do volume de água, para os dois testes realizados. Note-se que, como a capacitância diminui quando se aumenta o ar no interior da tubulação, fazendo com que o ganho do sistema aumente, os valores da medida também aumentam. Os valores negativos são devidos ao ajuste do ZERO no equipamento de medidas.



o : 1º Teste - Esvaziando  
 \* : 2º Teste - Enchendo  
 Figura 5 - Variação da Leitura no *Validyne* com o Volume de ÁGUA

Deve-se salientar que durante as medições, o tubo foi movimentado manualmente, de modo a se verificar qualitativamente as alterações provocadas pelo fluxo não estacionário. Em média, as medidas se mantiveram dentro de uma faixa aceitável, com erros em torno de 5% durante o transiente e, quando o fluido estabilizava, o valor inicial retornava ao *display* do *Validyne*.

## 8. COMENTÁRIOS FINAIS

Os testes preliminares indicaram que a solução adotada para o isolamento eletromagnético funciona mas teve-se que alterar o procedimento de calibração, pois o aterramento do capacitor externo, formado pela blindagem modifica as condições de balanceamento da ponte.

Verificou-se que o *Validyne* empregado não é mais apropriado para aplicações com este tipo de transdutor. Acredita-se que o desenvolvimento de um circuito similar, apropriado para o transdutor capacitivo, seria o mais adequado. Neste circuito, incluindo-se a fonte e o demodulador, poder-se-ia nacionalizar a maioria dos componentes e adquirir controle total sobre o funcionamento destes equipamentos.

A avaliação da estabilidade do sistema de medidas em função do tempo (longos períodos, da ordem de meses), principalmente no que diz respeito à estanqueidade da câmara de vácuo e ao isolamento eletromagnético, mostrou que as soluções aqui apresentadas são válidas e perfeitamente implementáveis, com baixo custo e bastante eficientes.

## 9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

HOROWITZ, P. & HILL, W., *The Art of Eletronics*, 2nd Edition, Cambridge University Press, 1989.

JONES, B.E., *Instrumentation, Measurement and Feedback*, McGraw-Hill, 1977.

JONES, L.D. AND CHIN A.F., *Eletronic Instruments and Measurements*, 2nd Edition, Prentice-Hall, 1991.

SPERANZA NETO, M., Transdutor Capacitivo para Medidas de Fração de Vazio em Escoamentos Bifásicos. Parte I: Modelagem e Simulação, *submetido ao XIV COBEM*, 1997.





PAPER CODE: COB890

## A LOW-COST PROBE TO MEASURE THREE MEAN VELOCITY COMPONENTS

MARCO S. A. VELUDO GOUVEIA, JORGE A. C. CHAVES AND ANDRÉ L. AMARANTE MESQUITA  
Departamento de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal do Pará  
CEP 66.075-900 Belém - PA, Brasil - E-mail: gtdem@amazon.com.br

### Abstract

This paper presents the development of a low cost multihole probe to measure three dimensional flow-fields. Details of the construction of this probe are presented as well as the material used to construct the probe. The calibration method avoids the difficulties of nulling or pressure balancing, as the flow quantities are related to the hole pressures by calibration. Experimental procedures and results are demonstrated.

### Keywords

Flow Measurement

Four-Hole Probe

Five-Hole Probe

### 1. INTRODUCTION

Modern instruments in fluid mechanics are today available to measure complex flows with a low level of experimental uncertainties. The Laser-Doppler Anemometry (LDA) has been successfully used to give information on flow structures and turbulent quantities (Tropea, 1995). The Particle Image Velocimetry (PIV) is a powerful technique capable of providing the velocity vector over a selected two-dimensional region of the flow with sufficient accuracy and spatial resolution (Lourenco and Krothapalli, 1995). The disadvantage of these techniques are the necessity of optical access (windows) that can, in particular for complex geometries, reduce strongly the measuring region, and, mainly, its high cost. Less expensive, but intrusive, the hot-wire probes can furnish good experimental information on the velocity and turbulence (Lemonis and Dracos, 1995).

The multihole pressure probe is a standard instrument in fluid mechanics, and have an added advantage of measuring velocity and pressure, whereas the optical techniques and the hot-wire probes cannot measure static and stagnation pressure. Good reviews on these conventional probes can be found in the literature, where the many possible geometrical configuration and source errors are pointed (Siverding, 1975; Sitaram *et al*, 1985). They are commercially available but at a very high cost when compared to a single Pitot probe.

2636

In view of this aspects, this work reports the development of a low-cost probe to measure three-dimensional flow-fields. The head of the probe is constituted by four or five small stainless steel hypodermic tubes, nominally 0.5 mm inner diameter, and the probe is used in a non-nulling mode. This experimental study investigate the best configuration in order to obtain a good sensitive of the calibration parameters.

**2. PRINCIPLE AND CALIBRATION PROCEDURE**

Fig. 1 shows the principle to obtain the three velocity components with the magnitude of the vector velocity, pitch ( $\tau$ ) and yaw ( $\alpha$ ) angle, i.e.;

$$V_x = |\vec{V}| \cdot \sin\tau \quad (1)$$

$$V_y = |\vec{V}| \cdot \cos\tau \cdot \sin\alpha \quad (2)$$

$$V_z = |\vec{V}| \cdot \cos\tau \cdot \cos\alpha \quad (3)$$

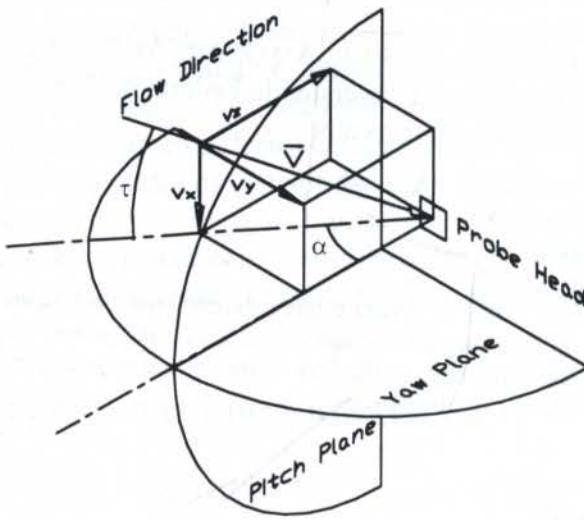


Figure 1 - Yaw and pitch planes and velocity components

The miniature probes developed in this work were four-hole and five-hole type. The three mean velocity components and the total pressure are obtained from the pressure information given by each steel hypodermic tube, which constitute the sensing elements of the probe head.

The method used to calibrate the probe is similar to techniques described by Shepherd (1981) and Sitaram and Treaster (1985). In despite of the fact that the use of the five pressure holes for three dimensional probes involve redundant information, this configuration can be favorable in order to obtain high probe sensitive (Sitaram and Treaster, 1985).

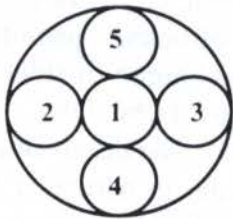


Figure 2 - Probe geometry. Front view and numbering.

The calibration is performed using a technique which avoids the traditional nulling or pressure balancing technique during its utilization. This technique requires a large amount of work in the calibration procedure, but the calibrated probe is very quick and convenient in the measurements.

The calibration procedure consists of measuring the total pressures in all tubes of the probe:  $P_1, P_2, P_3, P_4$  and  $P_5$ , in the case of a five-hole probe (see Fig. 2). The probe is then rotated in the yaw or pitch plane, and a new set of pressures is acquired. The calibration coefficients for the probes are defined in Table 1. For the four-hole probes two calibration coefficients are tested.



Table 1: Calibration coefficients for four-hole and five-hole probes.

Calibration Coefficients	Five-Hole Probe	Four-Hole Probe 1	Four-Hole Probe 2
$C_{P_{pitch}}$	$\frac{P_4 - P_5}{D}$	$\frac{P_4 - (P_2 + P_3) / 2}{D}$	$\frac{P_4 - P_1}{D}$
$C_{P_{yaw}}$	$\frac{P_2 - P_3}{D}$	$\frac{P_2 - P_3}{D}$	$\frac{P_2 - P_3}{D}$
$C_{P_{static}}$	$\frac{\bar{P} - P_s}{D}$	$\frac{\bar{P} - P_s}{D}$	$\frac{\bar{P} - P_s}{D}$
$C_{P_{total}}$	$\frac{P_1 - P_0}{D}$	$\frac{P_1 - P_0}{D}$	$\frac{P_1 - P_0}{D}$
$\bar{P}$	$\frac{P_1 + P_2 + P_3 + P_4}{4}$	$\frac{P_2 + P_3 + P_4}{3}$	$\frac{P_2 + P_3}{2}$
$D$	$P_1 - \bar{P}$	$P_1 - \bar{P}$	$P_1 - \bar{P}$

### 3. THE LOW-COST PROBE DESIGN

Fig. 3 shows details of the head of the probe, and the arrangements of the steel hypodermic tubes. These tubes (A) have 0.9 mm outer diameter, 0.5 mm inner diameter and 70 mm long, they are inserted in a 4 mm outer diameter, 40 mm long aluminum tube (B), which is fixed in the body (E) of the probe. This body is a 8 mm outer diameter aluminum tube constituted of two parts in order to permit the coupling between the hypodermic tubes and copper capillary tubes (the bottom part can be seen in Fig. 4). The pressure signal is transported through the copper tubes up the outlet probe (200 mm long), and then connected to the manometer by flexible tubes.

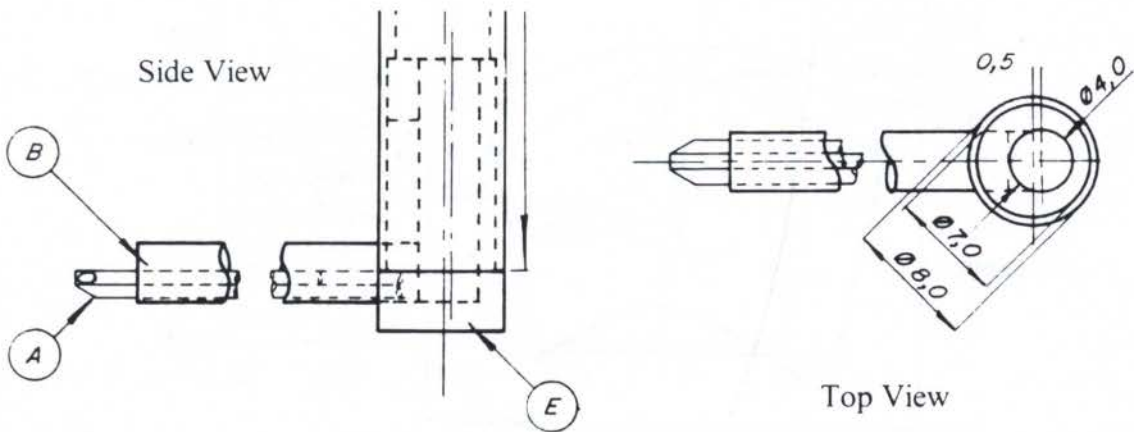


Figure 3 - Four-hole probe head

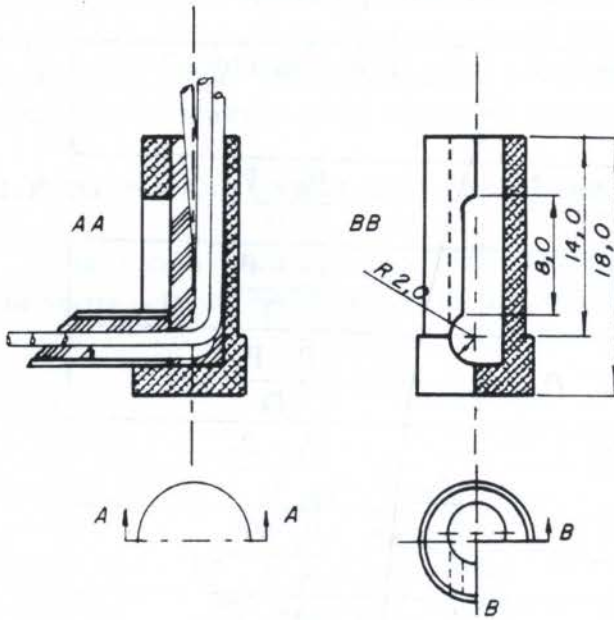


Figure 4 - Probe body - bottom part.

EXPERIMENTAL SETUP

The tests were conducted in a fan test facility at some combinations of pitch from -15 degree to 15 degree, and yaw from -20 degree to 20 degree. A specific apparatus was designed to allow these movements. More details can be found in Chaves (1997).

This equipment was mounted in a 100 mm diameter tube, and the tests were performed at Reynolds number of  $8.8 \times 10^3$ .

An inclined manometer of  $\pm 0.25$  mm of water precision was employed to measure the pressure in the hypothermic tubes.

5. RESULTS AND DISCUSSION

With the original hypothermic tube geometry, a 30 degree half angle cone, Fig. 5 shows the calibration curve obtained by using the coefficients for four-hole probe 1 (see Tab. 1). It is observed a non-functional behavior for the 3D-calibration curve at low pitch angles. This fact is due to the low value of the half angle cone, in particular for the hole number 4 (see Fig. 2). In view to correct this disturbance, the head of the tube 4 was changed to have a 45 degree half angle cone, in order to increase the sensitive of the probe. Fig. 6 presents the new calibration curve for this configuration, where a functional behavior is now observed.

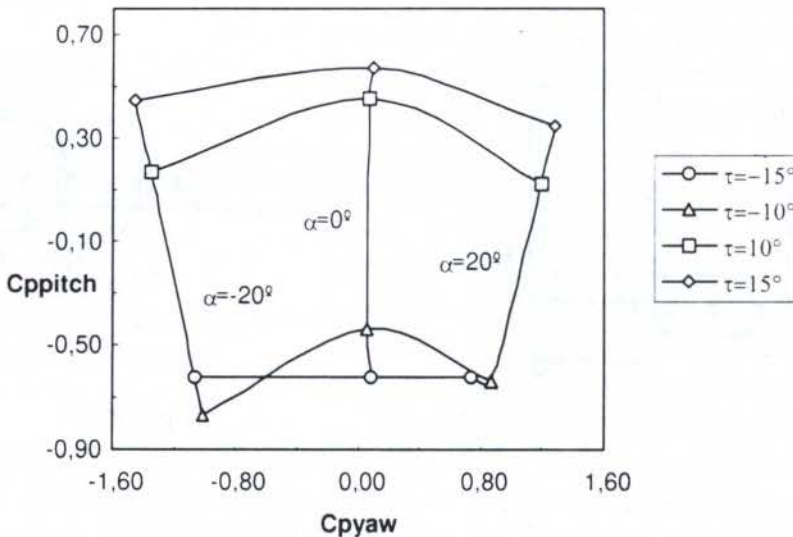


Figure 5 - Calibration curve of the four-hole probe 1. Tube 4 with 30 degree half angle cone



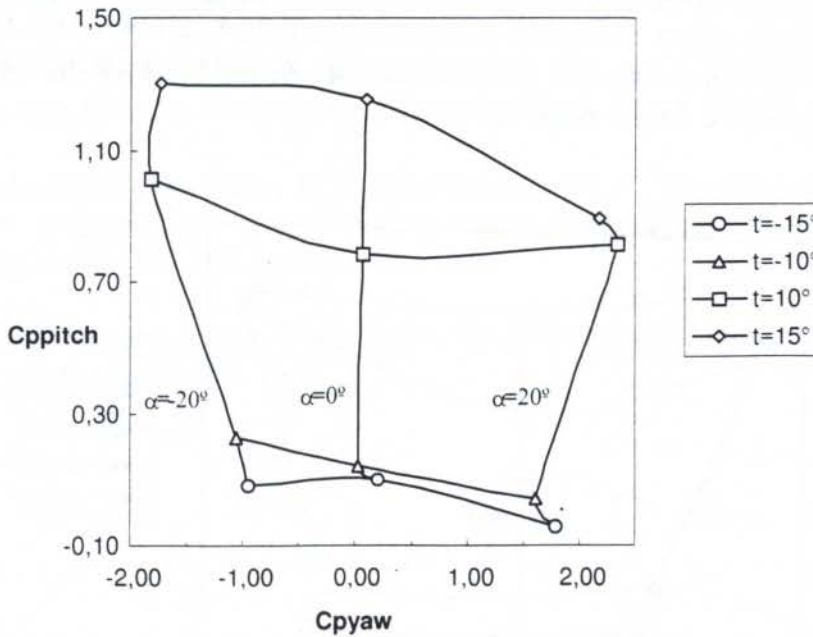


Figure 6 - Calibration curve of the four-hole probe 1.  
Tube 4 with 45 degree half angle cone

However, it is noted yet that at low pitch angles the calibration curve is narrow and produces a great value of uncertainty for this angle range. With the purpose of reducing this uncertainty, another set of calibration coefficients is tested, similar to the study performed by Sitaram and Treaster (1985). This result is shown in Fig. 7. The calibration presents the same

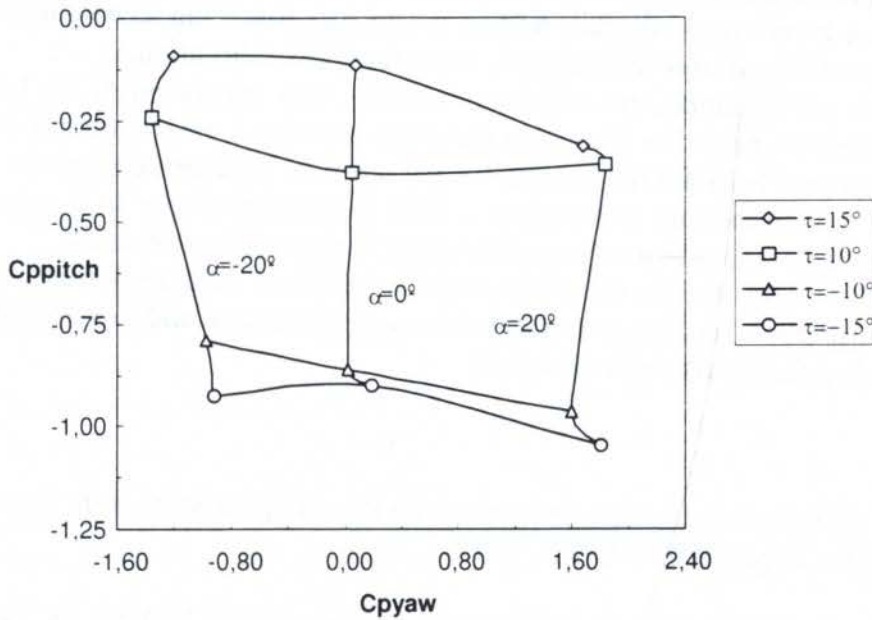


Figure 7 - Calibration curve of the four-hole probe 2.  
Tube 4 with 45 degree half angle cone.

behavior of the four-hole probe 1.

To increase the sensitive of the probe a fifth hypothermic tube is introduced in the head of the probe, as shown in the Fig. 2. Using the calibration coefficients given for the five-hole probe, Tab. 1, the new calibration curve is presented in Fig. 8. With this configuration the probe furnishes a good sensitive for any pitch angle.

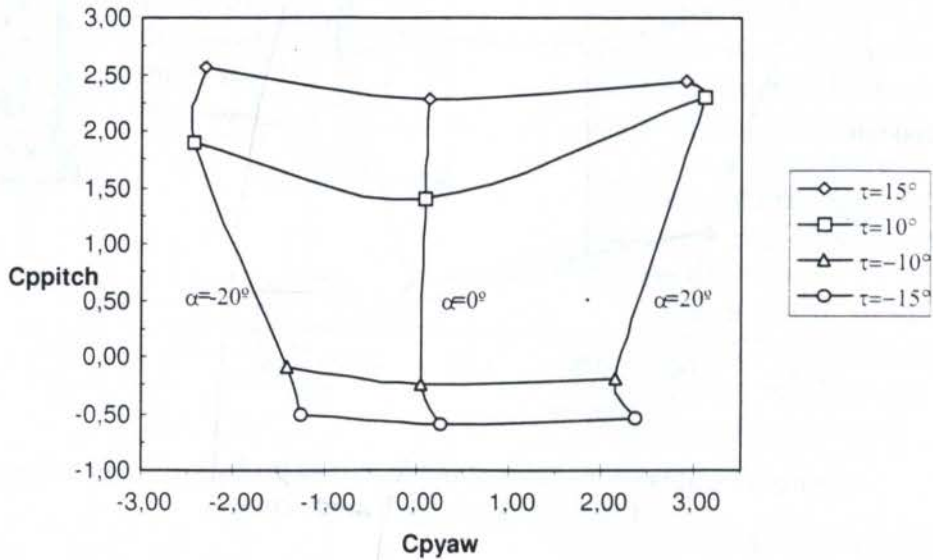


Figure 8 - Calibration curve for the five-hole probe.

## 6. CONCLUSION

A low-cost probe to measure three-dimensional flowfields is developed and tested. The calibration procedure avoids the traditional nulling or pressure balancing technique during its utilization, and a specific apparatus was designed to perform this calibration.

In the four-hole configuration, the calibration curve is very dependent of the half angle cone of the hypothermic tube 4. For 30 degree the probe presents a non-functional behavior. For 45 degree a functional behavior is obtained, but the sensitive is nevertheless poor.

The sensitive is increased by introducing a fifth hypothermic tube in a symmetrical position with tube 4. This results in a very good behavior for the calibration curve.

Accounting all costs involved in the probe manufacturing and calibration steps, the probe as designed in this paper is a very inexpensive and accurate instrument and therefore very well suitable to be used in a fluid mechanics laboratory.

## 7. REFERENCES

CHAVES, J. A. C., Calibração de Sondas Direcionais de Pressão para Medida de Escoamentos Tridimensionais, B.Sc. Report, DEM-UFPA, 1997.

LEMONIS, G. & DRACOS, T., A New Calibration and Data Reduction Method for Turbulence Measurement by Multihotwire Probes, *Experiments in Fluids*, vol. 18, pp.319-328, 1995.



LOURENCO, L. & KROTHAPALLI, A., In the Accuracy of Velocity and Vorticity Measurements with PIV, *Experiments in Fluids*, vol. 18, pp.421-428, 1995.

SIEVERDING, C. H., Pressure Probe Measurements in Cascades, *AGARD-AG-207- Modern Methods of Testing Rotating Components of Turbomachines*, ed. M. Pianko, 1975

SITARAM, N., LAKSHMINARAYAMA, B. & RAVINDRANALTH, A., Conventional Probes for the Relative Flow Measurement in a Turbomachinery Rotor Blades Passage, *Journal of Engineering for Power*, vol. 103, pp.406-414, 1981.

TROPEA, C., Laser Doppler Anemometry: Recent Developments and Future Challenges, *Meas. Sci. Technol.*, vol. 6, pp.605-619, 1995.



PAPER CODE: COB972

**SISTEMATIZAÇÃO DA ANÁLISE DE ERROS NA MULTIPLEXAÇÃO  
AUTOMATIZADA COM TRANSDUTORES PIEZOELÉTRICOS  
CONVENCIONAIS / SYSTEMATIZATION OF THE ERROR ANALYSIS IN THE  
AUTOMATED MULTIPLEXATION EMPLOYING CONVENTIONAL  
PIEZOELECTRIC TRANSDUCERS**

MARTIM BLANK<sup>1</sup> & CARLOS ALBERTO FLESCHE<sup>2</sup>

<sup>1</sup> - Departamento de Tecnologia, Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Campus Panambi - UNIJUI

Cx. Postal: 14 - CEP 98280-000 - Panambi/RS, Brasil - E-mail: blank@detec.unijui.tche.br

<sup>2</sup> - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC  
Cx. Postal: 5053 - CEP 88040-970 - Florianópolis/SC, Brasil - E-mail: flesch@emc.ufsc.br

**Abstract**

In this work is presented a systematization of the error analysis due to the multiplexation in conventional piezoelectric transducers. The multiplexation can minimize instrumentation costs, but it is not common in these transducers. In the use of the multiplexation, measurement errors are increased. The analysis of these errors is more complicate because the conventional piezoelectric transducers quantify the output sign in electric charge. In this works is realized an error analysis employing equivalent electrical circuit models and parameters provided by manufacturers. The results demonstrate that the multiplexation can be advantageous but recommendations must be followed.

**Keywords**

Automed Measurement, Measurement Error, Piezoelectric Transducers, Acceleration Measurement, Multiplexion, Automação da Medição, Erro de Medição, Transdutores Piezoelétricos, Medição de Aceleração, Multiplexação.

**1. INTRODUÇÃO**

Transdutores piezoelétricos são empregados principalmente em acelerômetros, bem como em transdutores de força e pressão. Apresentam vantagens como: resposta mais rápida devido à alta frequência natural, permitindo, portanto, medições em alta frequência; menor deflexão e maior sensibilidade que qualquer outro transdutor de força e pressão.

O desenvolvimento da instrumentação automatizada tem facilitado a realização de ensaios envolvendo grandezas dinâmicas. O uso dos sistemas automatizados de medição, por sua vez, cresce demasiadamente em bancadas de ensaio ligadas ao controle da qualidade de produtos industrializados. Os transdutores piezoelétricos são particularmente interessantes nas medições dinâmicas.

Em bancadas de ensaios, é freqüente a necessidade de se medir com vários transdutores simultaneamente, por exemplo, no caso dos transdutores piezoelétricos, em medições de

2643



Em bancadas de ensaios, é freqüente a necessidade de se medir com vários transdutores simultaneamente, por exemplo, no caso dos transdutores piezoelétricos, em medições de pressão em câmaras de combustão, análise de estruturas e em práticas de manutenção preditiva. Neste ponto, os custos de instrumentação se elevam devido a necessidade de uma unidade de condicionamento de sinais para cada transdutor. A multiplexação pode ser empregada em sistemas de aquisição de sinais para permitir o compartilhamento de uma unidade de condicionamento de sinais para vários transdutores. O uso da multiplexação não é usual nestes transdutores, embora seja prática comum em transdutores extensométricos e termopares (Blank, 1996).

A multiplexação, devido a não idealidades existentes no chaveamento, tais como resistência da chave e correntes de *off-set*, pode introduzir erros na cadeia de medição. O conhecimento da ordem de grandeza desses erros é fator imprescindível quando se pretende garantir a confiabilidade metrológica. Os transdutores piezoelétricos possuem a peculiaridade de quantificar a grandeza de medição em carga elétrica proporcional, o que dificulta a análise dos efeitos que possa causar a introdução, antes do condicionamento, de um multiplexador. Embora transdutores piezoelétricos possuam incertezas de medição usualmente na ordem de 0,5 a 2,0 %, as quais são maiores que as dos condicionadores de sinais, a incerteza do sistema de medição como um todo necessita ser verificada.

Na medição automatizada de grandezas mecânicas, o usuário tem basicamente duas opções: adquirir um sistema de medição dedicado a um tipo de aplicação ou configurar um sistema de medição a partir de módulos genéricos que podem inclusive ser adquiridos de fabricantes diferentes. Na segunda opção, onde existe o emprego da modularização, encontra-se maior flexibilidade e menor custo para aplicações onde são necessárias medições de várias grandezas. A dificuldade encontrada está no fato do usuário necessitar maior conhecimento em instrumentação para realizar a análise de erros do sistema de medição funcionando como um todo. Como agravante, as informações fornecidas pelos fabricantes nem sempre são satisfatórias.

A modularização é uma tendência geral na instrumentação automatizada. Embora, em grande parte, os transdutores piezoelétricos sejam fabricados com amplificadores acoplados, esses possuem maior sensibilidade à temperatura que os convencionais. Além disso, torna-se significativa a pesquisa realizada em relação ao seu uso na forma de película aderida a superfície da estrutura mecânica em teste, de forma similar aos extensômetros de resistência

Neste trabalho, realizou-se a análise de erros a partir de adaptações de modelos elétricos equivalentes de módulos de sistemas de aquisição de sinais e transdutores piezoelétricos convencionais, juntamente com parâmetros fornecidos por fabricantes (Bruel & Kjaer, 1978; Kistler, 1986 e 1990; Dally *et al.*, 1984; Blank, 1996).

## 2. SISTEMATIZAÇÃO DA ANÁLISE DE ERROS

### 2.1 Modelos elétricos equivalentes empregados

Os transdutores piezoelétricos convencionais possuem apenas o material piezoelétrico, produzindo na sua saída uma carga proporcional à grandeza a medir. Podem ser utilizados amplificadores de carga ou de tensão para amplificar o sinal de saída de baixo nível e para prover baixa impedância de saída. Ambos fornecem saída em tensão.

A cadeia de medição, para estes transdutores, na sua forma mais simplificada, é mostrada na Fig. 1. Na análise de erros realizada neste trabalho são considerados os modelos elétricos equivalentes de cada módulo, os quais são ilustrados na Fig. 2 (Keithley, 1984; Doebelin, 1990; Dally, 1984).



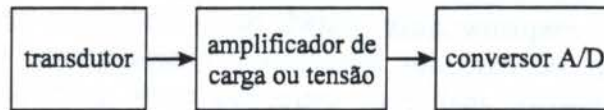
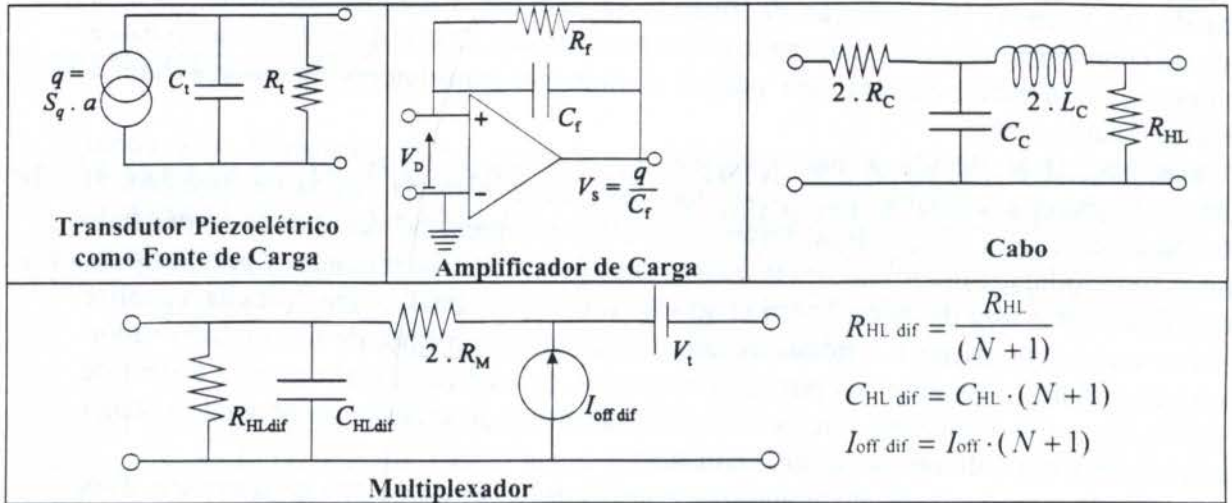


Figura 1: Cadeia de Medição Simplificada para Transdutores Piezoelétricos Convencionais



$q$  - carga elétrica proporcional à grandeza a medir

$S_q$  - sensibilidade em carga

$C_t$  - capacitância do transdutor

$R_t$  - resistência do transdutor

$V_D$  - tensão diferencial

$V_s$  - tensão de saída

$G$  - ganho do amplificador

$C_f$  - capacitância de realimentação

$R_f$  - resistência de realimentação

$R_{HL}$  - resistência entre *high* e *low*

$C_{HL}$  - capacitância entre *high* e *low*

$N$  - número de canais

$I_{off}$  - corrente de *off-set*

$R_{HL,dif}$  - resistência total entre *high* e *low*

$C_{HL,dif}$  - capacitância total entre *high* e *low*

$I_{off,dif}$  - corrente total de *off-set*

$V_{off}$  - tensão de *off-set*

$R_C$  - resistência do cabo

$C_C$  - capacitância do cabo

$L_C$  - indutância do cabo

$R_M$  - resistência de chaveamento do multiplexador

$V_t$  - tensão termoeletrônica

Figura 2: Modelos Elétricos Equivalentes de Módulos de Sistemas de Aquisição de Sinais

## 2.2 Análise de erros

A análise de erros para o sistema de aquisição para transdutores piezoelétricos pode ser subdividida separando estes transdutores pelo circuito utilizado na aquisição do sinal:

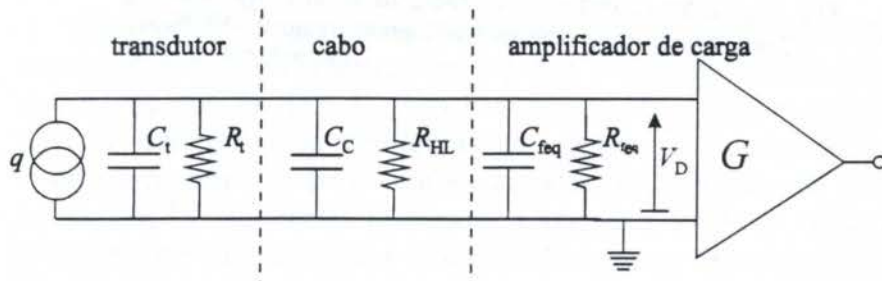
- com amplificador de carga;
- com amplificador de tensão.

As análises para cada circuito são desenvolvidas a seguir:

### a) Com amplificador de carga

Como neste caso o sinal é transmitido no domínio da carga, a análise de erros torna-se mais complexa. Para simplificar a análise, fez-se uso do teorema de Miller (Malvino, 1987) para se obter o modelo elétrico equivalente em amplificadores com realimentação capacitiva. Procedimento análogo é aplicado à resistência de realimentação do amplificador de carga. Assim, a resistência e a capacitância de realimentação são reposicionadas em um modelo elétrico equivalente mostrado na Fig. 3.





$$C_{feq} = C_f \cdot G$$

$$R_{feq} = \frac{R_f}{G}$$

$$C_{eq} = C_t + C_c + C_{feq}$$

$$R_{eq} = R_{feq} // R_t // R_{HL}$$

$C_{eq}$  - capacitância equivalente  
 $R_{eq}$  - resistência equivalente  
 $V_D$  - tensão diferencial

Figura 3: Modelo Elétrico Equivalente de um Circuito de Medição com Amplificador de Carga Utilizando o Teorema de Miller

A partir do modelo elétrico equivalente é feita a análise de erros que foi subdividida nos seguintes aspectos:

**a.1) Análise geral:**

No modelo mostrado na Fig. 3, realiza-se uma análise de malhas (Fig. 4).

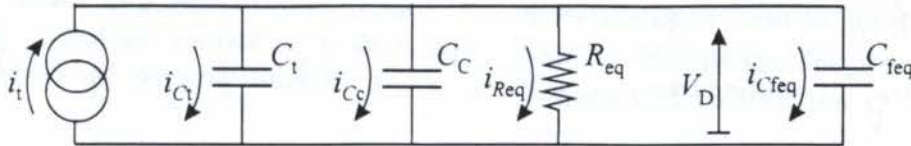


Figura 4: Análise Nodal no Amplificador de Carga

obtem-se a equação geral:

$$\frac{dq}{dt} - C_{feq} \frac{dV_D}{dt} - C_t \frac{dV_D}{dt} - C_c \frac{dV_D}{dt} - \frac{V_D}{R_{eq}} = 0 \tag{1}$$

Neste caso, a carga é proporcional a grandeza a medir, cujo valor normalmente pode ser decomposto em uma série de senóides. Utilizando-se o princípio da superposição, cada senóide pode ser analisada de forma separada na Eq. 1. Considerando que o sinal tenha apenas uma frequência, a partir da Eq. 1, obtém-se a Eq. 2.

$$V_D = \frac{A \cdot S_q \cdot \omega \cdot \left( \frac{\cos \omega t}{R_{feq} \cdot C_{feq}} + \omega \cdot \text{sen } \omega t \right)}{\left( \left( \frac{1}{R_{feq} \cdot C_{feq}} \right)^2 + \omega^2 \right) \cdot C_{eq}} \tag{2}$$

A - constante de proporcionalidade  
 $\omega$  - frequência angular da grandeza a medir

Idealmente,  $V_D$  deveria ser:

$$V_D = \frac{S_q \cdot A \cdot \text{sen } \omega t}{C_{feq}} \tag{3}$$

A Eq. 2 se aproxima da Eq. 3, e portanto da condição ideal, quando:



PAPER CODE: COB973

**ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE ERROS METROLÓGICOS  
DECORRENTES DA MULTIPLEXAÇÃO AUTOMATIZADA OBTIDOS  
EM ANÁLISES TEÓRICA E EXPERIMENTAL / COMPARISON BETWEEN  
MEASUREMENT ERRORS FROM THE AUTOMATED MULTIPLEXION OBTAINED  
IN EXPERIMENTAL AND THEORETICAL ANALYSIS**

MARTIM BLANK<sup>1</sup> & CARLOS ALBERTO FLESCHE<sup>2</sup>

<sup>1</sup> - Departamento de Tecnologia, Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Campus Panambi - UNIJUI

Cx. Postal: 14 - CEP 98280-000 - Panambi/RS, Brasil - E-mail: blank@detec.unijui.tche.br

<sup>2</sup> - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC  
Cx. Postal: 5053 - CEP 88040-970 - Florianópolis/SC, Brasil - E-mail: flesch@emc.ufsc.br

**Abstract**

In this work is realized a comparison between results from experimental and theoretical analysis, in the automated multiplexation. In some applications, simultaneous measurements of several mechanical magnitudes is necessary. The multiplexation can reduce instrumentation costs, allowing the use of only one conditioning unit for several transducers. But multiplexers have not ideal behaviour, so measurements errors are introduced in measurement chain. Analysis of these errors is critical due to lack of informations found in bibliography and provided by manufacturers. In this works is realized a theoretical analysis in multiplexers with relay and semiconductor switches. This analysis employed electrical equivalent models and parameters provided by manufacturers. The experimental analysis aimed to measure parameters of instruments and compare them with values supplied by manufacturers. By this way, it is evaluated the suitability of the electrical equivalent models. This works presents the modeling in the usual form and the results of experimental analysis.

**Keywords**

Data Acquisition Systems, Automated Measurement, Measurement Error, Multiplexation, Experimental Research, Sistemas de Aquisição de Sinais, Automação da Medição, Erro de Medição, Multiplexação, Pesquisa Experimental.

**1. INTRODUÇÃO**

Em diversas aplicações, principalmente em bancadas de ensaios e sistemas automatizados de controle de qualidade de produtos industrializados, é necessária aquisição simultânea de sinais provenientes de diversos transdutores destinados para medição de distintas grandezas mecânicas (por exemplo, em ensaios de motores de combustão interna são necessárias, entre outras, medições de temperatura, pressão, torque e deformações (Scavone, 1994)). Nestes casos, o emprego da multiplexação permite diminuição de custos de instrumentação por permitir o compartilhamento de uma única unidade de condicionamento de sinais para vários transdutores (Fig. 1) (Blank, 1996).

2647



Na medição de grandezas mecânicas, os sistemas de aquisição de sinais (SAS's) podem ser empregados, favorecendo em rapidez e confiabilidade a custo relativamente baixo. O usuário na escolha do SAS, tem basicamente duas opções: usar um sistema dedicado a um tipo de aplicação; ou configurar um sistema composto de vários módulos que sejam compatíveis entre si para compor a cadeia de medição, os quais podem inclusive serem adquiridos de fabricantes diferentes (Camarano, 1993). A segunda opção oferece a melhor vantagem no que se refere a flexibilidade e custos de modernização do sistema de medição. No entanto, sendo desejável manter a qualidade metrológica, é necessário do usuário um conhecimento em instrumentação muito maior para avaliar os erros de medição. Assim, antes de inserir multiplexadores na cadeia de medição, deve ser feita uma análise para verificar se ocorre comprometimento da confiabilidade metrológica.

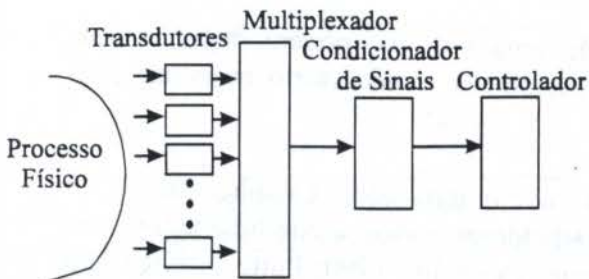


Figura 1: Configuração de um Sistema Automatizado de Aquisição de Sinais com Multiplexação

A técnica da modelagem pode ser utilizada para avaliar erros em medições automatizadas (Scavone, 1994). Para que esta técnica possa ser empregada com confiabilidade é necessário dispor-se de modelos elétricos equivalentes comprovadamente válidos e de parâmetros confiáveis fornecidos pelos fabricantes dos módulos do sistema de medição. A análise experimental desenvolvida neste trabalho teve basicamente por objetivos: medir não idealidades de instrumentos e compará-las aos valores fornecidos pelos fabricantes

para permitir a análise da adequabilidade dos modelos elétricos equivalentes empregados. Inicialmente são analisadas as principais dificuldades encontradas em ensaios de módulos e a seguir, a descrição de ensaios realizados para avaliar características de multiplexadores do tipo chave relé e chave semicondutora. Justifica-se a concentração da análise sobre multiplexadores pelo potencial que estes módulos apresentam para instrumentação automatizada, pela falta de trabalhos realizados sobre os mesmos e pelo baixo nível de detalhamento com que suas características são apresentadas pelos fabricantes.

## 2. DIFICULDADES USUAIS EM ENSAIOS DE MÓDULOS

Para analisar a confiabilidade no uso da modularização é necessário que se disponha de modelos matemáticos dos módulos comprovadamente válidos e de valores dos parâmetros compatíveis com a realidade. Para este tipo de experimentação, além das usuais em instrumentação, existem as seguintes dificuldades que devem ser consideradas em ensaios de módulos que tenham por objetivo o levantamento de seus parâmetros:

### a) Parâmetros a serem medidos possuem valores extremos:

Parâmetros como correntes de fuga da ordem de picoampère, tensões de *off-set* da ordem de microvolts, e resistências de entrada da ordem de gigaohms são difíceis de serem medidos com instrumentos convencionais, sendo necessário utilizar instrumentos dedicados para medições de baixo nível (Keithley, 1984). É evidente que, se estes parâmetros possuírem valores extremos, terão pouca influência nos resultados, porém é necessário que seja conhecida pelo menos a ordem de grandeza destes ou seus limites máximos ou mínimos.

### b) Dificuldades em se separar efeitos dos parâmetros:

Existem dificuldades em se analisar de forma separada os efeitos devidos a um parâmetro específico sem a interferência dos demais. Isto ocorre principalmente em medições com



tensões AC, onde ocorre queda significativa da resistência de entrada de voltímetros, efeitos de capacitâncias dos cabos e presença de ruídos de rede.

**c) Calibrações dos módulos são feitas de forma isolada:**

No uso da modularização, é pouco prático a calibração do sistema de aquisição de sinais como um todo. Os módulos podem ser adquiridos de fabricantes diferentes. O meio em que serão utilizados pode impedir a calibração do sistema como um todo; por exemplo, em plantas industriais onde longos comprimentos de cabos são empregados ou em extensômetros de resistência que podem ser colados na superfície da estrutura somente uma vez. Alguns fabricantes de determinados módulos indicam quais outros módulos podem ser conectados aquele (Blank, 1996). Isto diminui a versatilidade do mesmo, bem como o conhecimento da curva de calibração do sistema como um todo, o que impede a troca de módulos na cadeia de medição.

**d) Parâmetros sujeitos a variações:**

As derivas com o tempo são de difícil determinação uma vez que podem depender das condições particulares de uso. Além de calibrações periódicas, é necessário trabalhar com significativas margens de segurança.

**e) Falta de conhecimento de modelos matemáticos:**

Sendo impossível a análise experimental do sistema como um todo, o conhecimento de modelos matemáticos apropriados é indispensável. Para fontes, cabos e condicionadores de sinais, os modelos mostrados nas Fig. 2 respectivamente (Doebelin, 1990; Putten, 1988), são amplamente empregados e consagrados pelo uso. Para o caso de multiplexadores, somente foram encontradas informações em catálogo de um fabricante de módulos de chaveamento que utilizam chave relé (Keithley, 1984), o qual sugere o modelo equivalente mostrado na Fig. 2. Para multiplexadores do tipo chave semicondutora, não foram encontradas informações sobre o assunto, havendo dúvidas sobre o correto posicionamento dos parâmetros fornecidos pelos fabricantes no modelo equivalente.

### 3 ANÁLISE EXPERIMENTAL

#### 3.1 Objetivos

Foram utilizados nos testes os seguintes multiplexadores (Hewlett-Packard, 1994):

**- Multiplexador HP E1347A (Chave relé):**

$$I_i = 4 \mu\text{V};$$

$$R_M = 100 \Omega \pm 10 \%;$$

$$R_{HL} > 10^9 \Omega;$$

$$N = 8;$$

**- Multiplexador HP E1353A (Chave semicondutora):**

$$V_{\text{off-set}} = 25 \mu\text{V};$$

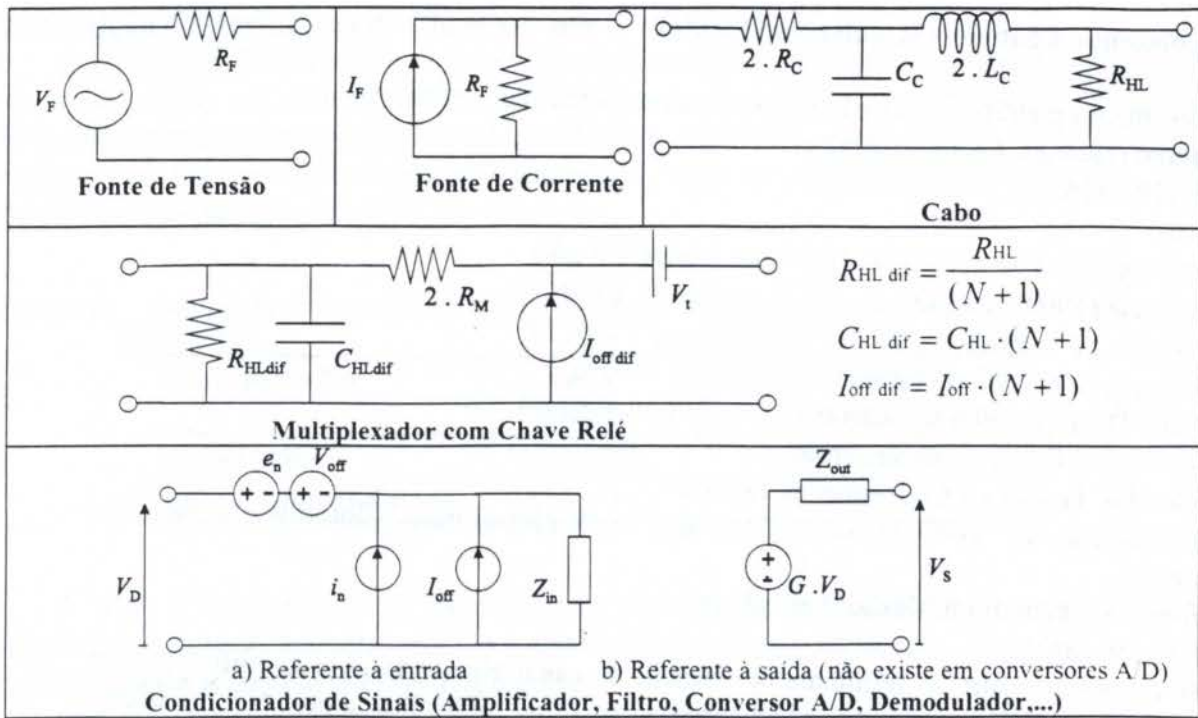
$$R_M = 3.100 \Omega;$$

$$R_{HL} > 10^8 \Omega;$$

$$N = 8.$$

Os multiplexadores HP E1347A e HP E1353A são produzidos por um fabricante renomado e estão no mercado como o “estado da arte” em chaveamento. Ainda assim, faltam especificações, como a corrente de fuga, e as especificações fornecidas são deficientes em termos de detalhamento. O mesmo fabricante produz módulos de chaveamento com características semelhantes aos citados. Para estes, o fabricante forneceu os seguintes valores de corrente de fuga (Flesch e Sanchez, 1992; Camarano, 1993; Labmetro, 1994):





$V_F$  - tensão da fonte  
 $I_F$  - corrente da fonte  
 $R_F$  - resistência da fonte  
 $R_C$  - resistência do cabo  
 $C_C$  - capacitância do cabo  
 $L_C$  - indutância do cabo  
 $R_{HL}$  - resistência entre *high* e *low*  
 $N$  - número de canais  
 $R_M$  - resistência de chaveamento do multiplexador  
 $V_t$  - tensão termoelétrica  
 $R_{HL}$  - resistência entre *high* e *low*  
 $C_{HL}$  - capacitância entre *high* e *low*  
 $I_{off}$  - corrente de *off-set*

$R_{HL.dif}$  - resistência total entre *high* e *low*  
 $C_{HL.dif}$  - capacitância total entre *high* e *low*  
 $I_{off.dif}$  - corrente total de *off-set*  
 $V_D$  - tensão diferencial  
 $V_S$  - tensão de saída  
 $i_n$  - ruído em corrente  
 $e_n$  - ruído em tensão  
 $I_{off}$  - corrente de *off-set*  
 $V_{off}$  - tensão de *off-set*  
 $Z_{in}$  - impedância de entrada  
 $Z_{out}$  - impedância de saída  
 $G$  - ganho do amplificador

Figura 2: Modelos Elétricos Equivalentes de Módulos de Sistemas de Aquisição de Sinais

**- Multiplexador com chave relé:**

$I_{off} = 1 \text{ nA}$

**- Multiplexador com chave semicondutora:**

$I_{off} = 65 \text{ nA}$

O experimento visa avaliar a magnitude de erros no chaveamento, através da medição dos parâmetros empregados no modelo mostrado na Fig. 2 e avaliar a adequabilidade deste modelo matemático. Do ponto de vista prático, seria interessante utilizar o mesmo modelo para qualquer tipo de arquitetura de chaveamento, independente do princípio utilizado no mesmo. As chaves semicondutoras, pela sua natureza não possuem tensão termoelétrica e possuem alta resistência de chaveamento. Em relação ao número de canais por bloco  $N$ , existem dúvidas em relação ao procedimento de se multiplicar a corrente de *off-set* por  $(N + 1)$  e de se dividir a resistência entre *high* e *low* por  $(N + 1)$  conforme Fig. 2. A falta de padronização das especificações fornecidas pelos fabricantes dificulta a técnica da modelagem.

Foi avaliado o modelo para medições estáticas. Foram feitas medições em separado das correntes de *off-set*, tensões de *off-set*, resistência de chaveamento e resistência entre *high* e *low*.

### 3.2 Procedimento Adotado e Resultados Obtidos

O instrumento padrão empregado apresenta as seguintes características:

- **Multímetro** (Hewlett-Packard, 1992):
- Modelo: HP 3458A;
- Incertezas:
  - Tensão DC (até 100 mV):  $1,4 \cdot 10^{-5}$  % da leitura + 3  $\mu$ V;
  - Resistência (100  $\Omega$  a 1 k $\Omega$ ):  $2 \cdot 10^{-5}$  % da leitura + 0,01  $\Omega$ ;
  - Resistência (1 a 10 k $\Omega$ ):  $1,5 \cdot 10^{-5}$  % da leitura + 0,01  $\Omega$ ;
  - Resistência (100 M $\Omega$  a 3 G $\Omega$ ): 1 % da leitura + 10  $\Omega$ ;
  - Corrente DC (até 100 nA):  $3,5 \cdot 10^{-5}$  % da leitura + 40 pA.

Foram realizados os seguintes ensaios:

#### a) Medição das Tensões e Correntes de *Off-set*

Para medição da corrente de *off-set* dos multiplexadores, adotou-se o seguinte procedimento:

- mantém-se a saída do multiplexador em aberto;
- chaveia-se um canal;
- mede-se a corrente entre os terminais de entrada do canal chaveado com o multímetro. A corrente medida desta forma corresponde a corrente de *off-set* multiplicada por (N + 1) canais.

Para medir a tensão de *off-set* executou-se o seguinte:

- mantém-se os terminais de entrada de um canal do multiplexador em curto-circuito;
- chaveia-se o referido canal;
- mede-se a tensão DC na saída do multiplexador.

Para que o procedimento de medição esteja de acordo com o modelo matemático mostrado na Fig. 2, é necessário que não haja interferência da tensão de *off-set* ou da corrente de *off-set* uma na outra. Para isto é necessário que o produto da corrente de *off-set* medida com a resistência da chave seja significativamente menor que a tensão de *off-set*. A tensão de *off-set* não deverá alterar a medição da corrente de *off-set* devido a alta impedância da saída do multiplexador em aberto, e pelo fato da tensão de *off-set* ser muito baixa.

Os resultados obtidos nas medições são mostrados na Tab. 1 juntamente com os valores fornecidos pelo fabricante para comparação.

Tabela 1: Valores da Tensão e Corrente de *Off-set* Obtidos nas Medições e os Valores Fornecidos pelo Fabricante

multiplexador	$I_{off} \cdot (N + 1)$ (medido)	$I_{off}$ (fornecido pelo fabricante)	$I_{off} \cdot (N + 1)$ (a partir dos dados fornecido pelo fabricante)	$V_{off}$ (medido)	$V_{off}$ (fornecido pelo fabricante)
chave relé	$\pm 40$ pA	1 nA	9 nA	$2 \pm 4$ $\mu$ V	4 $\mu$ V
chave semicond.	$60 \pm 60$ pA	65 nA	585 nA	$2 \pm 6$ $\mu$ V	25 $\mu$ V

Nota-se que existe uma grande diferença da magnitude dos parâmetros medidos e os fornecidos pelo fabricante para corrente de *off-set*. A diferença torna-se ainda mais significativa se considerado o fator (N + 1). Embora a diferença esteja a favor da segurança, a especificação fornecida pelo fabricante pode inviabilizar a escolha do produto. A análise teórica baseada na técnica da modelagem pode indicar erros de medição, devido ao chaveamento, muito maiores que a realidade, levando a conclusão que naquele caso, a prática da multiplexação é tecnicamente inviável.



### b) Medição da Resistência de Chaveamento

A resistência de chaveamento foi medida nos multiplexadores para se avaliar a magnitude desta em relação aos dados fornecido pelo fabricante. A medição da resistência de contato é feita diretamente, chaveando um canal e medindo a resistência entre a entrada e a saída com o multímetro. Os resultados obtidos, juntamente com as especificações fornecidas pelo fabricante, são indicadas na Tab. 2.

Tabela 2: Valores da Resistência de Contato Obtidos nas Medições e os Valores Fornecidos pelo Fabricante

multiplexador	valor medido	valor fornecido pelo fabricante
chave relé	$105 \pm 2 \Omega$	$100 \pm 10 \Omega$
chave semicondutora	$1073 \pm 1 \Omega$	$3100 \Omega$

A Tab. 2 mostra que na especificação para chave semicondutora houve diferença significativa entre o parâmetro medido e o valor fornecido pelo fabricante.

### c) Medição da Resistência entre *High e Low*

A resistência entre *high e low* foi medida nos multiplexadores para se avaliar a magnitude desta em relação à especificada pelo fabricante e a necessidade de se multiplicar o valor desta por  $(N + 1)$  canais. Os resultados obtidos mostraram que a resistência entre *high e low* é muito alta, ultrapassando o valor final de escala do multímetro ( $3 \text{ G}\Omega$ ). Não haveria necessidade de se dividir o valor da especificação por  $(N + 1)$  canais. No caso do multiplexador de chave semicondutora, existe diferença significativa entre os valores medidos e fornecidos.

## 4. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Em relação à análise experimental, é possível concluir que, por diversas razões, esta apresenta várias limitações para determinar as especificações dos módulos com baixa incerteza. Isto não representa problema se forem considerados os seguintes aspectos:

- A especificação que está relacionada diretamente com a grandeza a medir é a sensibilidade. Especificações como correntes de fuga, tensões de *off-set* e impedâncias de entrada são utilizadas somente para calcular a magnitude do erro. Este cálculo não necessita baixa incerteza, uma vez que a incerteza de medição só é considerada até o primeiro, ou no máximo o segundo, algarismo significativo que não possa ser expresso na forma de potência de 10.
- A modelagem do instrumento só considera os fatores principais que influem nos erros de medição. Parâmetros, como interferências de campos elétricos e magnéticos são muito difíceis de modelar. A consideração de todas as não idealidades é uma tarefa complexa, que em geral não se justifica pelos motivos expostos no parágrafo anterior.
- A compensação de erros sistemáticos, a partir do conhecimento de parâmetros como a corrente de fuga e a tensão de *off-set*, não é prática recomendável, pois os mesmos estão sujeitos a variações, e o fabricante somente pode indicar ordens de grandeza para os mesmos, pois as não idealidades apresentam variações entre módulos de um mesmo modelo.

Em relação aos ensaios realizados em multiplexadores, foram notados os seguintes aspectos:

- Foram encontradas grandes divergências entre os resultados experimentais e os obtidos através da técnica da modelagem. Os erros no chaveamento, para os módulos ensaiados,

são muito menores do que aqueles que seriam estimados na análise teórica, principalmente para chave semicondutora. Há necessidade de maior clareza por parte dos fabricantes para se evitar resultados enganosos na análise teórica de erros.

- Não se dispunha de outros módulos com especificações. A amostra analisada foi pequena, portanto os resultados obtidos não podem ser generalizados;
- A padronização da forma de apresentação dos parâmetros pelos fabricantes poderia facilitar a interpretação destes e o uso da técnica da modelagem.

## 5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BLANK, Martim. *Sistematização das especificações metrológicas em sistemas automatizados de aquisição de sinais*. Florianópolis/SC, 1996. Dissertação de Mestrado - Departamento de Engenharia Mecânica: Universidade Federal de Santa Catarina.

CAMARANO, Denise M. *Procedimentos aplicáveis à garantia da qualidade metrológica dos resultados na termometria automatizada com termopar e sensores resistivos*. Florianópolis/SC, 1993. Dissertação de Mestrado - Departamento de Engenharia Mecânica: Universidade Federal de Santa Catarina.

DOEBELIN, Ernst O. *Measurement systems, application and design*. 4. ed. USA: McGraw-Hill International, 1990. ISBN 0-07-017338-9.

HEWLETT-PACKARD. *HP 3458A multimeter*. USA: Hewlett-Packard, 1992.

\_\_\_\_\_. *VXIbus manuals*. USA: Hewlett-Packard, 1994.

KEITHLEY. *Low level measurements*. Cleveland, USA: Keithley Instruments, Inc., 1984.

LABMETRO. *Placas para medição de deformação específica*. Florianópolis/SC: Trabalho desenvolvido na disciplina de automação da medição - Curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 1994.

PUTTEN, Anton. *Electronic measurement systems*. Inglaterra: Prentice-Hall International Ltda, 1988.

SCAVONE, Renato. *Procedimentos aplicáveis à garantia da confiabilidade metrológica em bancadas de ensaio*. Florianópolis/SC, 1994. Dissertação de Mestrado - Departamento de Engenharia Mecânica: Universidade Federal de Santa Catarina.



PAPER CODE: GOB1158

## ROBOT RSA1

O. Daniel Morán, Gerardo Azula, E. Pablo del Hoyo, David Scatillo  
 Universidad Tecnológica Nacional - Facultad Regional Córdoba  
 Centro Universitario de Desarrollo en Automación y Robótica  
 C. P. 3009 - Córdoba - Argentina

# Tema 94

### Abstract

This work is being made within the BID-CONICET project called "Modeling, simulation and control of manufacturing flexible cells". It consists of the design and construction of a five degrees of freedom anthropomorphic robot. Among the main features, the manipulator has a trajectory control. The movements of each axis are independent, with C.C. motors for the first three axes and stepper motors for the last ones. The movement control is obtained from kinematic and dynamic models and trajectory generation routines. The robot is intended to be used as an interface to control other more complex auxiliary devices (e.g. material handling systems), which can interact together with the robot. This interface allows to control a more than five axes robot. The mechanical design has been implemented with AutoCAD (in 2 and 3 dimensions). The manufacturing was made with CNC machines and using a CAD-CAM software. The high-level control and simulation software, which runs on a PC, implements a Virtual Reality environment.

### Keywords

Robots - CAD-CAM - Control - Design - Desarrollo

## 1. INTRODUCCIÓN

Este trabajo trata sobre el diseño, desarrollo y construcción de un Robot antropomorfo de 5 ejes. Este robot es de características semi-industrial, con un alcance de 1 metro de longitud, y una potencia que le permitirá manipular piezas de hasta 1 Kg.

Se trabaja en las distintas disciplinas relacionadas con el tema: Informática, Mecánica, Electrónica, Matemática y Control. En cada área involucrada se realiza el estudio teórico, el prototipo y la construcción final. Esta publicación se desarrolla desde el punto de vista del control.

Dentro de las características principales, se puede mencionar la de ser un manipulador con control de trayectorias. Los movimientos de cada eje son independientes, producidos por motores Brushless para los dos primeros ejes, un motor de corriente para el eje 3 y motores



PAPER CODE: COB1168

## ROBOT RSA2

O. Daniel Morán, Gerardo Artola, E. Pablo del Hoyo, David Novillo  
Universidad Tecnológica Nacional - Facultad Regional Córdoba  
Centro Universitario de Desarrollo en Automación y Robótica  
C. P. 5009 - Córdoba - Argentina - E-mail: cudar@sa.frc.utn.edu.ar

### Abstract

This work is being made within the BID-CONICET project called "Modeling, simulation and control of manufacturing flexible cells". It consists of the design and construction of a five degrees of freedom anthropomorphic robot. Among the main features, the manipulator has a trajectory control. The movements of each axes are independent, with CC motors for the first three axes and stepper motors for the last ones. The movement control is obtained from kinematics and dynamic analysis and trajectory generation routines. The control is implemented with a PC and a digital interface based on microcontrollers. The design of this digital interface has been made in order to be able to control some auxiliary devices (e.g., material handling systems), which can interact together with the robot. This interface allows to control a more than five axes robot. The mechanic design has been implemented with Autocad (in 2 and 3 dimensions). The manufacturing as made with CNC machines and using a CAD-CAM software. The high-level control and simulation software, which runs on a PC, implements a Virtual Reality environment.

### Keywords

Robótica - CAD-CAM - Control - Diseño - Desarrollo.

## 1. INTRODUCCIÓN

Este trabajo trata sobre el *diseño, desarrollo y construcción* de un Robot antropomorfo de 5 ejes. Este robot es de característica semi-industrial, con un alcance de 1 metro de longitud, y una potencia que le permitirá manipular piezas de hasta 1 ½ Kg. Se trabaja en las distintas disciplinas relacionadas con el tema: Informática, Mecánica, Electrónica, Matemática y Control. En cada área involucrada se realiza el estudio teórico, el prototipo y la construcción final. Esta publicación se desarrolla desde el punto de vista del control.

Dentro de las características principales, se puede mencionar la de ser un manipulador con control de trayectorias. Los movimientos de cada eje son independientes, producidos por motores Brushless para los dos primeros ejes, un motor de continua para el eje 3 y motores



paso a paso para los restantes. Este Robot esta concebido para capacitación y el hecho de contar con estos diferentes tipos de motores y de presentar una arquitectura abierta, lo convierten en un laboratorio de ensayo : servos de control, matemática, informática, etc.

El control del movimiento se logra mediante parámetros obtenidos del análisis cinemático, dinámico y de la generación de trayectorias. El control se realiza por medio de una PC y una interfaz digital basada en microcontroladores. El diseño de la interfaz digital permite su uso para el control de dispositivos auxiliares que puedan interactuar con el robot (almacenes, palets etc), como así también para controlar un robot de más de 5 ejes.

El diseño mecánico se realiza en Autocad, ya sea en dos dimensiones o en tres dimensiones. La construcción mecánica se realiza con máquinas a CNC usando software de CAD-CAM.

El software de control y simulación que corre en la PC, está basado en Realidad Virtual (Luciano et al., 1997) .

## 2. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN MECÁNICA

El diseño mecánico se realizó en Autocad, ya sea en dos dimensiones o en tres dimensiones. El diseño en tres dimensiones permite, de acuerdo al material que se empleará en la construcción, obtener datos muy importantes como el centro de gravedad, peso y momentos de inercia, los cuales se utilizan para determinar las especificaciones requeridas de otros componentes como por ejemplo : los motores, rodamientos, etc.

Un detalle muy importante en el aspecto mecánico es el diseño de la muñeca que contiene el cuarto y quinto eje. Consta de un mecanismo diferencial, lo que permite disponer los dos últimos ejes en forma perpendicular. Además, con esta configuración se logra desplazar el centro de gravedad hacia la base, ya que los motores que accionan ambos ejes se ubican lejos del centro de la herramienta (TCP).

El material empleado es una aleación de aluminio de aplicaciones aeronáuticas, de gran resistencia y bajo peso específico. El mecanizado se realiza en el propio Centro con máquinas CNC y con el uso de herramientas de CAM, con lo cual se obtienen mecanizados con tolerancias de 0,02 mm.

## 3. CINEMÁTICA, DINÁMICA Y GENERACIÓN DE TRAYECTORIAS

Para la solución directa e inversa se desarrolló una metodología que integra el método matricial de Denavit-Hartenberg con los potentes programas actuales de cálculo y diseño, obteniéndose una solución en fórmula cerrada. (Morán et al., 1996). El método propuesto para resolver la cinemática del robot está representado en el diagrama de bloques de la Figura 1. La idea es aprovechar las ventajas que ofrecen los software actuales. Se parte de un **esquema** de la geometría del robot sin que sean necesarias sus dimensiones, las que se representan por variables. Esto conduce a trabajar con ecuaciones simbólicas, por lo que se obtiene una solución genérica. Las herramientas informáticas necesarias son : Mathematica, un software de CAD y un lenguaje de programación. En los tres casos deben ser para Windows.

De esta manera se obtiene una solución cinemática bastante flexible aplicable a cualquier robot que conserve el mismo número de ejes y la disposición geométrica adoptada en la etapa de diseño. Además permite el trabajo simultáneo de los diseñadores, matemáticos, controlistas e informáticos, los cuales en conjunto irán perfeccionando el esquema inicial.

El diagrama de bloques que se muestra en la fig. 1 indica la secuencia de pasos seguidos en el método propuesto.



Figura 1

Luego se estudiarán las formulaciones matemáticas para obtener un modelo dinámico eficiente, aplicando métodos convencionales como las formulaciones de Lagrange-Euler y Newton-Euler, obteniéndose las ecuaciones dinámicas del movimiento.

A partir de las ecuaciones cinemáticas y dinámicas se realizará la generación de la trayectoria que determinará la estrategia de control para conseguir la respuesta y el funcionamiento deseado.

#### 4. ARQUITECTURA DEL CONTROL

Para el desarrollo de este proyecto se diseñó y construyó una arquitectura de control compuesta por una PC, una interfaz digital y los drivers de potencia correspondientes a cada motor. Figura 2. El operador programa las tareas del robot desde la PC, y luego de simularlas y probarlas off-line, las envía a la interfaz para su ejecución.

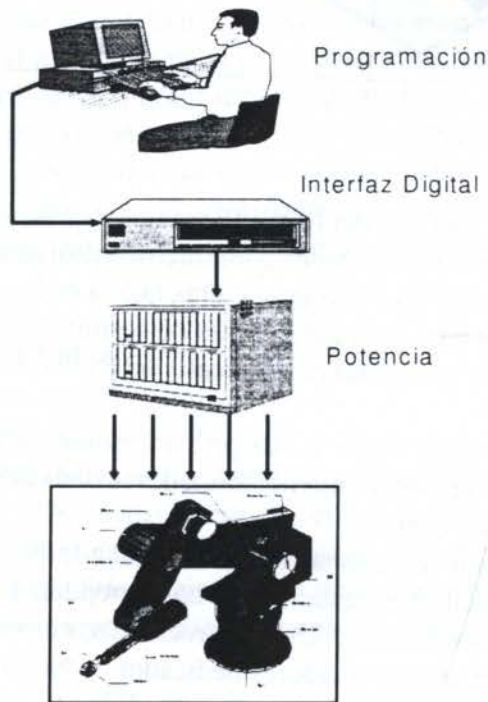


Figura 2



#### 4.1. Interfaz Digital

La **interfaz digital** (Figura 3) es un sistema basado en microcontroladores. Está compuesta por una *placa madre*, con 8 slots, donde se agregan de acuerdo al sistema a controlar, *placas esclavas*, lo cual le otorga flexibilidad, ya que puede controlar hasta 8 (ocho) motores, brushless de pasos o de corriente continua, como así también puede controlar un sistema secuencial de entradas - salidas analógicas o digitales. Esta interfaz tiene la función de generar las señales necesarias para excitar los motores, acción que se realiza a través de los respectivos drivers de potencia. También se encarga de los sensores agregados al robot.

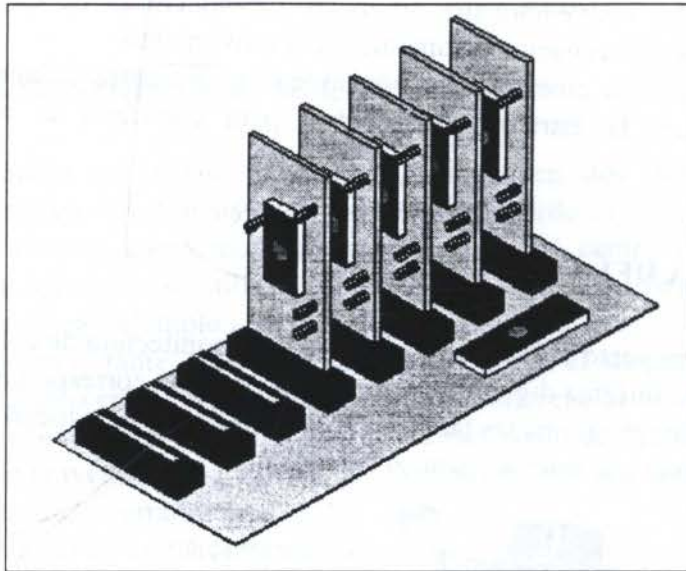


Figura 3

El control de cada uno de los motores del ROBOT está a cargo de un microcontrolador dedicado. A su vez estos micros están conectados a un microcontrolador supervisor que hace de enlace con la PC. Las ventajas de este tipo de arquitecturas radica en la alta velocidad de procesamiento de datos disponible para cada eje, además de permitir que la PC, una vez impartidas las directivas necesarias para el funcionamiento del ROBOT, se libere para realizar otras tareas.

El microcontrolador supervisor tiene a cargo la comunicación con la PC y los microcontroladores dedicados. El grupo de microcontroladores dedicados (uno por cada motor), se encarga de generar las señales de control.

El microcontrolador supervisor se conecta en forma serial a la PC a través de alguno de los puertos disponibles. Los datos recibidos desde la PC corresponden a la velocidad, sentido de giro y desplazamiento angular de cada motor. Una vez recibidos, el microcontrolador supervisor se encarga de distribuirlos a los microcontroladores dedicados, a través de una comunicación en paralelo.

Está previsto que el micro supervisor se encargue del manejo de entradas/salidas disponibles para eventos especiales, que le permitirán al robot interactuar con el medio (por ejemplo la activación de las máquinas herramientas de una celda flexible, un almacén automático) y de

transmitir a la PC el estado del ROBOT o de los sensores que controlan la celda: estado de la fresadora, estado del torno, estado de los almacenes etc.

Los microcontroladores dedicados que accionan los motores son los encargados de :

- Generar un tren de pulsos cuya frecuencia será proporcional a la velocidad del motor.
- Generar la señal que determina el sentido de giro. Estas señales se aplican a la entrada de los drivers correspondientes.
- Realizar el control de la posición, para lo cual se utiliza una realimentación de pulsos provenientes de los encoders.

#### 4.1.1. Transmisión de Datos

#### 4.1.2. Transmisión serie

El microcontrolador supervisor y la PC se comunican a través de un enlace RS-232 (norma de comunicación asíncrona), esto es posible gracias a que el microcontrolador utilizado cuenta con un puerto programable para tal función, ofreciendo todas las ventajas del uso de este estándar: comunicación a distancia y bajo costo, seguridad en la información, conexión a MODEM, comunicación full-duplex, etc. La programación de dicho puerto permite configurar el formato de palabra o protocolo de comunicación deseado, según: velocidad de transmisión (en baudios por segundo), número de bits de arranque, número de bits de parada, tipo de paridad y número de bits de datos.

#### 4.1.3. Transmisión paralelo

La comunicación en paralelo del microcontrolador supervisor con los microcontroladores dedicados es relativamente sencilla debido a que los micros utilizados ofrecen la posibilidad de programar uno de sus puertos de 8 bits como puerto esclavo paralelo. De esta manera cualquier dispositivo externo, en este caso el supervisor, puede leer o escribir en este puerto y los datos son latched o mantenidos al mismo tiempo que se genera una señal de interrupción indicando un acceso al puerto. El control de escritura o lectura del puerto se realiza a través de tres líneas de control (RD, WR, CS), utilizadas comúnmente en los sistemas basados en microprocesadores, proporcionando grandes facilidades para la conexión con periféricos en paralelo.

Al utilizar varios microcontroladores esclavos o dedicados, conectados a los mismos buses de control y de datos, es preciso realizar un direccionamiento de los mismos.

## 4.2. Señales de control del Robot

### 4.2.1. Generación de los pulsos de velocidad

Los pulsos de velocidad se obtienen dividiendo una frecuencia patrón por un valor tal, que permite obtener la velocidad o frecuencia deseada, el micro utilizado cuenta con tres timers programables que permiten dividir una frecuencia y obtener otra menor. En este sentido se eligió uno de estos timers para dividir la frecuencia interna de trabajo del microcontrolador y realizar una rutina que cambia alternativamente el estado de una línea del mismo, generándose el tren de pulsos de velocidad.

El software de control del ROBOT en la PC, se encarga de calcular el valor de velocidad correspondiente, el cual es transmitido en última instancia al timer, con lo que se obtiene el divisor necesario.



#### 4.2.2. Rampas de velocidad

Hay que tener en cuenta que los motores no responden instantáneamente a cualquier valor de velocidad que se les exija. En el arranque si el motor es sometido a una frecuencia relativamente elevada, puede suceder que se pierdan pulsos o que el motor ni siquiera se mueva. Lo mismo sucede en la detención, si el motor viene girando con una determinada velocidad elevada, al intentar detenerlo repentinamente es probable que siga girando algunos pasos debido a su inercia. En cualquier caso, la pérdida de pulsos es inaceptable; esto conduce a la necesidad de desarrollar rampas de velocidad tanto en el arranque como en la detención. Así el motor arranca con una velocidad suficientemente segura y se va aumentando paulatinamente hasta alcanzar la velocidad deseada; en este momento el motor se mantiene con esta velocidad hasta llegar a un punto a partir del cual comienza la desaceleración hasta la detención definitiva.

Los valores de aceleración son relativamente elevados para motores de baja potencia. La aceleración normalmente viene especificada o puede determinarse de la hoja de datos o curvas del motor, al igual que el valor máximo de velocidad permitido para un valor nominal de cupla.

Las rampas de velocidad podrían ser lineales, parabólicas, logarítmicas, etc., lo cual debe ser determinado experimentalmente ensayando los distintos tipos. En el presente caso se ha encontrado un resultado óptimo, empleando rampas lineales.

Para la realización de las rampas de velocidad se requiere de una base de tiempo que marque el ritmo de cambios de velocidad hasta alcanzar la velocidad final.

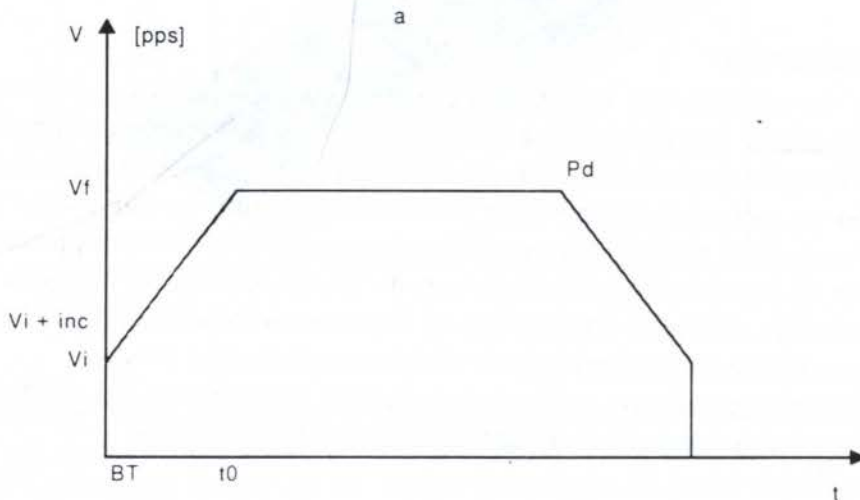


Figura 4

De la Fig 4 se obtiene

$$t_0 = (V_f - V_i) / a$$

$a$ : Aceleración (viene expresada normalmente en  $\text{pps}^2$ ).

$V_f$ : Velocidad final de régimen.

$V_i$ : Velocidad inicial para la cual el motor tiene un arranque seguro.

Suponiendo una aceleración de  $50000 \text{ pps}^2$ , una  $V_f$  máxima de  $5000 \text{ pps}$  y una  $V_i$  igual a  $400 \text{ pps}$  (según características del motor):

$$t_o = (5000 \text{ pps} - 400 \text{ pps}) / 50000 \text{ pps}^2 = 92 \text{ ms}$$

El valor de la base de tiempo que marca los cambios de velocidad durante la aceleración, se obtiene en función de  $V_i$ . Si se pretende que el motor "vea" esta frecuencia, el valor de la base de tiempo BT debe ser mayor o igual al periodo de  $V_i$ .

$$BT \geq 1 / V_i$$

Para calcular el punto Pd: Número de pulsos a partir del cual se produce la desaceleración del motor

$$[Pd]: \text{Número de pulsos Total} - 2 \text{ sup. del } \Delta = N^{\circ} \text{ total} - (V_i - V_f) t_o$$

#### 4.2.3. Sentido de giro

El sentido de giro de los motores puede tomar dos estados posibles: uno o cero, según gire en uno u otro sentido. Este dato viene implícito en el valor de velocidad calculado por el software de control del ROBOT (bit de signo), dependiendo de que la velocidad sea positiva o negativa, el micro sacará a través de un puerto un uno o un cero.

#### 4.2.4. Control de posición

El control de la posición, requiere suma atención por el hecho de que no se admite ningún error. Los pulsos pueden ser contados en el mismo momento en que son generados, pero esto sirve únicamente cuando se utilizan motores paso a paso controlados a lazo abierto. En el presente caso, sin embargo se dispondrá de un encoder por cada motor (ya sea de continua o de paso), lo que permite tener una cuenta verdadera de los grados que se mueve el eje de la articulación. Los pulsos provenientes del encoder se cuentan a través de un puerto del microcontrolador.

#### 4.2.5. Posicionamiento inicial

El control del ROBOT necesita saber en todo momento en que posición física se encuentra. Cuando se inicializa el sistema, el punto de partida debe ser siempre el mismo, con una alta precisión, para que se puedan ejecutar las tareas del ROBOT sin error de posición alguno. Sin esto todos los estudios sobre la cinemática del robot no tendrían sentido. El posicionamiento inicial del ROBOT es posible con la ayuda de sensores inductivos estratégicamente colocados. Estos actúan como finales de carrera de cada motor. De esta manera se puede determinar un punto de referencia fijo confiable, que sirve para que el control del ROBOT conozca la posición inicial precisa (HOME).

Cada vez que el usuario lo requiera, el sistema puede ser re-inicializado. El control ejecuta una rutina HOME que consiste primero en detectar los fines de carrera y luego hacer un posicionamiento inicial, con la ayuda de los encoders.

## 5. CONCLUSIONES

Evidentemente esta publicación es descriptiva, y tiene como objeto difundir las soluciones implementadas. Como innovación mas importante se cita la Realidad Virtual en la fase de control. Otra sería la posibilidad de contar con un robot laboratorio con una variedad



de motores como así también una estructura abierta que permite la capacitación en las distintas áreas involucradas.

El robot se encuentra actualmente en estado de desarrollo. Se han construido y puesto en funcionamiento los cinco ejes. Los resultados obtenidos en los ensayos han sido correctos. El software de control de alto nivel basado en realidad virtual, la electrónica de control de bajo nivel y el software de bajo nivel están terminados. Se están realizando ensayos parciales.

Respecto a la cinemática, la obtención de los Modelos Cinemáticos Directo e Inverso puede generar algunas incompatibilidades que hacen necesario repetir este cálculo. Estas operaciones normalmente presentan una estimable dificultad que es reducida considerablemente gracias al empleo de las herramientas mencionadas en este trabajo. La cinemática basada en un esquema genérico da como resultado una solución flexible y adaptable, dependiente de variables que representan los distintos parámetros del robot. Por consiguiente las dimensiones finales del mismo pueden ser analizadas en profundidad antes de ser definidas, comprobándose de esta manera los requerimientos previstos.

Se está gestionando la transferencia de este robot al área académica como posiblemente también a algunas industrias.

## 6. RECONOCIMIENTOS

Los autores agradecen a los **Integrantes del CUDAR**, especialmente a su director **Ing. Roberto S. Apóstoli**, como así también a las autoridades de la UTN - Facultad Córdoba **Ing. Benito Possetto** e **Ing. Rubén Soro Martínez** por sus inestimables colaboraciones.

El proyecto BID-CONICET N° 83 es financiado por el Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Tecnológicas dependiente de la Secretaría de Ciencia y Tecnología de la Nación.

## 7. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Craig, J. J. (1989). *Introduction to Robotics Mechanics and Control*. Addison-Wesley.

Fu, K.S.; Gonzalez, R.C.; Lee, C.S.G. (1988). *Robótica: Control, Detección e Inteligencia*. McGraw-Hill.

Angulo, J M<sup>º</sup>. (1986). *Robotica Practica*. Paraninfo.

Mikel P. Groover, Mitchell Weiss : Roger N. Nagel and Nicholas G. Odrey. (1989). *Robótica Industrial*. McGraw-Hill.

## 8. REFERENCIAS

Morán, O. Daniel, Sánchez López, R. S., Apóstoli, R. S. "Propuesta de una Metodología para Resolver la Cinemática de un Robot". 7º Congreso Latinoamericano de Control Automático". AAdeca. Bs. As. Argentina. pp 942-946, 1996.

Apóstoli, R.; Abate, F.; *Análisis Cinemático del robot RSA-I*. Informe Interno. Córdoba. Argentina. pp 1-75, 1993.

Morán, D.; Abate F. *Robot Semi-Industrial RSA-I*. XIV Simposio Nacional de control Automático. Bs. As. Argentina. pp 30-35, 1994.

Luciano, C J. ; Apóstoli, RS. ; *Virtual Reality Enviroment for Real Time Simulation, Control and Monitoring of Robotic Manufacturing Flexible Systems*. 8<sup>th</sup> Internacional Conference on Advanced Robotics (ICAR'97), Monterey, California, U.S.A., paper N° 97-85, 1997.





PAPER CODE: COB16

## PREDICTIVE SENSOR GUIDED ROBOTIC MANIPULATORS IN AUTOMATED WELDING CELLS

ADOLFO BAUCHSPIESS<sup>1</sup> & SADEK C. ABSI ALFARO<sup>2</sup>

*GRACO/UnB – Automation and Control Group / University of Brasilia*

<sup>1</sup>Electrical and <sup>2</sup>Mechanical Engineering Depts. - 70910-900 - Brasilia / DF - BRAZIL

E-mail: [bauchspiess@graco.unb.br](mailto:bauchspiess@graco.unb.br), [sadek@graco.unb.br](mailto:sadek@graco.unb.br)

### Abstract

This paper presents an on-line tracking optimization scheme for sensor guided robotic manipulators by associating sensor information, manipulator dynamics and a path generator model. Feedback linearization-decoupling permits the use of linear SISO prediction models for the dynamics of each robot joint. Scene interpretation of CCD-camera images generates spline fitted segments of future trajectory. In the sensor vision field the proposed optimization criteria minimizes the error between state variables of the prediction model and the state variables of the spline trajectory generator. These techniques, allied with separation of disturbance rejection and path-tracking performance by the proposed feed-forward **Following Model Predictive (FMP)** servo-controller design, permits very high path tracking dynamics (and consequently small errors). Experimental results on implementation of a CCD-camera guided hydraulic robot and a welding robot demonstrates the practical relevance of the proposed approach.

### Keywords

Robotics, Predictive Control, Sensor guided Manipulators, Welding Automation

### 1. INTRODUCTION

Robotic manipulators have been used in welding cells for long time in order to improve welding quality. Substitution of mancraft in welding cells where a robot welds only few different parts every time in the same manner, such as in spot welding commonly used in the automobile industry, is not a very difficult task. But in a flexible, just-in-time, and CAD customized production approach, very different parts are to be welded demanding an "intelligent" robot-welding concept. Providing robots with abilities of an experienced welder is the target of many research groups. The realization of such goal demands sensors, which provide the robot with the necessary information, so it can interact properly within their environment. Preferentially, the robot should autonomously find and precisely weld metal joining paths for the given manufacturing task (Alfaro *et al.*, 1997).

A shortcut of the use of sensor-guided robots is that due to their mechanical inertia they can react only relatively slowly to changes in the trajectory information captured by the sensor system. In this paper it will be shown how a sensor that can look ahead, such as a CCD-camera, can be used to improve substantially the seam tracking precision. The proposed algorithm virtually eliminates the tracking error by considering the dynamic model of the robot and the captured future trajectory information. Incorporating an internal trajectory

2662



generator model leads thus to the *Following Model Predictive* servo-controller algorithm (**FMP** - for short (Bauchspiess, 1995)).

Non-linear control techniques (Freund, 1973, Sarytschewa & Neumann 1986, Isidori 1989) can decouple and linearize robotic manipulator joints. So that each robot joint can be considered as a linear SISO system. Using such model, the tracking problem of sensor guided manipulators can be treated in the linear domain. In particular, the discrete optimization of the predictive path-tracking problem with the proposed cost function leads to an analytical solution with guaranteed stability (Bauchspiess, 1995, Rehfeld, 1995). This new approach avoids the typical recursive solution usually employed for the Riccati equation (Anderson&Moore, 1989).

Robotic manipulators equipped with sensors can automate industrial processes in an "intelligent manner". Those are objects of intense research efforts in the field of Artificial Intelligence (AI): to build machines that consider the information captured from the surrounding environment in a proper (intelligent) manner. With the support of sensors the working trajectory of the robot can be obtained within a certain vision field, which will be used here as the minimization horizon of the tracking error.

The proposed algorithm was implemented to control a hydraulic manipulator guided by a CCD-camera, where it was showed that the **FMP** methodology significantly reduces the dynamic tracking error. Currently this technique is being implemented to control a 6-DOF CCD-camera guided welding robot at GRACO.

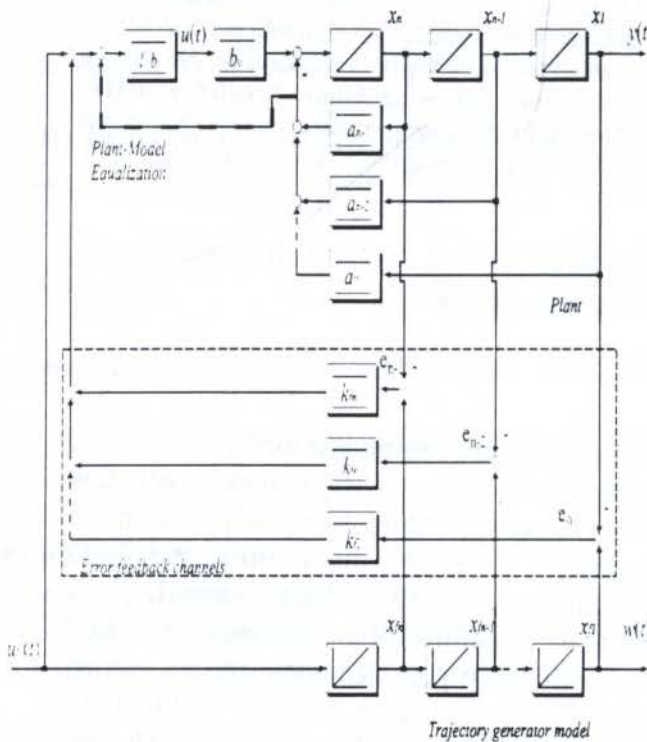


Figure 1- Scheme to obtain ideal following (Wurmthaler, 1994). Continuous Case. Plant in Controllable Canonical Form. *Spline* trajectory generator. The signal  $u(t)$  must be obtained from given reference trajectory  $w(t)$ .

trajectory is not known a priori. For the model following problem it is possible to obtain *ideal following*, i.e. zero tracking error in every time instant (Wurmthaler, 1994). A proper

## 2. DYNAMIC SYSTEM TRACKING

Depending on the characteristics of tracking the following classification of problems are usual, (Anderson & Moore, 1989):

- The tracking problem: The reference trajectory is a determined (arbitrary) function of time for  $0 < t < T$ .
- The servo problem: The system is to be controlled in such a manner that the controlled variable will follow a reference signal from which it is only known that it belongs to a certain signal class, e.g. a sequence of steps or polynoms until a certain order.
- The model following problem: The output of the servo-system should follow the output of a path generator.

For sensor-guided robotic manipulators the tracking problem is to be solved, because the captured

path generator for robotic manipulators is an integrator chain, which in the case of three chained integrators produce *spline* polynomials. The scheme to obtain ideal following for a linear SISO system in the controllable canonical form is shown in **Figure 1**.

Despite ideal following can not be obtained for sensor guided manipulators, their basic idea will be used here: minimize the error between the state variables of the controlled system and the state variables of a path generator internal model. It is important to point out that, if the captured trajectory is indeed a *spline*, the theoretically *FMP* tracking error will be zero (Wurmthaler, 1994, Bauchspiess, 1995).

### 3. FOLLOWING MODEL PREDICTIVE (FMP) PATH TRACKING

Consider the controllable and observable scalar  $n$ -th order discrete time linear system described by:

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{A}_k \mathbf{x}(k) + \mathbf{b}_k u_s(k); \quad \mathbf{x}(0) = \mathbf{x}_0 \\ y(k) &= \mathbf{c}_k^T \mathbf{x}(k), \end{aligned} \quad (1)$$

where  $\mathbf{x}(k)$  is the  $n \times 1$  state vector at time  $t=kT$  ( $T$  is the sampling period),  $u_s(k)$  is the input and  $y(k)$  is the system output.

This model, with  $n=3$ , will be used here for robotic manipulators that are linearized and decoupled by an underlying non-linear multivariable joint controller. The resulting integrator chain that is obtained, for example by the inverse system controller (Freund, 1973, Isidori, 1989) or by the controller of the highest derivative (Sarytschewa & Neumann, 1986), is then transformed in a  $P$ - $T_n$  system by means of linear state feedback. Finally the discrete model

(1) is obtained using a Step Invariant Transformation (Wurmthaler, 1994). That model will be here, therefore, denominated *predictor model*, because it allows the prediction of the dynamic behavior of each robot joint for a given reference trajectory.

#### 3.1 Problem Formulation

Given an  $n$ -th order plant described by (1). The reference trajectory and its derivatives  $w(t)$ ,  $\dot{w}(t)$ , ...,  $w^{(n-1)}(t)$  are known from  $t = (k+1)T$  until the horizon  $t = (k+m)T$ . The current state of the plant is  $\mathbf{x}(k)$ . The position, velocity, acceleration, and higher derivatives of the controlled variable correspond to the states of the system in the controllable canonical form. The problem consists on the calculation of the control sequence  $u_s(k)$ ,  $u_s(k+1)$ , ...,  $u_s(k+m-1)$ , such that the following *predictive path tracking Optimization Criteria* (or *Cost Function*) will be minimized:

$$J = \sum_{i=0}^{n-1} \varepsilon_i^T \mathbf{Q}_i \varepsilon_i + \beta^T \mathbf{R} \beta. \quad (2)$$

The weighting matrices  $\mathbf{Q}_i$  and  $\mathbf{R}$  are symmetric positive defined. In the most general case these matrices can be time dependent. The vector error terms  $\varepsilon_i$  are:

$$\text{Position Error: } \varepsilon_0(k) \hat{=} \mathbf{y}(k) - \mathbf{w}(k), \quad (3)$$

$$\text{Error in the } n-1 \text{ derivative: } \varepsilon_{n-1}(k) \hat{=} \mathbf{y}^{(n-1)}(k) - \mathbf{w}^{(n-1)}(k), \quad (4)$$

$$\text{Velocity Error: } \varepsilon_1(k) \hat{=} \dot{\mathbf{y}}(k) - \dot{\mathbf{w}}(k). \quad (5)$$



$$\text{Energy Term: } \beta(k) \doteq \mathbf{u}_s(k) - \mathbf{w}(k), \quad (6)$$

$$\text{with, } \mathbf{y}(k) := \begin{bmatrix} \hat{y}(k+1) \\ \hat{y}(k+2) \\ \vdots \\ \hat{y}(k+m) \end{bmatrix}, \quad \mathbf{w}(k) := \begin{bmatrix} w(k+1) \\ w(k+2) \\ \vdots \\ w(k+m) \end{bmatrix}, \quad \hat{\mathbf{y}}(k) := \begin{bmatrix} \hat{\dot{y}}(k+1) \\ \hat{\dot{y}}(k+2) \\ \vdots \\ \hat{\dot{y}}(k+m) \end{bmatrix}, \quad \hat{\mathbf{w}}(k) := \begin{bmatrix} \hat{w}(k+1) \\ \hat{w}(k+2) \\ \vdots \\ \hat{w}(k+m) \end{bmatrix}$$

...

$$\mathbf{y}^{(n-1)}(k) := \begin{bmatrix} \hat{y}^{(n-1)}(k+1) \\ \hat{y}^{(n-1)}(k+2) \\ \vdots \\ \hat{y}^{(n-1)}(k+m) \end{bmatrix}, \quad \mathbf{w}^{(n-1)}(k) := \begin{bmatrix} w^{(n-1)}(k+1) \\ w^{(n-1)}(k+2) \\ \vdots \\ w^{(n-1)}(k+m) \end{bmatrix} \quad \text{and } \mathbf{u}_s(k) = \begin{bmatrix} u_s(k) \\ u_s(k+1) \\ \vdots \\ u_s(k+m-1) \end{bmatrix}.$$

The searched control sequence is also described by the vector  $\mathbf{u}_s(k)$ . Each vector error term in (2) embraces a prediction horizon of  $m$  samples. The design matrices  $\mathbf{Q}_i$  and  $\mathbf{R}$  weight the corresponding error terms leading to a scalar cost function  $J$ . For diagonal  $\mathbf{Q}_i$  and  $\mathbf{R}$  the cost function  $J$  reduces to a weighted sum of quadratic errors that penalizes reference deviations in each state space variable (i.e., position, velocity, acceleration, and so on) over the known  $m$  future sampling times. As will be shown later, choice of the elements in  $\mathbf{Q}_i$  and  $\mathbf{R}$  (this is thus the design procedure) establishes a particular dynamic behavior of a **FMP** servo-controlled system.

The last vector term  $\beta(k)$ , the control variable displacement, stands in the cost function for energy limitation. It constrains the control signal  $u_s(k)$  in the vicinity of the actual set point  $w(k)$ . It can be assumed, without loss of generality, that the gain of the linearized scalar system (1) is unitary (in steady state  $u_s(k) = w(k)$ ). In the literature (Soeterboek, 1992), control signal limitation is also considered using  $\beta'(k) \doteq \mathbf{u}_s(k)$  for plants with integrating characteristic and by  $\beta''(k) \doteq \mathbf{u}_s(k+1) - \mathbf{u}_s(k)$  otherwise.

The proposed **predictive path tracking Optimization Criteria** (2) not only minimizes the average deviation between controlled variable  $y(k)$  and reference signal  $w(k)$  considering energy limitation, as usual in most predictive algorithms (Soeterboek, 1992), but generalizes, considering **all information** available: 1) the state space variables of the controlled system, 2) the future trajectory captured in the sensor vision field, and 3) the state space variables of a trajectory generator model. The proposed use of "all information" can even supply a great lack in the predictive control theory: guaranteed closed loop stability (Bauchspiess, 1995, Rehfeld, 1995). Indeed (Rehfeld, 1995) shows the equivalence of the proposed **FMP** algorithm to a discrete version of the Riccati LQ-controller, which as observed by Kalman (Anderson & Moore, 1989) is closed loop stable.

### 3.2 Velocity and Acceleration Reference

Usually when guiding a robotic manipulator by sensors only position reference is available (is captured), velocity and acceleration must be computed from samples of the position reference. One possibility is to use a numerical differentiation. Another possibility is the use of coefficients of interpolating polynoms (Bauchspiess, 1995). A suitable numerical

approximation for the reference velocity and acceleration is given by (Bronstein, Semendjajew, 1991):

$$\dot{w}(k) = \frac{w(k-2) - 8w(k-1) + 8w(k+1) - w(k+2)}{12T}$$

$$\ddot{w}(k) = \frac{-w(k-2) + 16w(k-1) - 30w(k) + 16w(k+1) - w(k+2)}{12T^2}$$
(7)

with a residual error of  $O\{w^{(5)}\}$  and  $O\{w^{(6)}\}$ , respectively. These equations guarantee a good approximation when  $w^{(5)}$ ,  $w^{(6)}$ , ... are small. Greater errors can occur only in points where the trajectory have a discontinuity.

Solving the optimization (2) and considering the numerical differentiation for velocity and acceleration, results the **FMP** control control law, eq (8), which can be visualized by a block-diagram in Figure 2.

$$u_s(k) = \sum_{v=-1}^{m-2} a_v w(k+v) - \sum_{v=1}^3 m_{x1}(v) x_v(k).$$
(8)

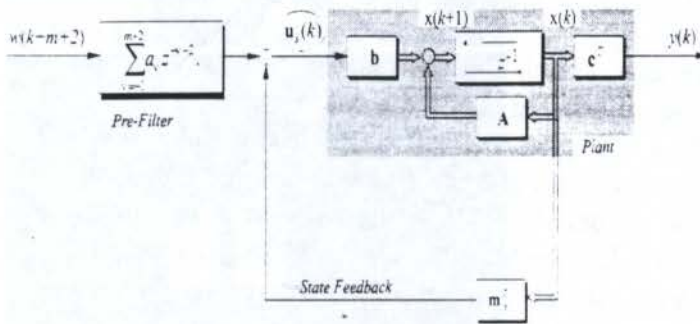


Figure 2- FMP Servocontroller.

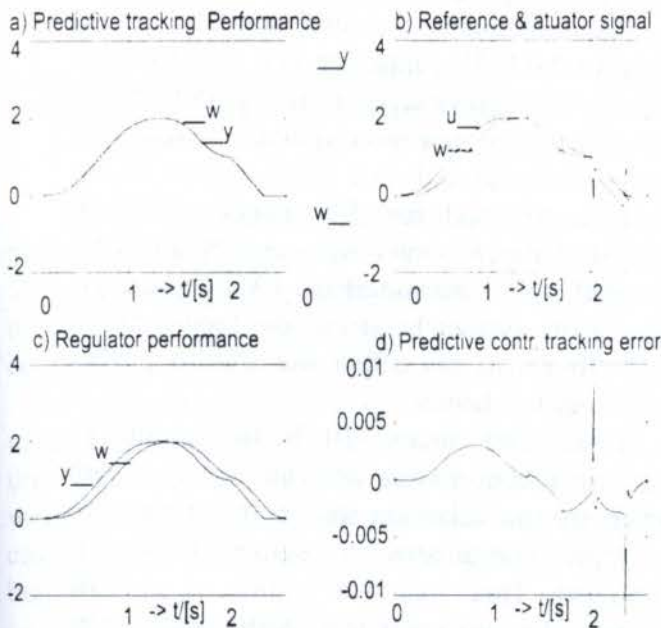


Figure 3 - Simulation of FMP servocontroller.

The simulation of the **FMP** servo-control for a linearized robot joint described by

$$F(s) = \frac{13824}{s^3 + 72s^2 + 1728s + 13824}$$

and a typical trajectory is shown in Figure 3. The reference signal  $w$  and the output of the plant  $y$  are almost identical as seen in Figure 3 -a. The small residual error can be seen in Figure 3 -d. As expected, in the vicinity of reference velocity discontinuities occurs a greater error. When only the nonlinear decoupling controller with state space feedback is used (system described by (1)) we have a pronounced tracking error, Figure 3 -c. Figure 3 -b shows that the **FMP** servo-controller produces a control signal that "foresees" (predict) the plant lag dynamics, so enabling the minimization of the trajectory error.

#### 4. EXPERIMENTAL RESULTS

The industrial automation has experienced a fast evolution due to the great development of digital techniques. An adequate mathematical apparatus combined with powerful digital processing equipment permits nowadays control complex



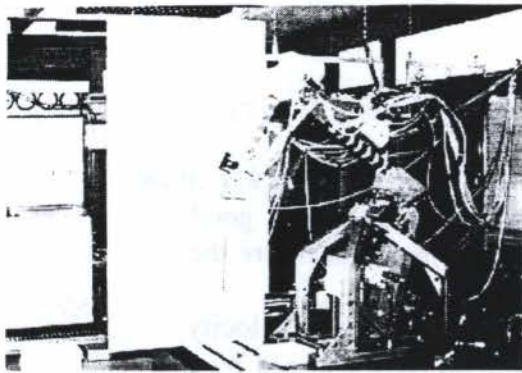


Figure 4- CCD-guided Hydraulic robot

tasks, e.g., hydraulic driven robotic manipulators with the precision demanded by the manufacturing industry (Erhard, 1995). These, which for long time had been considered as "very difficult" to be controlled because of their extremely non-linear characteristics, have newly attracted research interest. The great power density of the hydraulic drive leads to very advantageous robot weight-load ratio (typically 1:5 when electrical driven robots have a ratio of approx. 1:100).

To verify the theoretical *FMP* algorithm results, a hydraulic manipulator guided by a CCD-video camera (Lebender, 1994, Bauchspiess, 1995, Rehfeld, 1995), as shown in, was used. The trajectory to be followed by the robot was printed on paper and attached to the

trajectory panel. After finding an border the control scheme guide the robot along this border with a pre-established TCP velocity. The non-linear decoupling controller was implemented on an AT&T DSP32C processor in a PC host. Two DSP16A and a DSP32C in another PC host carried out the image interpretation and the *FMP* servocontrol. A monochrome DALSA Inc<sup>®</sup> 128x128 pixel camera, with 16MHz dot clock, required the project of a custom high-speed frame-grabber.

The implemented control scheme, Figure 5, shows the *FMP* controller as a feed-forward channel, that allows separation of path tracking and disturbance rejection characteristics. The slower nonlinear and state space control of the robot is designed for disturbance rejection, while the reference tracking is enhanced by the fast predictive dynamic of the *FMP* controller. As a stable system by itself, the feed-forward *FMP* filter will not affect the stability robot joint control scheme.

From each image 10 border points in tracking direction were detected. After a path length parameterization and a transformation in joint coordinates a spline fitting is employed. This analytical spline is the sampled to furnish new trajectory points to the *FMP* as suggested in the image in Figure 5.

For characterization of positioning precision and repeatability of working machines and

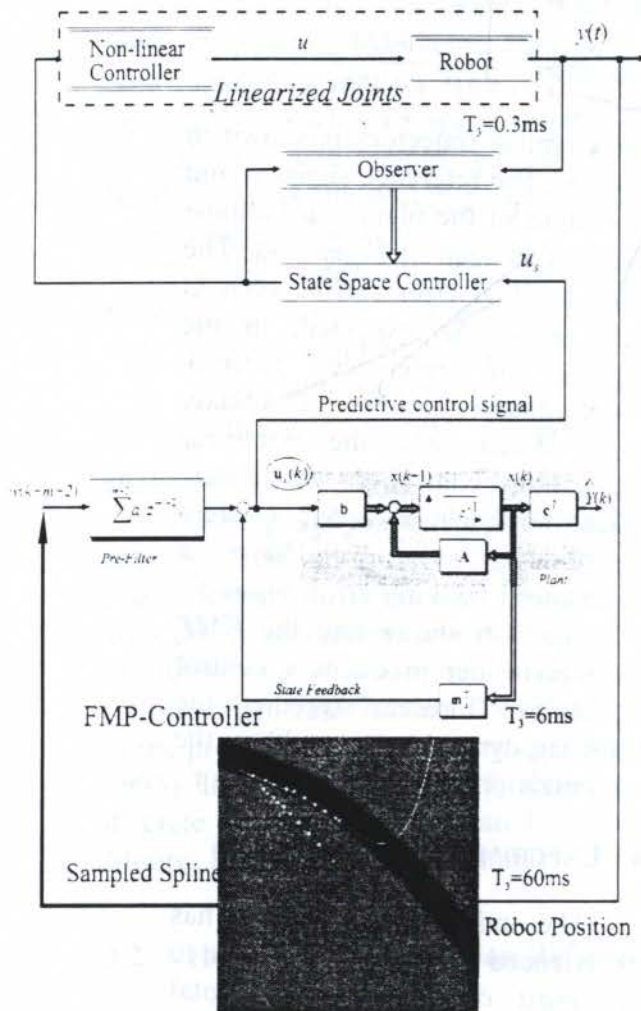


Figure 5 - *FMP* control of CCD guided robot with typical image showing border trajectory, spline interpolation and planned robot TCP reference points in camera coordinate system.



industrial manipulators, the Circle Form Test is frequently used (Piechotka et al., 1992). By this test the joints are so moved that couplings and friction effects, particularly for slow motions, can be evidenced.

Figure 6. presents measures for the Circle Form Test for the CCD-guided hydraulic robot. Here the reference velocity is  $v_{ref} = 40 \text{ mm/s}$ .

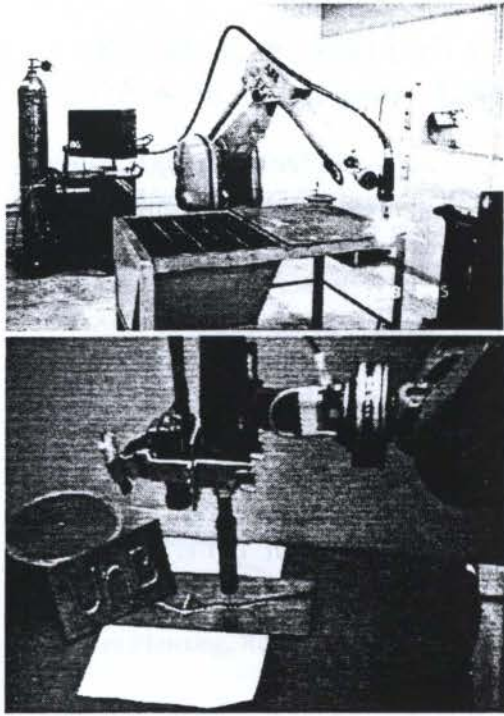


Figure 7- Weld robot at GRACO/UnB – Brasilia. detail view of the TCP mounted CCD-camera and Laser diode.

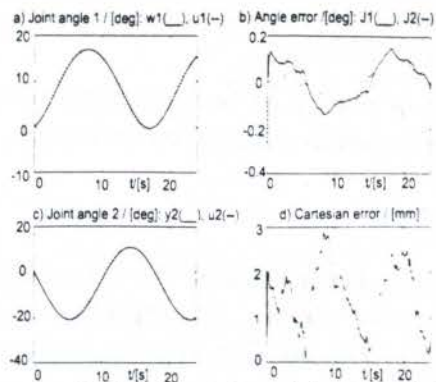


Figure 6 - Circle Form Test, Joint 1 —, Joint 2 --.

### 5. CCD-CAMERA GUIDED WELD ROBOT

To investigate sensor-guided robots in welding cells, the experimental apparatus shown in Figure 7 was assembled at GRACO. A monochrome Pulnix CCD video camera was attached to the welding torch and captures look-ahead trajectory information.

A Laser diode led equipped with prismatic lens, also attached to the weld torch, projects a light plane at  $45^\circ$  relative to the welding torch axis. So the junction of the metal parts to be welded can be easily identified by a simple image processing. First results of the CCD guided weld robot has been obtained. Greater difficulties lay currently in the not open interface with the industrial robot being used. Further research activities will be taken to improve the robot guiding system.

### 6. CONCLUSION

By the inclusion of the future (sensor captured) path and a reference trajectory generator model the **FMP** algorithm represents a generalization of traditional predictive algorithms. It uses *all* state space information available, from the plant and from the trajectory generator model. This guarantees the stability of the proposed scheme *by construction*, as the equivalence to a discrete LQR problem has shown in (Rehfeld, 1995).

For linearized robotic joints modeled as 3rd order systems, a *spline generator model* was used. If the sensor captured trajectory is indeed a *spline*, the theoretically (not considering uncertainties) tracking error will be zero. For generic trajectories, that should be considered in welding cells, the proposed approach represents the possible reducing of tracking error. In this case the **FMP**-controller approximates the trajectory by the *spline* segments that the robot can better follow.

The implementation of the proposed servocontroller on a CCD-guided hydraulic robot demonstrates the practical relevance of the **FMP** algorithm. The dynamic tracking error, a crucial factor to guarantee quality in automated robot welding, was almost eliminated. The residual errors observed in the measures are mainly due to friction in the hydraulic cylinders.



This is just a matter of technological restriction of that kind of drives, which demands constructive issues to reduce their influence.

## 7. REFERENCES

Alfaro, S.C.A.; BAUCHSPIESS, A.; CASANOVA ALCALDE, V.H.; VAN ELS, R. H.; SOARES JR. L.R.; SUGUIEDA, M.H.: Conception and development of an integrated welding cell, *Proceedings of The Int. Conf. on the Joining of Materials –JOM-8*, Helsingør, Denmark, May 11-14, 1997.

ANDERSON, B.; MOORE, J.: *Optimal Control - Linear Quadratic Methods*, Prentice-Hall, Canberra, 1989.

BAUCHSPIESS, A.: "Prädiktive sensorgesteuerte Bahnführung von Handhabungssystemen", *PhD Thesis*, University Erlangen-Nbg, 1995.

BRONSTEIN, I. N.; SEMENDJAJEW, K. A.: "*Taschenbuch der Mathematik*", 25ed, 1991.

ERHARD, N.: "Zum Aufbau eines hydraulisch angetriebenen Handhabungsgerätes mit biegeelastischer Mechanik und dessen Regelung basierend auf Methoden der Exakten Linearisierung", *PhD Thesis*, Univ. Erlangen-Nbg, 1995.

FREUND, E.: Decoupling and Pole Assignment in nonlinear Systems, *Electronic Letters* 9, pp. 373-374, 1973.

ISIDORI, A.: *Nonlinear Control Systems*, 2ed Springer, 1989.

KEYSER, R.: Basic Principles of Model Predictive Control. *European Control Conference - ECC'91*, Grenoble, pp. 1753-1758, 1991.

LEBENDER, J.: "Realisierung einer Konturverfolgung für einen hydraulischen Roboter mit CCD-Kamera", *Diplomarbeit*, University Erlangen-Nbg, 1994.

PIECHOTTKA, U.; GRIMM, W. M.; BERLIN, F.; BECKER, N.: "*Verwendung von Störgrößenmodellen zur Verbesserung des Regelverhaltens*", Teil 2, at 12/94, pp. 525-532 1994.

REHFELD, F.: "*Der Einsatz linear quadratischer Optimierungsverfahren zur sensorgesteuerten Bahnführung*", *Diplomarbeit*, University Erlangen-Nbg, 1995.

SARYTSCHewa, O.; NEUMANN, R.: "*Regelung nach der höchsten Ableitung der Regelgröße*", *msr-9* pp. 394-396, Berlin, 1986.

SOETERBOEK, R.: *PREDICTIVE CONTROL - A UNIFIED APPROACH*, Prentice Hall, London, 1992.

WURMTHALER, CH.: "*Prozeßmodelle als Grundlagen moderner Regelungskonzepte*", University Erlangen-Nbg, 1994.



PAPER CODE: COB17

## PATH GENERATION FOR A REDUNDANT SENSOR GUIDED UNLOADING CRANE

ADOLFO BAUCHSPIESS<sup>1</sup> & SADEK C. ABSI ALFARO<sup>2</sup>

*GRACO/UnB – Automation and Control Group / University of Brasilia*

<sup>1</sup>Electrical and <sup>2</sup>Mechanical Engineering Depts. - 70910-900 - Brasilia / DF - BRAZIL

E-mail: [bauchspiess@graco.unb.br](mailto:bauchspiess@graco.unb.br), [sadek@graco.unb.br](mailto:sadek@graco.unb.br)

### Abstract

The path generation for a redundant sensor guided coal unloading crane is discussed in this paper. After using much of task specific knowledge to restrict the possible Tool Center Point trajectories to a feasible subspace two approaches are analyzed to optimize the dig head trajectory in this subspace: a Fuzzy Logic and a Dynamic Programming based trajectory generation. Experimental results are presented for a CCD-camera guided hydraulic manipulator tracking an optimized unload trajectory.

### Keywords

Trajectory Planning, Robotics, Fuzzy Logic, Dynamic Programming.

### 1. Introduction

To obtain greater productivity and reliability a lot of processes are being automated using robotic manipulators. As quality specifications are tighter the use of sensor guided manipulators can improve the interactibility of the robot with its environment, providing greater flexibility.

Redundant manipulators are characterized by more than six degrees of freedom. This yields greater flexibility to meet special requirements, presented e.g. in [Hofer (1992)], [Bauchspiess (1995)]. One set of all joint variables (angles for rotational or lengths for prismatic joints) define a unique position and orientation of the manipulator and is called a *configuration*.

In this paper the automatic generation of paths for a sensor guided redundant coal unloader crane is discussed. The goal is to unload a euro- coal-ship by a continuously working conveyor belt crane which is only supervised by a crane operator. After reducing the possible trajectories that can perform the task in a feasible trajectory subspace by using a priori knowledge, two approaches for optimizing the trajectory of the dig head in a feasible subspace are compared: a Fuzzy Logic based path generator and a Dynamic Programming based system.

2670



## 2. Structures Of Trajectory Generators

A path generator system can be classified, according to the strategy of the joint reference generator, in:

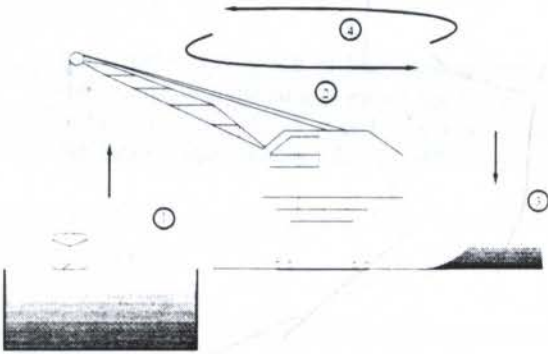
### Stored Trajectory (Play-Back)

This is the most commonly encountered situation for real-world robot systems. The path trajectory is known (e.g. acquired in a teach-in procedure) and only minor corrections will be done during the execution phase. The data may also be provided by a CAD system (off-line programming), and the trajectory generator only needs to verify the realizability of the demanded task. In most cases some on-line interpolation is needed to generate the real-time reference values for the joints based on the stored trajectory points. Very often the *spline* interpolation is used [Bauchspiess (1995)], [Wurmthaler (1994)].

### Sensor Guiding

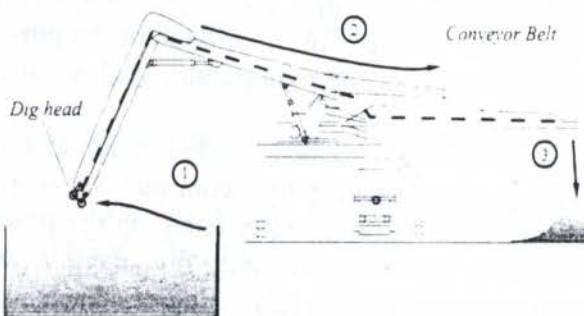
In this case the trajectory describing the task must be obtained *on-line* from measured sensor data. The sensors should be mounted in order to get look-ahead information. This information can then be used in a predictive controller to minimize the tracking error [Bauchspiess (1995)].

### Task Optimization



**Figure. 1** Traditional batch coal unloading: 1-Coal capture, 2-Transport to haven, 3-Coal discharge, 4-Back to ship.

In traditional batch coal unloading very much time and energy is wasted turning the entire crane forth and back (Figure 1).



**Figure. 2** Continuous coal unloader: Dig head + Conveyor belt system: 1- Capture, 2- Transport, 3- discharge.

In this situation only a task definition is given to the automation system, e.g. “unload the coal ship”. The trajectory that performs must be obtained using a-priori knowledge in conjunction with sensor data. This case will be investigated for a sensor guided redundant coal unloader in this paper.

## 3. The Continuous Coal Unloader

To optimize the unloading process the continuously working conveyor belt crane schematically shown in Figure 2, was developed [MAN (1991)]. Here only a dig head and a double conveyor belt faced arm (needed for the vertical coal transport) are moved over the coal surface to capture coal into the conveyor belt system.

Equipping the dig head with sensors, (e.g. supersonic distance sensors, which can work in dusty environments) as shown in Figure

3, one obtains the information needed for a stand alone autonomous unloading system. During the unloading process the sensors capture the actual coal surface, and this information is then used by the trajectory generator system to calculate the TCP trajectory for the next planning horizon.

The ship can be unloaded removing layer after layer by traversing the dig head forth and back while moving the entire crane along the ship on a rail system [MAN (1991)]. The automation system should control the unloading crane such that properly chosen coal slices are carried out in each traverse. Obviously, the ship will be empty after a sufficient number of coal layers have been removed.

#### 4. Feasible Trajectory Subspace

The trajectory generation for redundant manipulators can be formulated as a optimization problem. The best trajectory for the Tool Center Point, TCP, and for the other degrees of freedom will be determined using optimization criteria and existing boundary conditions.

When considering the coal unloading process, the first optimization criterion coming in mind would probably be a minimization of the unloading time. But looking closer to the problem, another criterion seems to be more advantageous. Since the conveyor only carries a nominal load, it would be a waste of resources to move the TCP faster or deeper than required for this nominal load. Indeed, when this nominal load can be provided in a suitable subspace of the realizable trajectory space, then for all these trajectories the unloading time will be a constant, namely

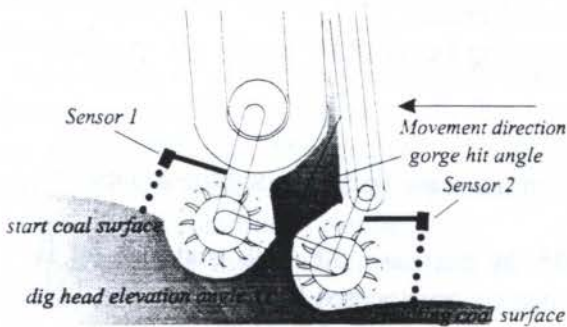
$$T_{unload} = \frac{V_{Shipload} [m^3]}{Q_{Nom} [m^3/s]}, \quad (1)$$

where  $V_{Shipload}$  is the total coal volume contained in the ship, and  $Q_{Nom}$  is the nominal load rate of the conveyor belt.

So we conclude that the optimization of the unloading trajectory should consider other objectives than simply reducing the unloading time.

#### 5. Optimization of the Unloading Trajectory

Two approaches that can be used to obtain optimal trajectories to empty the ship in the feasible subspace will be considered in this paper. One approach is fixing the remaining degree of freedom of the redundant manipulator by establishing the dig head elevation angle for each traverse position by a fuzzy inference system. This leads to a unique unloading sequence of configurations, and will be considered next.



**Fig. 3** Disposition of supersonic sensors at the dig head. In this figure sensor 1 foresees the coal surface, sensor 2 captures the resulting coal surface.



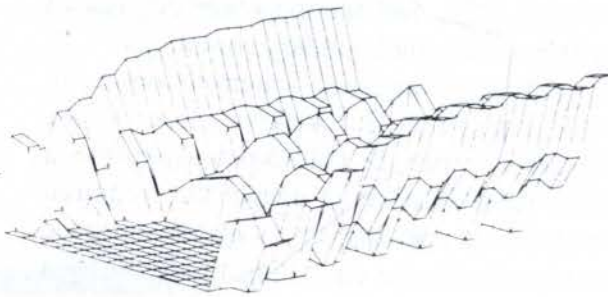
## 5.1 Fuzzy Logic Path Generation

If a fixed dig angle is used in a traverse inefficient conveyor belt feeding arises, due to inherent mechanical restrictions of the redundant unloading crane.

The dig angle can be obtained considering the following Fuzzy *Rule Basis*: (of partially conflicting objectives, compare with Fig. 3):

1. Good conveyor belt feeding is obtained at  $\alpha=25^\circ$ . In this case both the paddle-wheels are in a proper position,
  2. Good conveyor belt feeding is obtained at  $\varphi=0^\circ$ . In this case the bulk material jet is parallel to the gorge and the coal (theoretically) can be transported by the conveyor belt without losses,
  3. Due to mechanical restrictions the dig angle near the ship wall should be  $15^\circ$ .
- At the end of a traverse the dig angle should be about 0 degree in order to prepare the backward traverse.

As a result of this Fuzzy trajectory generator we find unloaded bulk material (rest coal hills) near the walls of the ship (Figure 4). The reason is the local aspect of the Fuzzy strategy - not considering the complementary nature of the forward and backward movement ("from haven" - "to haven") of the crane.



**Figure 4.** Resulting end coal surface without complementary traverses. Dig angle obtained using by Fuzzy-Logic.

This result will be now compared with a numerical method, the dynamic programming approach.

## 5.2 Dynamic programming trajectory generation

A uniquely defined unloading trajectory also results, when fixing the start and goal surfaces, so that no rest hills remain. From Fuzzy approaches it is known that the effect of mechanical restrictions is

reduced by using complementary traverses. Complementary layers are then interpolated between start coal surface and ship floor. This approach fixes the degree of freedom by finding optimal intermediate surface with the aid of the dynamic programming technique, starting from predefined start and target surfaces. Thus in each traverse, the position of the dig head and its elevation angle  $\alpha$  must conform with the pre-computed dig height.

Bellman proposed an optimization procedure known as "dynamic programming" [Bellman-Kalaba (1965)], which is well suited for discretisable optimization problems with boundary conditions. The idea is here to systematically inspect all possible trajectories (in a discretized space) connecting start and target TCP. The best trajectory is determined in a local search using a multistage decision process. The systematization of the search is based on following principle (Bellman optimality principle):

*The complete strategy will only be optimal, when each rest strategy is optimal, independently from which intermediate state it will be considered.*



The application of this optimality principle leads to a backward search of the solution, from the target to the start point. In this manner all trajectories that should be considered can be evaluated. For arbitrary points during the search process it can be decided with local optimization criteria which trajectories will be further examined and which ones can be eliminated.

As a result of preliminary studies [Bauchspiess (1995)], we will consider the unloading with two complementary traverses. In this paper the optimization will be used to obtain the shape of the efficient intermediate surface of a complementary layer unloading. Start and resulting surface are given and the optimization objective is to find the intermediate surface so that a given cost function is minimized

To obtain the intermediate surface the area between start and resulting surface will be quantized in a grid with  $N_i$  points between start and target TCP. The reversion process will be considered by a proper choice of the start and target configuration of the redundant manipulator, i.e., the elevation angle of the dig head must be zero at these points.

In the vertical direction a quantization with  $N_j$  points between start and target surface will be used. The main advantage of the dynamic programming approach is now evident: the boundary conditions, complicating most analytical methods, here bring a significant reduction of the search space.

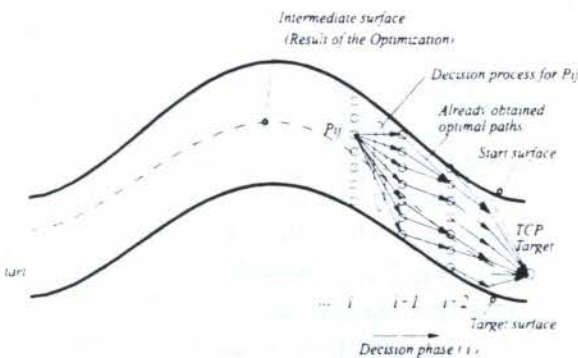
A determined shape of the intermediate surface, characterized by the path from  $P_{ij}$  to  $P_{i+1,k}$  has an associated cost, i.e., the coal removal cost in this particular point (forward and backward traverse) can be evaluated analytically. For the optimal shape of the intermediate surface from  $P_{ij}$  to the target, the sum of the individual costs will be a minimum. This minimum value is defined as the value of the criterion for that point. To find the optimal trajectory with Bellmans principle we must store successive values that will be used in the decision process (the so called multistage decision). The path can be locally stored as a direction vector: each point stores only the path information needed to find the next optimal point,

as illustrated in Figure 5.

Each point in the quantized space will also be associated with a criterion value and a direction vector. These can be interpreted in the following way: Once one reaches point  $P_{ij}$ , there will be only one optimal way to the target (given by the stored direction vectors), and it will be traveled with the cost value associated with  $P_{ij}$ . So the quantized search space leads to a path-network; each registered path is a optimal path.

Using Bellmans principle the systematic generation of the path network can be formulated:

*For all paths, that in phase  $i$  can lead from point  $P_{ij}$  to a point in phase  $i+1$ , i.e. to points  $P_{i+1,k}$ ,  $k=1, N_j$ , we will evaluate the local path costs. The minimal sum of the path costs from  $P_{ij}$  to  $P_{i+1,k^*}$ , and the criteria value of  $P_{i+1,k^*}$ , characterize the optimal trajectory from  $P_{ij}$  to the target TCP point, and will be stored as the criteria value of  $P_{ij}$ . The value  $k^*$  will be stored as the trajectory direction from  $P_{ij}$  to phase  $i+1$ .*



**Figure. 5** Use of the dynamic programming for the optimization of the complementary layer unloading.



So we need only to establish the cost function to obtain the optimal trajectory.

In many optimization problems weighted sums of conflicting objectives are used. In this work the following objectives were used:

- A good hit in the gorge; i.e. a configuration will be chosen that gives the smallest  $\gamma$ .
- A short intermediate surface length, to reduce energy consumption.
- Equality in the volumes carried by the forward and backward traverses.

In our approach variations in the layer height must be compensated by traverse velocity adjustments.

Mathematically the evaluation of a path that connects points  $P_{i,j}=(x,y)$  and  $P_{i+1,k}=(x_{zw},y_{zw})$  can be given by:

Cost for  $P_{ij} \Rightarrow P_{i+1,k}$ :

$$V_{zw} = r_1\gamma_V^2 + r_2\gamma_R^2 + r_3\gamma_{1a}^2 + r_4\gamma_{Ra}^2 + r_5H_{zw}^2 + r_6H_{zwa}^2 + r_7((x_{zw} - x_{zwa})^2 + (y_{zw} - y_{zwa})^2) \quad (2)$$

The indices  $V$  and  $R$  stand for forward and back traverse, so that  $\gamma_V$  and  $\gamma_R$  describe the hit angle for the forward and the back traverse in the position  $(x_{zw},y_{zw})$ .

There the dig angle was established in a heuristically given rule basis. Here we used an analytical method, but we must point out that the choice of the weighting factors is also a more or less heuristically procedure. So by no means one can categorically say that in all cases the dynamic programming with its greater computational efforts will give the better trajectory planning. It is the best for the given cost function, but who can give us the ultimate cost function?

The proposed technique can be expanded to consider a global axial optimization, as shown in [Bauchspiess (1995)].

### 6. Experimental Results

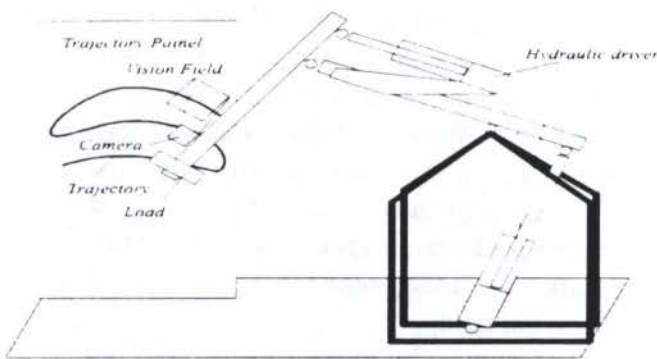


Fig. 6 Hydraulic manipulator guided by a CCD-camera.

Digital processing equipment permits actually the control of complex tasks e.g. hydraulic driven manipulators in such a precision as demanded by the manufacturing industry. These, which for long time were considered as "very difficult" to be controlled because of their extremely non-linear characteristics, have newly attracted research

interest.

To verify the theoretical results we used a hydraulic manipulator guided by a CCD-video camera

[Bauchspiess (1995)] as shown schematically in Figure 6.

To implement a non-linear decoupling controller a DSP32C digital signal processor in a PC-486 host was used. The image interpretation and a predictive servocontrol was carried out by another PC-486 with a DSP16A and a DSP32C.

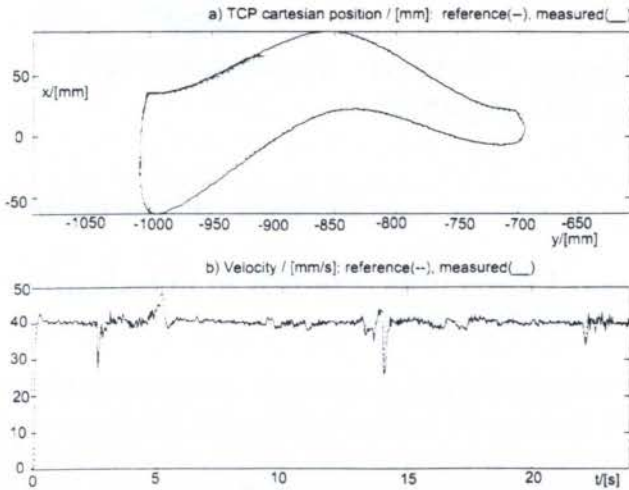


Figure 7. Joint angle and error.

the trajectory obtained by dynamic programming resembles that obtained by the fuzzy logic approach.

Considering the heuristically manner of establishing weight factors in the dynamic programming it can not be said that the result will be necessarily better than that obtained by fuzzy evaluation of rules obtained from the expertise of a crane operator.

The implementation of a predictive servocontroller on a CCD-guided hydraulic robot demonstrates that the obtained trajectories are feasible. The dynamic tracking error, a crucial factor to guarantee quality in automated robot guiding, is very small. The residual error observed in the measures are mainly due the friction in the hydraulic cylinders. This is a matter of technological restriction of this kind of drives and demands constructive issues to reduce their influence.

*CNPq sponsored This work. The authors wish to thank Universität Erlangen-Nürnberg and Prof. Dr.-Ing. W. Bär under whose orientation this research was carried out.*

## 8. References

- Bauchspiess, A.: Prädiktive sensorgesteuerte Bahnführung von Handhabungssystemen. Dissertation, *Universität Erlangen-Nürnberg*, 1995, in german
- Bellman, R. E.; Kalaba, R.: Dynamic Programming and Modern Control Theory. *Academic Press*, London, 1965.
- Choi, C.; Lee, J.-J.: Dynamical path-planning algorithm of a mobile robot: local minima problem and nonstationary environments, *Mechatronics*, 1996.
- Höfer, A.: Steuerung der Konfiguration eines redundanten Manipulators, *Dissertation Universität Karlsruhe*, Fortschritte der Robotik 17, Vieweg-Verlag, Braunschweig, 1992, in german

The unloading trajectory tracking (of the optimized trajectory obtained before) is shown below. The corresponding joint angles and error values are shown in Figure 7.

A good tracking performance is observed, only in points of greater trajectory discontinuity a error greater than 2 mm is registered.

## 7. Conclusion

Main aspects of the automatic path generation for a redundant coal unloader were examined in this paper. Two techniques were used to optimize the sensor guided unloading process. It was shown that



MAN - Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg AG: *Interne Unterlagen des stetigen Schüttgutentladers*. Nürnberg, 1991, in german

Wurmthaler, Ch.: *Prozeßmodelle als Grundlagen moderner Regelungskonzepte*. *Habilitationsschrift*. Universität Erlangen-Nürnberg, 1994, in german



PAPER CODE: COB195

## Simulation of Robot Calibration Procedures Using Model Optimization Under Off-line Programming

JOSÉ MAURÍCIO S.T. MOTTA\* & R.S.MCMMASTER\*\*

*\*Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Tecnologia - FT/UnB.*

*70.910-900 Brasilia, Brazil - E-mail: jmmotta@jazz.graco.unb.br*

*\*\*School of Industrial and Manufacturing Science, Cranfield University*

*MK43 OAL, Cranfield, England - E-mail: R.Mcmaster@cranfield.ac.uk*

### Abstract

In this paper techniques are described which allow the robot calibration process to be simulated. This allows pre-test planning and optimisation to be studied resulting in an improvement in overall system performance. By introducing random errors the repeatability characteristics of both the robot under test and the measurement system are simulated. This gives the opportunity to study different numerical optimisation routines for the efficient identification of geometric parameters used to describe the kinematic model of the robot. The overall result is an improved and optimised kinematic model giving considerable improvement in the absolute accuracy of the robot.

### Keywords

Kinematic model, robot calibration, absolute accuracy, numerical optimisation, geometric parameters

## 1. INTRODUCTION

There is a significant difference between the absolute accuracy characteristics of CNC machine tools and industrial robots. However, both types of device have the capability to be programmed off-line, away from the production environment. In so doing, off-line generated robot programs result in the robot being unable to achieve its desired task without on-line program editing of position data. Repeatability, which represents a random error in position, is unaffected by the method of programming. In contrast, the systematic errors in absolute position are due almost entirely to programming the robot off-line. This is because the nominal kinematic model of the robot geometry used by the robot controller does not accurately represent the precise geometry of the physical robot arm. By calibration, an improved kinematic model of the physical robot is generated and used in conjunction with simulation and off-line programming systems. This eliminates most of the systematic errors in position and allows accurate off-line programs to be generated and task completion to be reliably achieved without on-line position editing.

Robot calibration is an integrated process of modeling, measurement, numeric identification of actual physical characteristics of a robot, and implementation of a new model. The calibration procedure firstly involves the development of a kinematic model whose parameters represent accurately the actual robot. Next, robot characteristics specifically chosen are measured with measurement instruments with known accuracy. Then a parameter identification procedure is used to compute the parameter values set which, when introduced in the robot nominal model, accurately represents the measured robot behaviour. Finally, the model in the



position control software is corrected.

Previously in the calibration of a robot, several decisions must be made regarding the calibration procedure, such as: how, where, and how many measurements must be performed, and what accuracy the measurement instruments should have.

The objective of this work is to present a general robot calibration method by which all the calibration procedure can be computer simulated, considering geometric errors in the nominal kinematic model, the finite robot repeatability, measurement system errors, and using techniques for the optimization of the calibration kinematic model. During the simulation procedure it is possible to observe the expected robot performance as a function of measurement area locations (and volumes) in the workspace, evaluation area locations, number of measurement points, and number of kinematic parameters to be identified.

## 2. PARAMETER IDENTIFICATION

The most important part of parameter identification procedures is concerned with numerical methods. Procedures in which model parameters are identified from several measured robot end-effector poses require numerical optimization methods. These methods utilize local linearization of the non-linear robot model and then an iterative solution of the non-linear least-squares problem.

### 2.1 Parameter Identification Kinematic Model

The kinematic equation of the robot manipulator is obtained by consecutive homogeneous transformations from the last frame back to the base frame. Thus

$$T_{N-1}^0 = T_{N-1}^0(p) = T_{N-1}^0 \cdot T_{N-2}^1 \dots T_1^{N-1} = \prod_{i=1}^{N-1} T^{i-1}_i, \quad (1)$$

where  $N$  is a number of joints,  $p = [p_1^T \ p_2^T \ \dots \ p_n^T]^T$  is the parameter vector for the manipulator, and  $p_i$  is the link parameter error vector for the joint  $i$ . The exact manipulator transformation  $A_{N-1}^0$  is

$$A_{N-1}^0 = \prod_{i=1}^{N-1} (T^{i-1}_i + dT_i) = \prod_{i=1}^{N-1} A^{i-1}_i, \quad (2)$$

where  $A_{N-1}^0 = T_{N-1}^0 + dT$  and  $dT = dT(q, \delta p)$ , and  $q$  is the vector of joint variables  $[\theta_1^T, \theta_2^T, \dots, \theta_n^T]^T$  and  $\delta p = [\delta p_1^T, \delta p_2^T, \dots, \delta p_n^T]^T$  is the manipulator geometric parameter error vector, including the joint errors. It must be stated here that  $dT$  is a non-linear function of the manipulator parameter error  $\delta p$ .

Consider  $m$  to be the number of measurement positions then

$$\mathbf{A} = \mathbf{A}_n^0 = \mathbf{A}(q, p) ::= (A(q_1, p), \dots, A(q_m, p))^T, \quad (4)$$

where  $\mathbf{A} : \mathcal{R}^n \times \mathcal{R}^{mN}$ ,  $n = \text{no. of parameters}$  and  $N = \text{no. of joints}$ , and

$$d\mathbf{T} = d\mathbf{T}(q, \delta p) ::= (dT(q_1, \delta p), \dots, dT(q_m, \delta p))^T, \quad (5)$$

where  $d\mathbf{T} : \mathcal{R}^n \times \mathcal{R}^{mN}$ .

The identification itself is the computation of those model parameter values  $p^* = p + \delta p$  which result in an optimal fit between the actual measured positions and those computed by the

model, i.e., the solution of the non-linear equation system.

$$\mathbf{A}(\mathbf{q}, \mathbf{p}^*) = \mathbf{M}(\mathbf{q}) = \mathbf{A}(\mathbf{q}, \mathbf{p}) + \mathbf{dT}(\mathbf{q}, \delta \mathbf{p}) \quad (6)$$

where  $\mathbf{M}(\mathbf{q}) := (\mathbf{M}(\mathbf{q}_1), \dots, \mathbf{M}(\mathbf{q}_m))^T \in \mathfrak{R}^{\phi m}$  are all measured positions and  $\phi$  is the number of measurement equations provided by each measured pose. As the measurement system is supposed to measure only position without orientation, each pose measurement can supply data for 3 measurement equations per pose. From the definition of the Jacobian matrix and ignoring second-order products (Driels, 1990):

$$\mathbf{dT}(\mathbf{q}, \delta \mathbf{p}) = \mathbf{M}(\mathbf{q}) - \mathbf{A}(\mathbf{q}, \mathbf{p}) = \mathbf{J} \cdot \delta \mathbf{p} \quad (7)$$

Equation (7) can be solved by a non-linear least square method in the form

$$\mathbf{J} \cdot \mathbf{x} = \mathbf{b} \quad (8)$$

One method to solve non-linear square problems which has proved to be very successful in practice and was then recommended for general solutions is the algorithm proposed by Levenberg-Marquardt (Dennis, 1983). Several algorithms versions of the L.M. algorithm have been proved to be successful (globally convergent). From (8) the method can be formulated as (Press, 1994 and Dennis, 1983):

$$\mathbf{x}_{j+1} := \mathbf{x}_j - [\mathbf{J}(\mathbf{x}_j)^T \cdot \mathbf{J}(\mathbf{x}_j) + \mu_j \cdot \mathbf{I}]^{-1} \cdot \mathbf{J}(\mathbf{x}_j) \cdot \mathbf{b}(\mathbf{x}_j) \quad (9)$$

where, according to Marquardt suggestion  $\mu_j = 0.001$  if  $\mathbf{x}_j$  is the initial guess,  $\mu_j = \lambda \cdot 0.001$  if  $\|\mathbf{b}(\mathbf{x}_{j+1})\| \geq \|\mathbf{b}(\mathbf{x}_j)\|$ ,  $\mu_j = 0.001/\lambda$  if  $\|\mathbf{b}(\mathbf{x}_{j+1})\| \leq \|\mathbf{b}(\mathbf{x}_j)\|$  and  $\lambda$  is a constant valid in the range of  $2.5 < \lambda < 10$ . (Press, 1994)

## 2.2 Model Optimization

The most important tool for analyzing, evaluating and optimizing the kinematic model and the parameter identification process is recognized as the singular value decomposition (SVD) (Lawson, 1974, Shroer, 1993) of the linearized least-square matrix  $\mathbf{J}$ . The SVD can be applied here using the matrices below ( $h = \phi \cdot m$ ):

$$\mathbf{J}_{h \times n} = \mathbf{U}_{h \times n} \cdot \mathbf{S}_{n \times n} \cdot \mathbf{V}_{n \times n}^T \quad (10)$$

where  $\mathbf{J}$  is a matrix whose number of rows  $h$  is greater than or equal to its number of columns  $n$ ,  $\mathbf{U}$  is a  $h \times n$  column-orthogonal matrix,  $\mathbf{S}$  is a  $n \times n$  diagonal matrix with positive or zero elements, and  $\mathbf{V}$  is the transpose of an  $n \times n$  orthogonal matrix. This composition can always be done, no matter how singular the matrix is.

In matrix problems the condition number is an important indicator of the observability of the parameters to be identified. It is also an amplification factor in the error and perturbation analysis. The Jacobian matrix condition number is defined as (Lawson, 1974)

$$k(\mathbf{J}) = \|\mathbf{J}^T \cdot \mathbf{J}\| \cdot \|(\mathbf{J}^T \cdot \mathbf{J})^{-1}\| \quad (11)$$

with respect to the given norm.

Column scaling is added to the identification optimization procedure to improve the



problem condition using scaling factors (estimated from the anticipated error of the robot), calculated from the inverse of the norm of each column of the identification Jacobian, which corresponds to an error of 1mm due to a parameter change if only that parameter had been changed.

The central idea for model optimization is the reduction of the model eliminating dependencies or near-dependencies in parameters up to the point where pose accuracy improvement is not restrained, and far enough that the condition number of the scaled Jacobian is small ( $< 100$ ) (Schroer, 1993). So, the optimization procedure is carried out using a model-based scaling which uses extreme scaling values to reduce the numerical condition  $k(J)$  to several hundreds, and near dependencies and non-identifiabilities are determined by investigating the column vector  $v_r$  belonging to the smallest singular value  $S_r$  (Schroer, 1993). From (10)

$$\|J \cdot v_i\| = S_i \quad (12)$$

This process derives an optimal model from the complete model by excluding a small number of model parameters from the identification procedure.

### 3. ROBOT CALIBRATION SIMULATION

A computer simulation of a PUMA-560 robot was conducted using the techniques for elimination of parameter redundancies and ill-conditioning matrices presented previously, achieving a better numerical solution in the parameter identification process. The mathematical model for such task was built on the commercial mathematical computer package Mathcad PLUS 6.0. The computer simulation follows steps similar to a real calibration, that means, kinematic modeling, parameter identification from selected poses representing actual measurements, and calibration evaluation.

Two types of kinematic models are used. The first is the model for the generation of simulated values of the end effector's measured poses (or error poses), analogous to experimentally measured poses, called Simulated Pose Model (SPM model). Constant parameters (geometric) and random joint variable errors are included in this model. Random deviations of joint variables can be seen as the main cause of robot deviations and can be experimentally measured and statistically calculated to determine the robot repeatability (Mooring, 1986). The second model is the model for parameter identification called Estimated Pose Model (EPM model). The precision of the error estimation by this model is related to the assumption that there are no sources of geometric errors included in the first model not included in the second, unless for those geometric parameters eliminated for a better identifiability to be achieved by the model.

#### 3.1 Specification of measuring points

Each point in the workspace can be specified by:

$$r ::= (r_1, r_2, \dots, r_m) \in \mathcal{R}^{\phi m} \quad (13)$$

where  $m$  is the number of measurement points and  $\phi = 3$ , i.e. each vector  $r_i$  is a 3-dimension vector specifying only position components of the end-effector. Eq.(13) is identical to the left term of (6) but represents virtual measurement points instead of experimental ones (i.e., represents nominal points or points that are expected to be reached by the robot end-effector).

As a rule of thumb, in order to suppress the influence of measurement noise, the number of



measurement equations should be roughly two or three times larger than the number of parameters to be estimated (Zhuang, 1992). Considering the maximum number of geometric parameters in a PUMA-560 as 30 (Driels, 1993), in this work  $m = 32$  will be considered the standard value for the simulation.

The regions for measurement and evaluation within the robot workspace were defined in a shape of rectangular parallelepipeds with points distributed in layers on their surfaces. Three main regions for measurement and evaluation were located on the left, front and right of the robot,

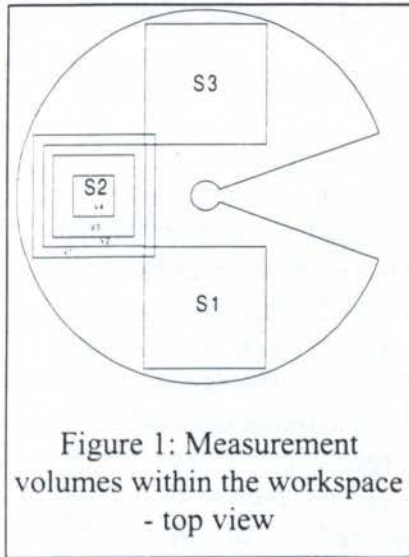


Figure 1: Measurement volumes within the workspace - top view

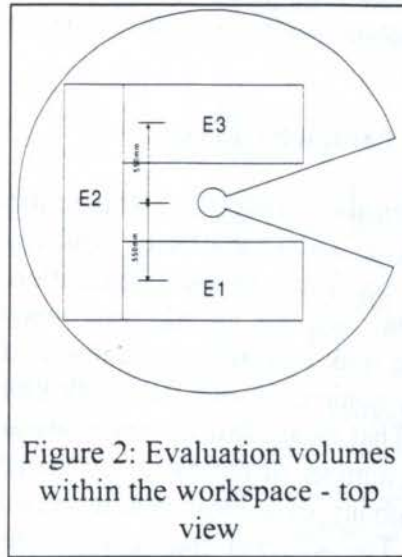


Figure 2: Evaluation volumes within the workspace - top view

having their reference axes parallel to the symmetry axis of the workspace and perpendicular to the ground. Within the front region it was still defined three other smaller measurement volumes.

The measurement volumes can be seen in Figs. 1 and 3, with S1, S2V1 and S3 with equal volumes, and S2V2, S2V3 and S2V4 with different volumes.

The evaluation regions are shown in Fig. 2, defined as E1, E2, and E3, with equal volumes and larger than the measurement volumes (twice higher).

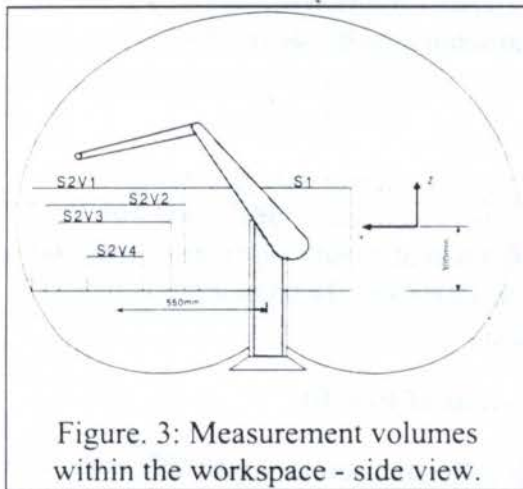


Figure 3: Measurement volumes within the workspace - side view.

The constant geometric errors were assumed according to published values in the literature (Whitney, 1986a-b), considered as the common deviations found in this class of robots. The random errors for the joints were chosen with standard deviations of 0.007deg for joints 1-3 and 0.002deg for joints 4-6 (Zak, 1993). These values were found to simulate the robot repeatability in the same levels as those published by the manufacturer (0.1mm). The average end-effector initial error with the assumed errors was about 15.1 mm.

### 3.2 Errors Due to the Measurement System

The error portion related to the measurement system can be represented as (Zak, 1993):

$$A_M = A_R + A_R \cdot \Delta D \quad (14)$$

where  $\Delta D$  is the differential motion transform matrix. The components of position and orientation errors which form  $\Delta D$  are generated for each measurement point from a zero-mean normal probability distribution. The standard deviation of the errors in each direction can be related to the repeatability of the end-effector using the equation (Preising, 1995):



$$R = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2} \quad (15)$$

where  $R$  represents the position repeatability, and  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$ , are the standard deviations for each element of the pose vectors. The differential motion transform matrix  $\Delta D$  is a homogeneous matrix with 3 translation components of position errors  $\Delta x$ ,  $\Delta y$ ,  $\Delta z$ , with normal probability distribution with zero-mean and standard deviation,  $\sigma$  ( $\sigma_x = \sigma_y = \sigma_z$ ), and all the other components equal to zero. The virtual measurement device was supposed to be located on the bottom side of the measurement spaces, with the same x-y coordinates as the geometric centre of the area.

### 3.3 Estimation of the Kinematic Parameter Errors

Parameter identification is undertaken using (9). The identification model is composed with geometric parameters of link lengths and joint offsets, which are assumed to be zero-valued initially. The EPM model is built according to the optimization tools presented previously in (10-12). As the measurement data does not include tool center point (TCP) orientations (3 parameters can be eliminated), the rank of matrix  $J$  is calculated to be 27, using any standard measurement data set (32 points, volume 1), but the application of (11) to the scaled model shows a large condition number. That means low observability and an ill-conditioning solution, which might mean either a larger number of iterations for the convergence by the Levenberg-Marquardt algorithm or the possibility of a local minimum to be reached even with a good convergence, or both of them. The solution thus can be degenerated to an applicability restricted to the space of data collection. The application of (12) denotes redundancy on 2 parameters, which after elimination reduce the condition number to 55. Thus the optimized identification model for the PUMA-560 with only geometric parameters and position data has 25 parameters. This identification model is considered optimized for any end-effector position measurements if only geometric parameters of a PUMA-560 robot is to be identified.

### 3.4 Calibration Evaluation

The calibration evaluation is performed by calculating the end-effector position accuracy in each of the evaluation regions E1, E2, E3 (32 points). The kinematic model used for the evaluation is the same as the model for the simulation of the actual robot, but with geometric parameter values changed to those obtained in the identification step. The random simulated joint encoder errors are included to simulate a real evaluation.

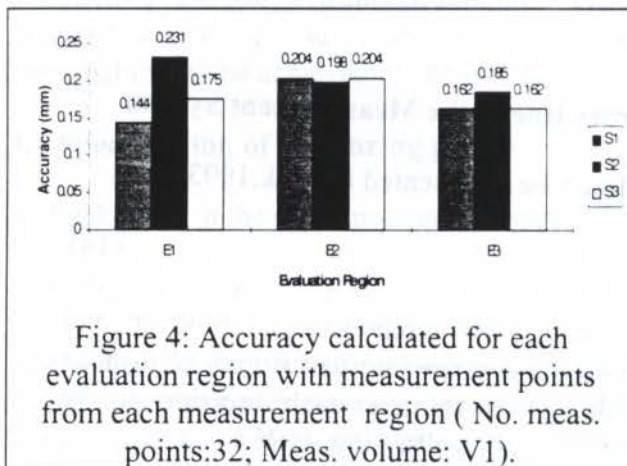


Figure 4: Accuracy calculated for each evaluation region with measurement points from each measurement region (No. meas. points:32; Meas. volume: V1).

### 3.5 Analysis of Results

For the different factors which influence a calibration process (end-effector accuracy) to be analyzed according to their sensitivity in the whole procedure, the following variables were selected separately: a) measurement regions S1, S2, S3; b) measurement volumes: V1, V2, V3 and V4. The influence of the volumes were analyzed only in the S2 measurement space. The volume for S1 and S3 was adopted as V1; c) evaluation region: E1, E2, E3; d) number of measurement points: the



number of measurement points adopted as a standard was 32 points. For the S2 measurement region with volume V3, different numbers of measurement points were used. The number of measurements taken were as follows: 10, 16, 24, 32, 40, 48 and 56 points. The points were distributed along the height of the parallelepiped, on its surface, in 4 equidistant layers, distributed as uniformly as possible.

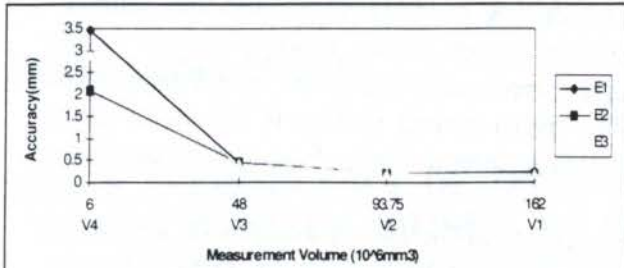


Figure 5: End effector accuracy versus measurement volume (No. repeats:01; Meas. region: S2)

accuracy in each evaluation region as a function of the measurement volume in the front region of the workspace. It is evident that a relatively small measurement volume can induce parameter dependencies hindering an effective calibration.

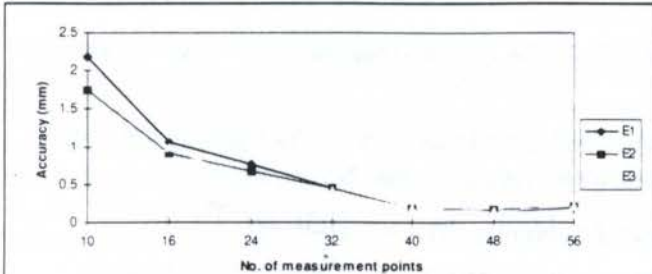


Figure 6: End effector accuracy versus number of measurement points (No meas. points: 32; Meas. region: S2V3)

insignificant variation in accuracy above 40 measurement points.

Finally, to evince the improvement in parameter identification due to model optimization

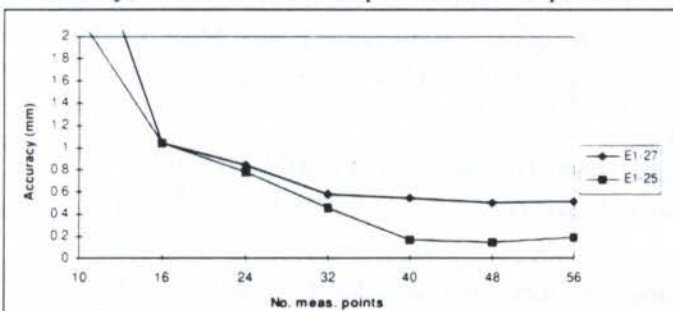


Figure 7: End effector accuracy versus number of measurement points using the optimized (25 par.) and the non-optimized (27 par.) models evaluated within E1 (No. meas. points: 32; Meas. region: S2V3)

Fig. 4 shows the end-effector accuracy calculated as the average of the offset absolute values between the simulated end-effector position and the expected position (nominal), using the three measurement regions, S1, S2, S3, evaluated in each of the evaluation regions, E1, E2, E3. As it was expected the robot achieved a better accuracy on the evaluation region closer to the correspondent measurement region. Fig. 5 shows the variation of the end-effector accuracy in each evaluation region as a function of the measurement volume in the front region of the workspace. It is evident that a relatively small measurement volume can induce parameter dependencies hindering an effective calibration.

Volume 3 was then adopted as a standard for the measurement volume. This was due to the residual margin for accuracy improvement showed in Fig. 5 for this volume, as a function of other variables other than the measurement volume.

Fig. 6 depicts the variation in accuracy as a function of the number of measurement points. It can be observed that there is an

insignificant variation in accuracy above 40 measurement points. Finally, to evince the improvement in parameter identification due to model optimization procedures the end-effector accuracy was compared to the accuracy predicted by a non-optimized model, that means, by a model with 27 parameters instead of 25. The graphic of Fig. 7 shows the comparison between the accuracy predicted by the both models within the evaluation region E1. A comparison within the evaluation regions E2, E3 showed about the same behaviour.

#### 4. CONCLUSIONS

Aiming at the feasibility and reliability



of an optimum robot calibration design a systematic methodology was presented based on mathematical models for parameter identification and on techniques for computer simulation of the actual calibration stages. An improvement on the robot end-effector accuracy is evident when an optimized kinematic model is used, eliminating numerical deficiencies for a better solution to be achieved in the linearized model.

The actual robot simulation is performed by introducing random errors into the nominal kinematic model to represent the actual joint encoder offsets. Joint random errors in the mathematical model are chosen to be a proper statistical representation of the actual robot joint errors and related to the measured repeatability. The measurement system is simulated using random errors similar to those obtained from specific experimentation or from the repeatability reported by the manufacturer.

The proposed methodology allows the establishment of better measurement areas (or volumes) and the optimization of measurement procedures, with evident advantages on the calibration results.

## 5. REFERENCES

- DRIELS, MORRIS R. & PATHRE, UDAY S. Significance of Observation Strategy on the Design of Robot Calibration Experiments. *Journal of Robotic Systems*, vol. 7, no. 2, pp. 197-223, 1990.
- DENNIS, J. B. & SCHNABEL, R.B. *Numerical Methods for Unconstrained Optimization and Nonlinear Equations*, Prentice-Hall, NJ, 1983.
- PRESS, W.H. , TEUKOLSKY, S.A., FLANNERY, B.P. AND VETTERLING, W.T. *Numerical Recipes in Pascal-The Art of Scientific Computer*, Cambridge University Press, NY, 1994.
- LAWSON AND HANSON, R.J.. *Solving Least Squares Problems*, Prentice-Hall, NJ, 1974.
- SCHROER, K. Theory of kinematic modeling and numerical procedures for robot calibration. in *Robot Calibration*, Chapman & Hall, London, 1993.
- MOORING, B.W. & PACK, T.J. Determination and Specification of Robot Repeatability. in *Proceedings of the 1986 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pp. 1017-1023, 1986.
- ZHUANG, H. A Complete and Parametrically Continuous Kinematic Model for Robot Manipulators. *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, vol. 8, no. 4, pp.451-63, 1992.
- DRIELS, M. R., Swayze, Lt W. and Potter, Lt S. Full-Pose Calibration of a Robot Manipulator Using a Coordinate-Measuring Machine. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 8, pp.34-41, 1993.
- WHITNEY, D. E., LOZINSKI, C.A. & ROURKE, J.M.. Industrial Robot Forward Calibration Method and Results. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* , vol.108, pp. 1-8, 1986.
- WHITNEY, DANIEL E. & SHAMMA, JEFF S. Comments on An Exact Kinematic Model of the PUMA 600 Manipulator. *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics*, vol. SMC-16, no. 1, pp. 182-4, 1986
- ZAK, G., FENTON, R.G. & BENHABIB, B. A Simulation Technique for the Improvement of Robot Calibration. *Transactions of the ASME*, vol. 115, pp. 674-9, 1993.
- PREISING, B., HSIA, T.C.. Robot Performance Measurement and Calibration Using a 3D Computer Vision System. *Robotica* 13, pp. 327-37, 1995.



PAPER CODE: COB220

**SOBRE O PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO DE TRAJETÓRIAS DE  
ROBÔS MANIPULADORES NA PRESENÇA DE OBSTÁCULOS /**  
*ABOUT THE PROBLEM OPTIMIZATION OF TRAJECTORY PLANNING OF  
ROBOT MANIPULATORS IN THE PRESENCE OF THE OBSTACLES*

SEZIMÁRIA F. PEREIRA SARAMAGO\* & VALDER STEFFEN JÚNIOR\*\*

\*Departamento de Matemática, \*\*Departamento de Engenharia Mecânica

Universidade Federal de Uberlândia - Brasil - CEP 38400-089 - E-mail: vsteffen@ufu.br

**Abstract**

This paper presents two different strategies for the problem of off-line optimal trajectory planning of robot manipulators in the presence of fixed obstacles. The first strategy is related to the situation where the task imposes the trajectory to contain a given number of points. The second strategy corresponds to the case where only the initial and final points are given. The optimal traveling time and the minimum mechanical energy of the actuators are considered together to build a multiobjective function. The obstacle avoidance is expressed in terms of the distances between potentially colliding parts. A simple numerical example involving a Cartesian manipulator arm with two-degree-of-freedom is described for the two strategies.

**Keywords:** Robot manipulator, Trajectory planning, Obstacle avoidance /  
Robôs Manipuladores, Planejamento de Trajetórias, Presença de obstáculos

**1. INTRODUÇÃO**

Existem várias situações práticas em que a trajetória de robôs manipuladores tem que ser previamente planejada. Pode-se citar como exemplos as operações de soldagem, de montagem e de pintura realizadas por sistemas robotizados. Em muitos casos, observa-se que o volume de trabalho destes sistemas comporta obstáculos que precisam ser evitados.

A bibliografia apresenta vários trabalhos onde se procura minimizar o tempo de percurso da trajetória ou a energia consumida pelos atuadores para percorrer a trajetória previamente definida. Esta pesquisa busca combinar tanto o tempo de percurso como a energia mecânica envolvida, de forma a escrever uma função multi-objetivo que deve ser minimizada, respeitadas restrições que envolvem a geometria, a cinemática e a dinâmica do sistema, além das exigências para se evitar os obstáculos existentes. A função multi-objetivo é escrita usando o método da ponderação dos objetivos. As restrições envolvendo os obstáculos são equacionadas através de funções distância entre os conjuntos de pontos no espaço que representam os corpos passíveis de colisão. Considera-se neste trabalho que os obstáculos são fixos no espaço.

O problema não-linear de otimização é resolvido por técnicas de otimização sequenciais. Cabe salientar que, até mesmo pequenas reduções obtidas pela otimização, tornam-se importantes ao se considerar o elevado número de operações envolvidas nos processos



repetitivos. A otimização de trajetórias para sistemas robotizados pode ser dividido em duas grandes categorias: 1) obtenção da trajetória restrita, dados os pontos inicial e final; 2) obtenção da trajetória restrita utilizando vários pontos pré-definidos. A utilização de uma ou outra estratégia depende do objetivo da aplicação. Em ambos os casos, utiliza-se como função interpoladora B-splines cúbicas, que permitem o controle do grau da continuidade das juntas, levando a uma transição suave. Além disso, elas se situam dentro de uma casca convexa, facilitando o refinamento das trajetórias e o teste para evitar colisões com obstáculos. São apresentadas soluções numéricas para um manipulador cartesiano de 2 graus de liberdade (g.d.l.), utilizando as duas estratégias acima mencionadas.

## 2. Modelagem da Trajetória passando por Vários Pontos Pré-definidos - Estratégia 1

Seja o modelo do robô baseado nos parâmetros de Denavit-Hartenberg. A posição e orientação do efetuador podem ser representadas pela seguinte matriz:

$$H(t) = \begin{bmatrix} v_n(t) & v_s(t) & v_a(t) & p \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

onde,  $p$  é o vetor posição do efetuador;  $v_n$ ,  $v_s$  e  $v_a$  são os vetores normal, de orientação e de aproximação, respectivamente.

Para um manipulador com  $n$  g.d.l., são dados  $m$  nós  $\{H_1, H_2, \dots, H_m\}$ . Para se ajustar trajetórias em coordenadas de junta, estes nós são inicialmente transformados em vetores escritos em coordenadas de junta  $[q_{11}, q_{21}, \dots, q_{n1}]$ ,  $[q_{12}, q_{22}, \dots, q_{n2}]$ ,  $\dots$ ,  $[q_{1m}, q_{2m}, \dots, q_{nm}]$ , utilizando as equações de transformações cinemáticas. Nestes vetores,  $\dot{q}_{ji}$  é o deslocamento da  $j$ -ésima junta no  $i$ -ésimo nó. As trajetórias serão construídas para cada junta, de forma a ajustar a sequência  $q_{j1}, q_{j2}, \dots, q_{jm}$ . O procedimento é similar para todas as juntas, assim o índice de junta  $j$  será desprezado. Seja  $t_1 < t_2 < \dots < t_{m-1} < t_m$  uma sequência ordenada de tempo e  $h_i = t_{i+1} - t_i$  é definido como o intervalo de tempo, sendo que  $T = \sum h_i$  é o tempo total de percurso. Sejam  $v_1$  e  $v_m$ ,  $a_1$  e  $a_m$ , velocidades e acelerações escritas em coordenadas de junta, para o tempo inicial  $t_1$  e para o tempo final  $t_m$ . O problema de ajuste da trajetória consiste em obter splines cúbicas  $Q_i(t)$ ,  $i=1, \dots, m-1$ , tais que sejam obedecidas as condições de continuidade no deslocamento, velocidade e aceleração, para todo o intervalo de tempo  $[t_i, t_{i+1}]$ . Assumindo-se que o deslocamento  $Q_i(t)$  é uma função cúbica, a segunda derivada no tempo  $W_i(t)$  será uma função linear, dada por:

$$W_i(t) = \frac{t_{i+1} - t}{h_i} W_i(t_i) + \frac{t - t_i}{h_i} W_i(t_{i+1}), \quad i=1, 2, \dots, m-1 \quad (2)$$

Integrando a equação (2) para os pontos dados  $Q_i(t_i) = q_i$  and  $Q_i(t_{i+1}) = q_{i+1}$ , obtém-se:

$$V_i(t) = \frac{-W_i}{2h_i} (t_{i+1} - t)^2 + \frac{W_i}{2h_i} (t - t_i)^2 + \left( \frac{q_{i+1}}{h_i} - \frac{h_i W_i}{6} \right) - \left( \frac{q_i}{h_i} - \frac{h_i W_i}{6} \right) \quad (3)$$

$$Q_i(t) = \frac{W_i(t_i)}{6h_i} (t_{i+1} - t)^3 + \frac{W_i(t_{i+1})}{6h_i} (t - t_i)^3 + \left( \frac{q_{i+1}}{h_i} - \frac{h_i W_i(t_{i+1})}{6} \right) (t - t_i) + \left( \frac{q_i}{h_i} - \frac{h_i W_i(t_i)}{6} \right) (t_{i+1} - t) \quad (4)$$





Observa-se que a matriz  $A$  é do tipo banda e que a obtenção das matrizes  $A$  e  $B$  depende apenas dos intervalos de tempo  $h_i$  e dos pontos pré-definidos para os deslocamentos  $q_i$ . A unicidade da solução do sistema de equações (8) é garantida, uma vez que a matriz  $A$  é não-singular. O programa de otimização que procura uma solução de trajetória ótima terá, neste caso, como variáveis de projeto os intervalos de tempo  $h_i$ .

### 3. Modelagem da Trajetória dados os pontos inicial e final - Estratégia 2

Considere uma B-spline cúbica uniforme, dada por uma função spline  $f$  de grau 3, com as seguintes propriedades:

- 1) Os nós são igualmente espaçados, isto é,  $\delta = t_{j+1} - t_j = \text{constante}$ ;
- 2) Em cada intervalo  $[t_j, t_{j+1}]$  a função  $f$  é igual a um polinômio cúbico dado por:

$$f(t) = f_j(t) = C_{j-3}B_{j-3}(t) + C_{j-2}B_{j-2}(t) + C_{j-1}B_{j-1}(t) + C_{j-0}B_{j-0}(t) \quad (11)$$

onde,  $C_{j-3}$ ,  $C_{j-2}$ ,  $C_{j-1}$  e  $C_{j-0}$  são coeficientes reais.

As funções  $B_{j-3}(t)$ ,  $B_{j-2}(t)$ ,  $B_{j-1}(t)$  e  $B_{j-0}(t)$  são chamadas funções base. Dado um intervalo  $[t_j, t_{j+1}]$ , as funções base  $B_i(t)$  são não-nulas apenas neste intervalo e compostas por quatro segmentos:

$$b_{-0}(t, t_j) = \mu_j^3(t)/6, \quad t \in I_j = [t_j, t_j + \delta], \quad \mu_j(t) = \frac{(t-t_j)}{\delta} \quad (12)$$

$$b_{-1}(t, t_{j-1}) = [1 + 3\mu_{j-1}(t) + 3\mu_{j-1}^2(t) - 3\mu_{j-1}^3(t)]/6, \quad t \in I_{j-1} = [t_{j-1}, t_{j-1} + \delta], \quad \mu_{j-1}(t) = \frac{(t-t_{j-1})}{\delta} \quad (13)$$

$$b_{-2}(t, t_{j-2}) = [4 - 6\mu_{j-2}^2(t) + 3\mu_{j-2}^3(t)]/6, \quad t \in I_{j-2} = [t_{j-2}, t_{j-2} + \delta] \text{ e } \mu_{j-2}(t) = \frac{(t-t_{j-2})}{\delta} \quad (14)$$

$$b_{-3}(t, t_{j-3}) = [1 - 3\mu_{j-3}(t) + 3\mu_{j-3}^2(t) - \mu_{j-3}^3(t)]/6, \quad t \in I_{j-3} = [t_{j-3}, t_{j-3} + \delta], \quad \mu_{j-3}(t) = \frac{(t-t_{j-3})}{\delta} \quad (15)$$

Substituindo-se cada uma das bases da eq.(11) pelo segmento base particular pertencente ao intervalo  $I_j = [t_j, t_{j+1}]$ , então a equação (11) pode ser escrita como:

$$f_j(t) = C_{j-3}b_{-3}(t) + C_{j-2}b_{-2}(t) + C_{j-1}b_{-1}(t) + C_{j-0}b_{-0}(t) \quad (16)$$

Para o tempo total  $T$ , a trajetória  $Q_i(t)$  será aproximada por B-splines cúbicas uniformes com nós  $0 = t_1 < t_2 < \dots < t_{m-1} < t_m = T$ , isto é:

$$Q_i(t) = \sum_{j=0}^{m-1} Q_j^i(t), \quad i=1, \dots, n \quad (17)$$

onde,

$$Q_j^i(t) = C_{j-3}^i b_{-3}(t) + C_{j-2}^i b_{-2}(t) + C_{j-1}^i b_{-1}(t) + C_{j-0}^i b_{-0}(t) \quad (18)$$

Neste caso,  $C_j^i$  são os coeficientes da B-spline que aproximam  $Q_i(t)$  no intervalo  $I_j$ . Assim,  $Q_j^i(t)$  é um polinômio cúbico em  $t$ , e suas derivadas em relação a  $t$  são bem definidas:

$$\frac{d^k Q_j^i(t)}{dt^k} = C_{j-3}^i b_{-3}^{(k)}(t) + C_{j-2}^i b_{-2}^{(k)}(t) + C_{j-1}^i b_{-1}^{(k)}(t) + C_{j-0}^i b_{-0}^{(k)}(t) \quad (19)$$

onde,

$$b_{-j}^{(k)} = \frac{d^k (b_{-j})}{dt^k} \quad (20)$$

a eq. (20) é obtida diferenciando as equações (12) a (15) em relação ao tempo  $k$  vezes.

Para problemas onde o tempo total de percurso é livre, introduz-se uma nova variável de tempo definida como  $\tau = t/T$ , o qual varre o intervalo  $[0, T]$  sobre o intervalo  $[0, 1]$ . Neste caso, a trajetória  $Q_i(\tau)$ , obtida com os nós  $0 = \tau_1 < \tau_2 < \dots < \tau_{m-1} < \tau_m = 1$ , é dada por:

$$Q_i(\tau) = \sum_{j=0}^{m-1} Q_j^i(\tau), \quad i=1, \dots, n \quad (21)$$

onde,  $Q_j^i(\tau)$  é calculada pela eq. (18). As funções segmentos base são dadas pelas equações (12) a (15), substituindo-se  $t$  por  $\tau$  e considerando:

$$\mu_i(\tau) = \frac{(\tau - \tau_j)}{\Delta}, \quad \text{onde } \Delta = 1/(m-1) \text{ e } I_j = [\tau_j, \tau_j + \Delta] \quad (22)$$

Deve-se também observar que o tempo total aparecerá explicitamente no problema, pois quando as derivadas são obtidas, tem-se que:

$$\frac{dQ_i(\tau)}{dt} = T \frac{dQ_i(\tau)}{d\tau} \quad (23)$$

Dados os pontos extremos  $q_1$  e  $q_m$ , os valores iniciais para os deslocamentos podem ser adotados segundo a função linear:

$$q_i = q_1 + \frac{t}{T}(q_m - q_1) \quad (24)$$

Assim, adotados  $m$  pontos, para um manipulador com  $n$  g.d.l., ao desenvolver a equação (18) para o deslocamento, obtém-se um total de  $n(m+2)$  incógnitas a determinar. O número total de equações para cada junta devido ao deslocamento é  $m$ . Torna-se necessário, portanto, considerar conhecidas as velocidades  $v_1$  e  $v_m$ , para obter duas novas equações, utilizando as expressões dadas por (19) e (20). Desta forma, obtém-se um sistema de  $n(m+2)$  equações lineares e  $n(m+2)$  incógnitas  $C_j^i$  a serem determinadas.

Durante a otimização da trajetória, as variáveis de projeto, neste caso, serão os coeficientes dos polinômios  $C_j^i$  e o tempo total  $T$ .

#### 4. OTIMIZAÇÃO DE TRAJETÓRIAS

Combinando o tempo total de percurso e a energia mecânica dos atuadores, escreve-se um índice de performance tal que o problema de otimização é definido como:



$$\text{Minimizar: } J = \alpha_1 T + \alpha_2 \int_0^T \sum_{i=1}^{m-1} (u_i(t))^2 dt \quad (25)$$

onde,  $u_i$  são as forças generalizadas e  $\alpha_1$  e  $\alpha_2$  os fatores de ponderação.

$$\begin{aligned} \text{Sujeito a: } & |V_{ji}(t)| \leq VC_j, \quad |W_{ji}(t)| \leq WC_j \\ & |J_{ji}(t)| \leq JC_j, \quad |U_{ji}(t)| \leq UC_j \\ & \text{para } j=1,2,\dots,n \text{ e } i=1,2,\dots,m-1 \end{aligned} \quad (26)$$

onde,  $VC_j$  é a restrição de velocidade,  $WC_j$  é a restrição de aceleração,  $JC_j$  é a restrição de jerk (variação da aceleração),  $UC_j$  é a restrição de força/torque para a junta  $j$ .

A força generalizada  $u_i$  é dada por

$$u_i = \sum_{j=1}^n D_{ij} \ddot{q}_j + \sum_{j=1}^n \sum_{k=1}^n C_{ijk} \dot{q}_j \dot{q}_k + G_i \quad (27)$$

onde,  $D_{ij}$  é a matriz de inercia do sistema,  $C_{ijk}$  é a matriz de Coriolis e força centrífuga e  $G_i$  é o vetor dos efeitos da gravidade.

Ao problema de controle ótimo definido pelas equações (25) e (26) são adicionadas restrições especiais para evitar obstáculos (Gilbert e Johnson,1995). Estas restrições requerem:

$$K_i(t) \cap K_j(t) = \emptyset \quad \text{para } (i,j) \in I_d \quad (28)$$

onde  $K_i(t) = T_i(t)C_i + p_i(t)$  são conjuntos em  $R^m$ .  $\emptyset$  é o conjunto vazio. Os conjuntos  $K_i(t)$  descrevem o espaço ocupado pelas partes do manipulador no volume de trabalho. O conjunto de índices  $I_d$  corresponde aos pares das partes passíveis de colisão e a eq. (28) ao estado no qual elas não colidem. Os conjuntos  $C_i$  caracterizam a forma das partes rígidas, enquanto  $T_i(t)$  e  $p_i(t)$  descrevem a rotação e a translação das partes. É conveniente descrever a restrição dada em (28) na forma da distância entre os conjuntos:

$$d_{ij}(t) = \min |z_i - z_j| \quad \text{para } z_i \in K_i(t), z_j \in K_j(t) \quad (29)$$

Para garantir que (28) é obedecida, considera-se uma margem de erro impondo a condição

$$d_{ij}^0 - d_{ij}(t) \leq 0 \quad \text{para } (i,j) \in I_d \quad (30)$$

Assim, o problema completo de controle ótimo consiste em minimizar  $J$  sujeito às restrições (26) e (30). O programa DOC- Design Optimization Control Program desenvolvido por Vanderplaats (1995) foi usado, aplicando métodos sequenciais de otimização. O programa de análise, desenvolvido pelos autores, é acoplado ao programa DOC.

### 4. APLICAÇÕES NUMÉRICAS

Considere o manipulador cartesiano (PP) com duas juntas prismáticas, com as seguintes dimensões:  $l_1=l_2=20\text{ m}$ ,  $m_1=20\text{ Kg}$ ,  $m_2=30\text{ Kg}$ . Assume-se que o manipulador está em repouso na configuração inicial e final. Seja  $\alpha_1=0,3$  e  $\alpha_2=0,7$  fatores de ponderação da função multi-objetivo. As restrições de velocidade, aceleração, jerk, força e de distância são dadas na Tabela 1.

Tabela 1: Restrições para o Manipulador

restrições	1	2
VC (m/s)	3.0	3.0
WC (m/s <sup>2</sup> )	20.0	20.0
JC (m/s <sup>3</sup> )	80.0	80.0
UC (N)	50.0	50.0
$d_{lq}^0$ (m)	0.10	0.10

Tabela 2 - Nós pré-definidos

nós	junta 1 (m)	junta 2 (m)
1	0.0	0.0
2	(nó extra)	
3	0.7	0.5
4	0.5	1.0
5	1.0	1.2
6	1.8	1.5
7	(nó extra)	
8	2.0	1.3

Os nós pré-definidos para trajetória, no caso da Estratégia 1, são dados na Tabela 2. Aplicando esta estratégia para obter as trajetórias, partindo de um tempo inicial  $T=3,5s$ , obteve-se um tempo ótimo  $T=2,95s$ . A energia mecânica  $E=4764\text{ N}$  reduziu-se para  $E=3938\text{ N}$ . Resultados gráficos das trajetórias  $Q(t)$ , velocidades  $V(t)$  e acelerações  $W(t)$  para cada junta, correspondentes à solução ótima, são mostrados na Figura 1. A tarefa consiste em mover-se ao longo da trajetória  $K_1$ , evitando os obstáculos  $K_2, K_3, K_4$  and  $K_5$ , conforme Figura 2.

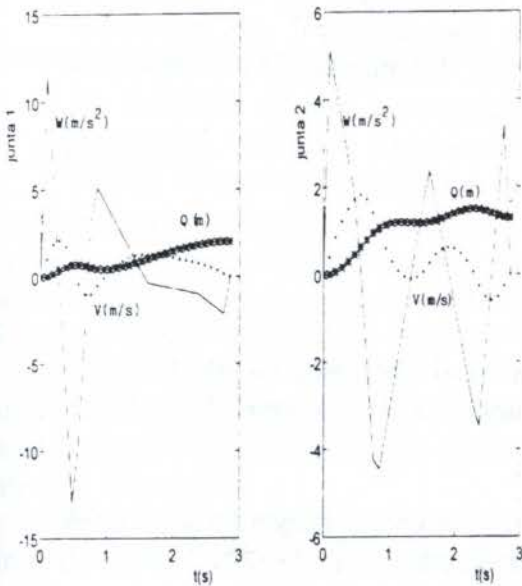


Figura 1 - Respostas ótimas - Estratégia 1

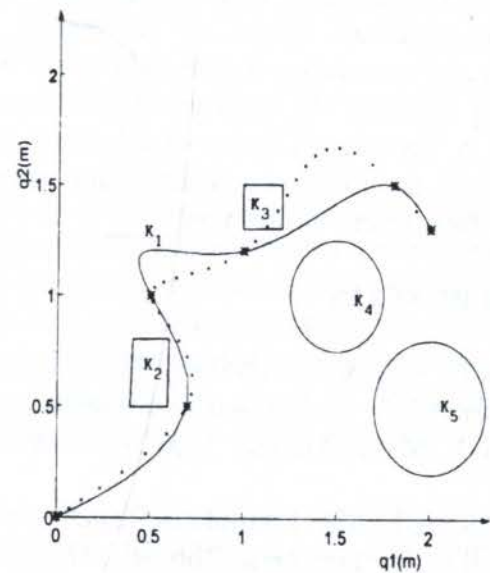


Figura 2 - Trajetória inicial (...) e final (—)



Considerando-se apenas os pontos inicial  $q_1 = [0,0]^T$  e final  $q_m = [2.0,1.3]^T$  (os mesmos do caso anterior), aplicou-se a Estratégia 2. Partindo de um tempo inicial  $T=3,5$  s, obteve-se um tempo ótimo  $T=3,4$  s e a energia mecânica  $E=1201$  N reduziu-se para  $E=806$  N. Os resultados gráficos são mostrados nas Figuras 3 e 4.

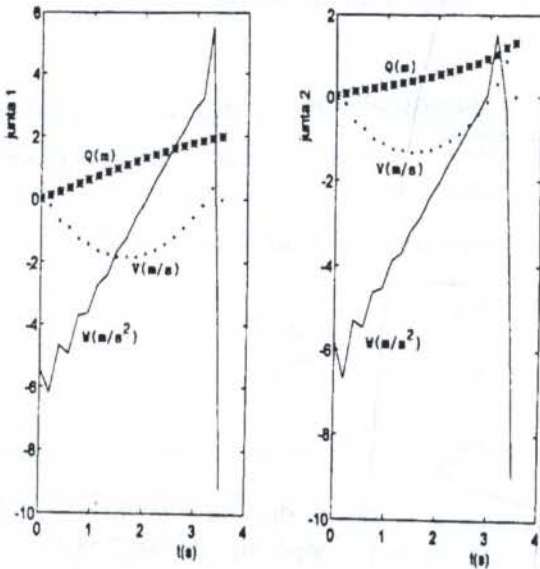


Figura 3- Respostas ótimas - Estragêgia 2

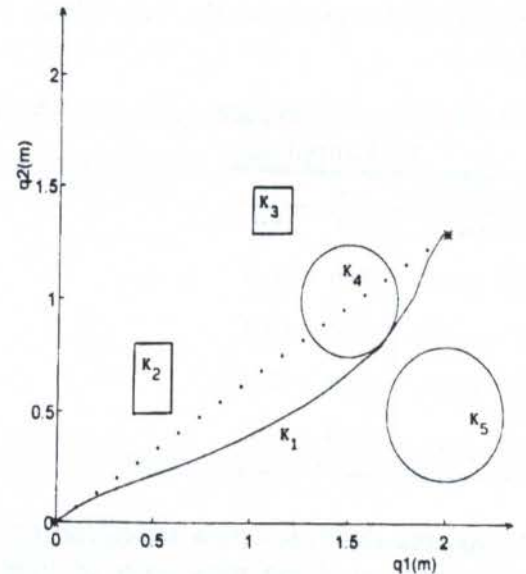


Figura 4 - Trajetória inicial (...) e final (—)

## 5. CONCLUSÕES

Apresentou-se duas estratégias para a obtenção da trajetória ótima de robôs manipuladores, para os casos em que obstáculos fixos são encontrados dentro do volume de trabalho. As restrições consideradas neste trabalho são fundamentais ao se pensar em aplicações práticas, apesar de representar elevado custo computacional. Os resultados mostram que a modelagem para cada caso é bastante específica, dependendo do problema que se deseja resolver. As duas estratégias atuam sobre a cinemática e sobre a dinâmica do sistema. A Estratégia 1 ajusta os intervalos de tempo, enquanto que a Estratégia 2 ajusta os coeficientes do polinômio interpolador, levando a resultados distintos, apesar dos pontos inicial e final serem os mesmos.

## 6. REFERÊNCIAS

- GILBERT, E.G. & JOHNSON, D.W. Distance Functions and Their Application to Robot Path Planning in the Presence of Obstacles, *IEEE Journal of Robotics and Automation*, Vol. RA-1, No. 1, March, pp. 21-30, 1995.
- LIN, C.S., ET AL. Formulation and Optimization of Cubic Polynomial Joint Trajectories for Industrial Robots, *IEEE Trans. Automat. Contr.*, vol. AC-28, Dec, pp. 1066-1073, 1983.
- VANDERPLAATS, G. *DOC - Design Optimization Control Program*, Vanderplaats Research & Development, Inc, Colorado Springs, 1995.



PAPER CODE: COB28

## LINEARIZAÇÃO EXATA DE UMA MESA POSICIONADORA PARA OPERAÇÃO SÍNCRONA EM UMA CÉLULA DE SOLDAGEM ROBOTIZADA

ADOLFO BAUCHSPIESS, GETÚLIO MENEZES BENTO, MILTON SIQUEIRA

*GRACO - Grupo de Automação e Controle*

*UnB - Depto. de Engenharia Elétrica - 70910-900 - Brasilia / DF - BRASIL*

*e-mail: bauchspiess@ene.unb.br*

### Abstract

At GRACO/UnB a two degrees of freedom positioning table is being developed for the already operating MIG/MAG welding cell. This cell comprises today a Migatron MBH240 welding equipment and an ABB IRB2000 welding robot. The integration of the positioning table with the welding cell requires synchronous movements, preferentially managed by the robot control system (S3 - from ABB). Conception, project and simulation of the closed loop controlled positioning table using non linear control techniques are discussed in this paper. *Exact Linearization* decouples and linearizes both degrees of freedom of the system. So it is possible to independently track reference paths for each joint. The dynamics of the decoupled and linearized table is established by a state space controller. A state observer is used to reconstruct the states that cannot directly be measured. Robustness of the proposed approach can be seen from results for different loading conditions.

### Keywords

Exact Linearization. Non Linear Control. Robotics. Welding Automation

## 1. INTRODUÇÃO

O avanço e conseqüente barateamento da tecnologia de microprocessadores, possibilitou o uso de microcomputadores no controle de sistemas complexos de várias entradas e várias saídas, particularmente o controle de sistemas mecatrônicos. A disponibilidade de microprocessadores permitiu o desenvolvimento e implementação de sistemas de controle sofisticados, tais como a *Linearização Exata* (Freund, 1973, Isidori 1989). Ao contrário dos métodos convencionais de linearização, que garantem a linearidade apenas em torno de um ponto de trabalho, a linearização exata possibilita ao sistema compensado uma dinâmica linear em todo o seu domínio de trabalho.

Uma grande vantagem da linearização exata reside no fato desta estender aos sistemas não lineares técnicas sofisticadas para o servocontrole de sistemas dinâmicos, e.g., o rastreamento preditivo de robôs guiados por sensores (Bauchspiess, 1997).

A mesa posicionadora que está sendo desenvolvido pelo GRACO/UnB pode girar, independentemente, segundo dois eixos perpendiculares, acionados por motores elétricos. Na



figura 1 mostra-se o aspecto geral da estrutura física da mesa posicionadora e a célula de soldagem do GRACO/UnB.

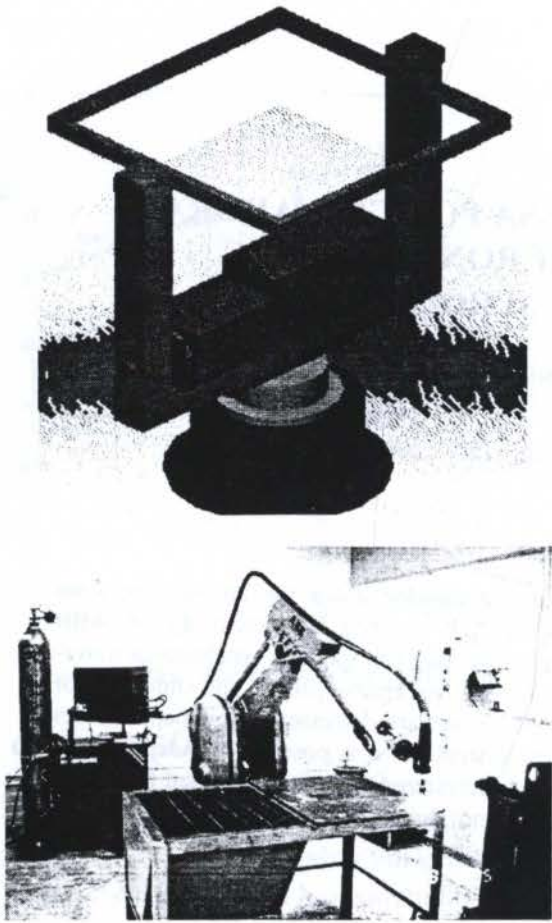


Figura 1 - Mesa Posicionadora e Célula de Soldagem - Laboratório GRACO/UnB.

## 2. LINEARIZAÇÃO EXATA DE SISTEMAS MECATRÔNICOS

A grande quantidade de artigos que discorrem sobre aplicações da *Linearização Exata* na literatura reflete a importância que esta técnica conquistou junto a diversos grupos de excelência. Em (Ramos & Yoneyama, 1994), por exemplo, são utilizadas redes neurais para compensar incertezas paramétricas de manipuladores mecânicos linearizados e desacoplados com técnicas semelhantes às utilizadas neste artigo. Já em (Shyu et al, 1996), o problema do rastreamento no contexto do controle não linear baseado na inversão é abordado. Em (Behara, et atl. 1996), é apresentado um esquema híbrido com controle neuro-adaptativo, onde um algoritmo de aprendizagem estima os parâmetros do manipulador que, associados ao conhecimento do modelo dinâmico do robô, possibilita um rastreamento de alta precisão. Neste artigo o enfoque é um controle linearizante e desacoplador que permita inserir a mesa posicionadora numa célula de soldagem robotizada. i.é., a sincronização de dois manipuladores é ponto chave, visando evitar colisões durante a operação simultânea.

### 2.1 Modelamento Matemático da Mesa Posicionadora

Base para o projeto de sistemas de controle é o modelamento matemático e a análise de suas características dinâmicas operando em malha fechada. Nesse trabalho, o modelamento matemático foi realizado usando-se a abordagem de Lagrange. Tal procedimento é descrito em detalhes em (Schilling, 1990). Para um sistema robótico de  $n$  graus de liberdade, um conjunto de coordenadas generalizadas apropriadas é o vetor de  $n$  variáveis de junta  $q$ . As componentes de  $q$  representam os ângulos de rotação para juntas de revolução. Fazendo  $T$  e  $U$  representarem a energia cinética e energia potencial do braço, respectivamente, definimos a *função Lagrangeana* como a diferença entre a energia cinética e a energia potencial  $L(q, \dot{q}) \triangleq T(q, \dot{q}) - U(q)$ . Onde  $\dot{q} = dq/dt$  é o vetor velocidade de junta. As equações gerais do movimento de um braço robótico podem ser formuladas em termos da função Lagrangeano, como segue:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial}{\partial \dot{q}_i} L(q, \dot{q}) - \frac{\partial}{\partial q_i} L(q, \dot{q}) = F_i \quad 1 \leq i \leq n \quad (1)$$

onde  $F_i$  é a força generalizada agindo na  $i$ -ésima junta. A Formulação Lagrangeana da dinâmica do sistema robótico consiste em um sistema de  $n$  equações diferenciais de segunda ordem, no vetor de variáveis de junta  $q$ . Formulando expressões para a energia cinética  $T$ , para a energia potencial  $U$  e para a força generalizada  $F$ , pode-se mostrar (Schilling, 1990) que, se o manipulador está movendo-se livremente em seu espaço de trabalho, então as equações dinâmicas do movimento são

$$\sum_{j=1}^n D_{ij}(q) \ddot{q}_j + \sum_{k=1}^n \sum_{j=1}^n C_{kj}^i(q) \dot{q}_k \dot{q}_j + h_i(q) + b_i(\dot{q}) = \tau \quad (2)$$

onde  $D(q)$  é a matriz tensor de inércia do manipulador;  $C^i(q)$  é a matriz de acoplamento de velocidade da junta  $i$ ,  $h(q)$  é o vetor de carregamento da gravidade;  $b_i(q)$  é o modelo da força de atrito da junta  $i$  e  $\tau$  é o torque externo aplicado.

Nesta equação têm-se as forças inerciais e os torques gerados pelo movimento da mesa, as forças centrífugas e de Coriolis, o carregamento devido à gravidade e por último o atrito coulombiano. Aqui não consideramos efeitos devidos a algumas não-linearidades, na prática sempre presentes, tais como: saturação, zona morta e atrito.

Para a mesa posicionadora mostrada na fig.1, aplicando a eq.(1) resulta em

$$(I_{x_2} \text{sen}^2 \theta_2 + I_{y_2} \cos^2 \theta_2 + I_{y_1}) \ddot{\theta}_1 + 2(I_{x_2} - I_{y_2}) \text{sen} \theta_2 \cos \theta_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 + b_1(\dot{q}) = \tau_1 \quad (3)$$

$$I_{z_2} \ddot{\theta}_2 + (I_{y_2} - I_{x_2}) \text{sen} \theta_2 \cos \theta_2 \dot{\theta}_1^2 + b_2(q) = \tau_2 \quad (4)$$

onde  $I_{y_1}$ ,  $I_{x_2}$ ,  $I_{y_2}$  e  $I_{z_2}$  são momentos de inércia da mesa. A eq.(3) descreve o movimento da parte inferior da mesa, enquanto a eq.(4) descreve o movimento da parte superior da mesa. Inicialmente, verificaremos a influência do movimento do primeiro braço sobre o movimento do segundo braço. Para isso, deixaremos o segundo braço livre de torques externos ( $\tau_2=0$ ) e faremos girar o primeiro braço ( $\dot{\theta}_1 \neq 0$ ). Da eq.(3), chegamos a

$$\ddot{\theta}_2 = - \frac{\text{sen} \theta_2 \cdot \cos \theta_2 \cdot (I_{y_2} - I_{x_2}) \cdot \dot{\theta}_1^2}{I_{z_2}} \quad (5)$$

donde concluímos que se  $\theta_2 \neq n\pi/2$  então o segundo braço estará sujeito a uma aceleração não nula, causada por um torque gerado internamente devido à força centrífuga que age sobre esse braço. Se  $\theta_2$  inicialmente é múltiplo de  $\pi/2$  (mesa na horizontal ou na vertical) então o segundo braço não sofrerá influência do movimento do primeiro braço (sistema desacoplado). Agora verificaremos a influência exercida pelo movimento do segundo braço da mesa sobre o movimento de seu primeiro braço. Para tal, deixaremos o primeiro braço livre ( $\tau_1=0$ ) e faremos o segundo braço girar ( $\dot{\theta}_2 \neq 0$ ). Da eq.(4) obtém-se

$$\ddot{\theta}_1 = - \frac{2 \cdot \text{sen} \theta_2 \cdot \cos \theta_2 \cdot (I_{x_2} - I_{y_2}) \cdot \dot{\theta}_1 \cdot \dot{\theta}_2}{I_{x_2} \cdot \text{sen}^2 \theta_2 + I_{y_2} \cdot \cos^2 \theta_2 + I_{y_1}} \quad (6)$$

donde verifica-se que, se  $\theta_2 \neq n\pi/2$  e  $\dot{\theta}_1 \neq 0$ , então um torque não nulo agirá sobre o primeiro braço, modificando seu estado inicial. Esse torque gerado internamente é genericamente



chamado de força de Coriolis. Se o primeiro braço estiver parado ou se a mesa estiver na horizontal ou vertical, então nenhum acoplamento se verificará entre os braços. Nas equações (3) e (4), não consideramos a forma como seriam produzidos os torques externos. Supondo que serão utilizados motores CC controlados pela tensão de armadura para produzir tais torques, então as equações de movimento tornam-se

$$(Ix_2 \cdot \text{sen}^2 \theta_2 + Iy_2 \cdot \text{cos}^2 \theta_2 + Iy_1) \cdot \ddot{\theta}_1 + 2 \cdot (Ix_2 - Iy_2) \cdot \text{sen} \theta_2 \cdot \text{cos} \theta_2 \cdot \dot{\theta}_1 \cdot \dot{\theta}_2 = \frac{K_{\text{torque}}}{Ra} Va_1 - \frac{K_{\text{torque}} \cdot K_{\text{fcm}}}{Ra} \dot{\theta}_1 \tag{7}$$

$$Iz_2 \cdot \ddot{\theta}_2 + (Iy_2 - Ix_2) \text{sen} \theta_2 \cdot \text{cos} \theta_2 \cdot \dot{\theta}_1^2 = \frac{K_{\text{torque}}}{Ra} Va_2 - \frac{K_{\text{torque}} \cdot K_{\text{fcm}}}{Ra} \dot{\theta}_2 \tag{8}$$

onde  $Va_1$  é a tensão aplicada ao motor da parte inferior da mesa;  $Va_2$  é a tensão aplicada ao motor da parte superior da mesa;  $K_{\text{torque}}$  e  $K_{\text{fcm}}$  são parâmetros dos motores.



Figura 2 – Estrutura do sistema de controle

## 2.2 Projeto do Sistema de Controle

A idéia do projeto é utilizar dois laços de realimentação. No primeiro é realizada uma compensação não linear

que cancela as não linearidades presentes na planta, sem considerar qualquer objetivo de controle específico. Essa compensação não linear é implementada pelo laço de realimentação mais interno. No segundo, faz-se um posicionamento de pólos, com base na dinâmica linear resultante do sistema pre-compensado, para alcançar algum objetivo de controle particular.

## 2.3 Linearização Exata

A seguir, descrevemos, sucintamente, a *linearização exata* de um sistema não linear multivariável. Para uma abordagem mais completa o leitor deve consultar as referências (Isidori, 1989). Seja um sistema não linear, multivariável descrito por

$$\dot{x} = f(x) + \sum_{i=1}^m g_i(x) \cdot u_i \quad y_j(x) = h_j(x), \quad j=1, \dots, m \tag{9}$$

onde  $x \in \mathfrak{R}^n$  é o vetor de estado;  $u \in \mathfrak{R}^m$  é o vetor de entrada (isto é, o controle) e  $y \in \mathfrak{R}^m$  é o vetor de saída (isto é, a ser controlado). Notemos que este é um sistema quadrado, com o mesmo número de entradas e saídas. Dado um tal sistema não linear, ele é dito possuir grau relativo  $\{r_1, \dots, r_m\}$  em  $x^0$  se

$$Lg_i L^k h_j(x) \equiv 0, \dots, \forall k < r_{j-1}, \dots, 1 \leq i, j \leq m \text{ e}$$

$$\text{Posto} \begin{bmatrix} Lg_1 L_f^{r_1-1} h_1(x^0) & \cdots & Lg_m L_f^{r_1-1} h_1(x^0) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ Lg_1 L_f^{r_m-1} h_m(x^0) & \cdots & Lg_m L_f^{r_m-1} h_m(x^0) \end{bmatrix} = m \quad (10)$$

onde o operador de Lie  $L_g h(x)$  é definido como  $\partial h / \partial x g(x)$  e o sobrescrito  $(^0)$  denota condições iniciais. Para sistemas não lineares que possuem um grau relativo definido, uma simples mudança de coordenadas levará o sistema para a sua chamada forma normal. Sob a transformação  $z_{1j} = h_j(x); z_{2j} = L_f h_j(x); \dots; z_{r_j j} = L_f^{r_j-1} h_j(x)$  mostra-se que  $y_j = z_{1j}$ , onde

$$\begin{aligned} \dot{z}_{1j} &= L_f^1 h_j(x) + \sum_{i=1}^m L_{g_i} L_f^0 h_j(x) u_i = z_{2j} \\ \dot{z}_{2j} &= L_f^2 h_j(x) + \sum_{i=1}^m L_{g_i} L_f^1 h_j(x) u_i = z_{3j}, \dots \\ \dot{z}_{r_j j} &= L_f^{r_j} h_j(x) + \sum_{i=1}^m L_{g_i} L_f^{r_j-1} h_j(x) u_i \end{aligned} \quad (11)$$

A saída a ser controlada,  $y_j$ , é a saída de uma série de integradores, alimentados por um termo de força não linear mas inversível. Mais especificamente para sistemas não lineares com grau relativo definido, é possível encontrar o vetor de controle  $u$  do sistema a partir do sistema de equações algébricas para todo  $x$  próximo a  $x^0$ , dada alguma escolha desejada  $v$  para o termo no lado esquerdo. A compensação das não linearidades é conseguida tomando-se a lei de controle  $u = \alpha(x) + \beta(x).v$  onde  $\alpha(x) = A^{-1}(x).B(x)$  e  $\beta(x) = A^{-1}(x)$ . Com tal lei de controle, teremos para cada  $j = 1, \dots, m$  um sistema linearizado  $y_j^{(r_j)} = v_j$  ou na forma de variáveis de estado  $\dot{z}_j = \bar{A}_j . z_j + \bar{B}_j . v_j, y_j = \bar{C}_j^T . z_j$

$$\text{onde } \bar{A}_j = \begin{bmatrix} 0 & 1 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & \ddots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & 1 \\ 0 & 0 & \cdots & 0 \end{bmatrix} \quad \bar{B}_j = \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad \bar{C}_j^T = [1 \quad 0 \quad \cdots \quad 0] \quad z_j = \begin{bmatrix} h_j(x) \\ \vdots \\ L_f^{r_j-1} h_j(x) \end{bmatrix}$$

Para implementar esse projeto do laço interno, é necessário medir o vetor de estados  $x$  e ter um conhecimento acurado das não linearidades do sistema  $f, g_1, \dots, g_m, h_1, \dots, h_m$ . O projeto do laço externo é mais direto devido à linearidade e completo desacoplamento da dinâmica entrada-saída. O projeto da realimentação do laço externo será não linear com respeito ao estado original  $x$ , mas linear com respeito ao estado calculado na forma normal  $z$ . A implementação do projeto do laço externo necessita da medida do vetor de estado  $x$  e acurado conhecimento das não linearidades  $f, h_1, \dots, h_m$ .

### 2.4 Projeto do Compensador Não Linear para a Mesa Posicionadora

Partindo das equações de movimento (7) e (8), definimos as variáveis de estado como  $x_1 = \theta_1 \quad x_2 = \dot{\theta}_1 \quad x_3 = \theta_2 \quad x_4 = \dot{\theta}_2$

Dessa forma, o sistema passa a ser descrito por



$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_2 \\ b(x) \\ x_4 \\ d(x) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ a(x) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot Va_1 + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ c \end{bmatrix} \cdot Va_2; \quad \begin{aligned} y_1 &= h_1(x) = x_1 \\ y_2 &= h_2(x) = x_3 \end{aligned} \quad (12)$$

onde

$$a(x) = \frac{Km}{Ix_2 \cdot \text{sen}^2 x_3 + Iy_2 \cdot \text{cos}^2 x_3 + Iy_1}, \quad b(x) = \frac{-2 \cdot x_2 \cdot x_4 \cdot \text{sen} x_3 \cdot \text{cos} x_3 \cdot (Ix_2 - Iy_2) - \frac{Km^2}{Ra} x_2}{Ix_2 \cdot \text{sen}^2 x_3 + Iy_2 \cdot \text{cos}^2 x_3 + Iy_1},$$

$$c = \frac{Km}{Iz_2}, \quad d(x) = -\frac{Km^2}{Ra} x_4 + \frac{\text{sen} x_3 \cdot \text{cos} x_3 \cdot (Iy_2 - Ix_2) \cdot x_2^2}{Iz_2}.$$

O sistema possui grau relativo {2,2} em  $x^0$ , desde que  $x_3^0 \neq n\pi/2$  e  $x_2^0 \neq 0$ . Testando a condição (10), verificamos ser possível o desacoplamento. Agora, fazendo-se uma mudança de coordenadas, como em (12), passamos o sistema para sua forma normal, e este é então descrito,

por: 
$$\begin{bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} b(x) \\ d(x) \end{bmatrix}}_{B(x)} + \underbrace{\begin{bmatrix} a(x) & 0 \\ 0 & c \end{bmatrix}}_{A(x)} \begin{bmatrix} Va_1 \\ Va_2 \end{bmatrix}$$

Dessa maneira, o sistema pode ser visto como a ligação em série de dois integradores, que são alimentados por um termo de força não linear inversível. Tal estrutura é representada na figura 3.

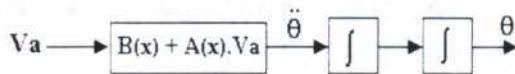


Figura 3 - Sistema não linear em sua forma normalizada

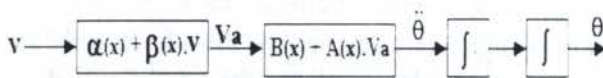


Figura 4 - Sistema normalizado com compensador não linear

Uma estrutura conveniente para um controle por realimentação de estado é aquela na qual as variáveis de entrada dependem do estado do sistema e de uma variável de referência externa  $v$ . Então o vetor de controle  $Va$  terá a forma  $Va = \alpha(x) + \beta(x) \cdot v$ . O sistema com o controlador tem o aspecto mostrado na figura 4.

Usaremos a realimentação de estados com o propósito de transformar um dado sistema não linear em um sistema linear e controlável. Para isso escolhemos a seguinte lei de controle:

$$\alpha(x) = -A^{-1}(x) \cdot B(x) = \begin{bmatrix} \frac{-b(x)}{a(x)} \\ \frac{-d(x)}{c} \end{bmatrix} \quad \text{e} \quad \beta(x) = A^{-1}(x) = \begin{bmatrix} \frac{1}{a(x)} & 0 \\ 0 & \frac{1}{c} \end{bmatrix} \quad (13)$$

Os sinais de controle  $Va_1$  e  $Va_2$  são obtidos a partir da expressão  $Va = \alpha(x) + \beta(x) \cdot v$  e têm a forma

$$Va_1 = -\frac{b(x)}{a(x)} + \frac{1}{a(x)}V_1, \quad Va_2 = -\frac{d(x)}{c} + \frac{1}{c}V_2 \quad (14)$$

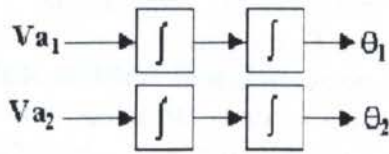


Figura 5 - Sistema linearizado e desacoplado

Dessa forma conseguimos a relação

$$Va_1 = \ddot{\theta}_1, \quad Va_2 = \ddot{\theta}_2 \quad (15)$$

O sistema compensado resultante é linear, controlável e desacoplado, e está apresentado na figura 5.

### 2.5 Projeto do Compensador Linear por Alocação de Pólos

Dado um sistema linear SISO de segunda ordem, descrito por:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (16)$$

onde  $x$  é o vetor de estado,  $u$  é o sinal de controle e  $y$  é o sinal de saída. Escolhemos o sinal de controle como sendo  $u = v - kx$ , onde  $k$  é o vetor de ganho de realimentação e  $v$  é o sinal de referência. O sistema descrito por (16), com o sinal de controle  $u = v - kx$ , passa a ser descrito por  $\dot{x} = (A - BK).x + B.v$ . Na figura 6 temos a representação do sistema com realimentação de estados.

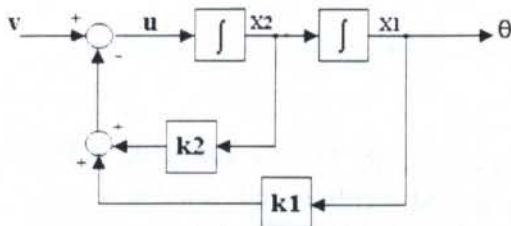


Figura 6 - Sistema linearizado e controlador com realimentação de estado

O polinômio característico do sistema realimentado é dado por  $P(s) = \det [sI - A + BK]$ . No presente projeto, foi especificado que o sistema compensado tenha dois pólos em  $s = -10$ . A equação característica desse sistema passa a ser  $P(s) = s^2 + 20s + 100$ , com  $k_1 = 100$  e  $k_2 = 20$ .

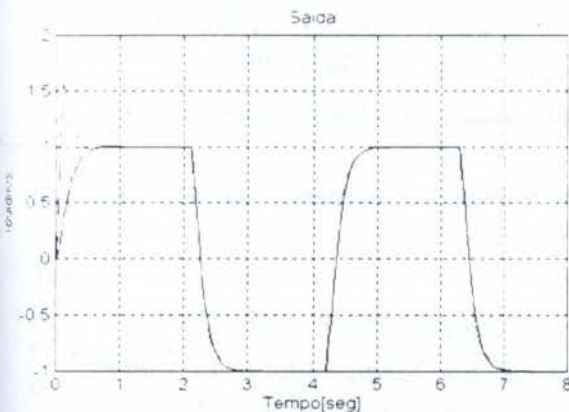


Figura 7 - Efeito da adição do observador sobre a resposta do sistema

### 3. RESULTADOS

O Sistema projetado possui excelente desempenho em toda o domínio de trabalho, como mostrado na figura 7. A acomodação assintótica do observador ao iniciar-se a operação do sistema para equalizar as condições iniciais do sistema com as variáveis de estado do observador podem ser vistas no começo da figura 7. Na figura 8, comparamos a resposta do sistema a uma entrada degrau, quando submetido a diferentes carregamentos.



- i) Carga Nominal:  
 $I_{x2} = 1 \text{ Kg.m}^2$ ,  $I_{y2} = 2\text{Kg.m}^2$ ,  $I_{z2} = 1\text{kg.m}^2$  e  $I_{y1} = 5\text{Kg.m}^2$
- ii) 2 vezes a carga nominal:  
 $I_{x2}=2 \text{ Kg.m}^2$ ,  $I_{y2}=4\text{Kg.m}^2$ ,  $I_{z2}=2\text{kg.m}^2$  e  $I_{y1}=5\text{Kg.m}^2$
- iii) 10 vezes carga nominal:  
 $I_{x2}=10 \text{ Kg.m}^2$ ,  $I_{y2}=20\text{Kg.m}^2$ ,  $I_{z2}=10\text{kg.m}^2$  e  $I_{y1}=5\text{Kg.m}^2$

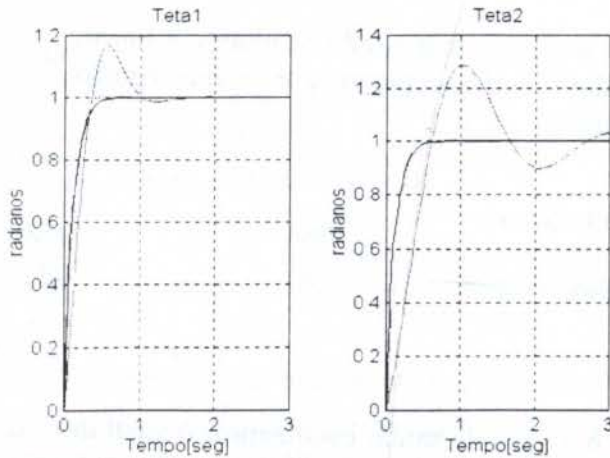


Figura 8 - Sensibilidade do sistema a variações de carga: entrada degrau

#### 4. CONCLUSÕES

Os resultados deste trabalho mostram ser viável implementar a *Linearização Exata* para o controle de uma mesa posicionadora em tempo real, uma vez que a lei de controle não linear possui complexidade (esforço computacional) compatível com modernos processadores de sinais, e.g., DSP32C da AT&T ou o TMS320C31 da TI ou com microcontroladores de arquitetura RISC, e.g. 80C166 da Siemens. Os resultados também mostram que mesmo para condições diferentes das nominais (carga e/ou perturbações) existe um ganho significativo na qualidade do sistema de controle em malha fechada.

A implementação dos algoritmos no GRACO/UnB está sendo feita atualmente com um Evaluation Bord do 80C166. Que possui canais A/D, D/A e de comunicação serial integrados, o que permitirá o controle dos motores, através de módulos de potência, e a sincronização com o sistema de controle do robô S3 da ABB.

#### 5. REFERÊNCIAS

ALFARO, S.C.A.; BAUCHSPIESS, A.; ALCALDE, V.H.C.; VAN ELS, R. H.; SOARES JR, L.R.; SUGUIEDA, M.H.: Conception and development of an integrated welding cell, *8th Int. Conf. on the Joining of Materials -JOM-8*, Helsingør, Denmark, May 11-14, 1997.

BAUCHSPIESS, A. & ALFARO, S.C.A.: "Predictive Sensor Guided Robotic Manipulators in Automated Welding Cells, *COBEM'97*, São Paulo, 1997.

BEHARA, L; CHAUDHURY, S.; GOPAL, M.: Neuro-Adaptive Hybrid Controller for Robot Manipulator Tracking Control, *IEEE Proc. Control Theory Appl.*, Vol. 143, May 1996.

RAMOS, A.C.; YONEYAMA, T.: Compensador Neuronal para Incertezas Paramétricas em Desacoplamento Dinâmico de Manipuladores Mecânicos, *X CBA* 1994.

FREUND, E.: Decoupling and Pole Assignment in nonlinear Systems, *Electronic Letters* 9, pp. 373-374, 1973.

ISIDORI, A.: *Nonlinear Control Systems*, 2ed Springer, 1989.

SCHILLING, ROBERT J.: *Fundamentals of Robotics Analysis and Control*, Prent. -Hall, 1990

SHYU, K.-K.; CHU, P.-H.; SHANG, L.-J.: "Control of Rigid Robot Manipulators via Combination of Adaptive Sliding Mode Control and Compensated Inverse Dynamics Approach, *IEEE Proc. - Control Theory Appl.*, Vol. 143, No.3, May 1996.



PAPER CODE: COB351

**PROPOSIÇÃO DE UMA LEI DE CONTROLE PARA ROBÔS DO TIPO  
SCARA / A CONTROL LAW PROPOSITION TO SCARA MANIPULATOR ROBOTS**

Sebastião C. Pinheiro Gomes, Carlos C. Bier & Leandro S. Bellincanta  
Departamento de Matemática, Fundação Universidade do Rio Grande (FURG),  
Av. Itália Km 8, CEP 96201-900, Rio Grande, e-mail dmtscpg@super.furg.br

**Abstract**

SCARA (Selectively Compliant Articulated Robot Arm) manipulators have many applications at the present, mainly in the industrial domain. Generally, for all manipulators it is necessary fast and well smoothed answers, with the minimum possible undesirable vibrations. However, due to non linear effects, mainly in friction form that exists in the actuators dynamic (motor gear in most cases), there are several difficulties to track trajectories with rapidity and precision. In this work we propose a control law projected to overcome these difficulties and to provide more quality in precision, stability, answer time and absence of undesirable vibrations, independently of the amplitude level in terms of commanded final positions.

**Keywords**

Robot, modeling, actuator, friction, control. Robô, modelagem, atuador, atrito, controle.

**1. INTRODUÇÃO**

É inegável a importância que a automação vem exercendo na vida do homem atual, estando inserida neste contexto uma parte significativa relativa à robótica em suas mais diversas aplicações, sobretudo as indústrias. Entretanto, novas exigências estão sempre surgindo tais como o acréscimo das velocidades de operação por exemplo, mantendo-se severas exigências em termos de precisão e ausência de vibrações indesejáveis. Ao examinar-se anais de congressos ou revistas especializadas, verifica-se facilmente uma grande quantidade de artigos tratando da aplicação de alguma síntese de controle a uma estrutura específica, mas pouco se tem avançado com relação a teorias de controle envolvendo aspectos práticos e realistas de modelagem. A interação atuador-estrutura é quase sempre negligenciada e freqüentemente a dinâmica dos atuadores é descartada do modelo de base utilizado para o desenvolvimento de controladores. Trata-se os atuadores como se estes fossem capazes de enviar de forma integral todo o torque previsto por leis de controle que baseiam-se apenas no modelo estrutural. Estas dinâmicas não modeladas são capazes de inviabilizar por completo a aplicação de determinadas sínteses de controle, sendo por isto que na prática, opta-se quase sempre por um simples controlador PID (proporcional, integral e derivativo) para implementações envolvendo aplicações industriais. Evidentemente, não se pode exigir de um tal controlador uma grande performance (alto desempenho em termos de velocidade, ausência de vibrações residuais indesejáveis, etc.).

Conforme dito anteriormente, poucos são os trabalhos encontrados na literatura específica da área de controle de manipuladores que são desenvolvidos considerando modelos realistas para



os atuadores. Em [01] encontra-se um importante trabalho de modelagem de moto-redutores do tipo *harmonic-drive*, enfocando principalmente os torques de atrito não-lineares. Outros trabalhos envolvendo desta feita controle adaptativo foram desenvolvidos considerando-se modelos de atritos não lineares para os atuadores, como por exemplo, os artigos [02] e [03]. Nestes casos, o objetivo consiste em identificar os parâmetros de um modelo de atrito previamente adotado e tentar compensar o torque não linear de atrito com a própria lei de controle. O problema é que os modelos escolhidos são baseados no modelo de Coulomb, e este não é realista em algumas situações por considerar, nas equações diferenciais do modelo, o torque de atrito como um torque externo (motor). Conforme demonstrado em [04], oscilações podem acontecer em simulação que não ocorrem na experimentação. Além do mais, estes modelos baseados no clássico modelo de Coulomb apresentam dificuldades para reproduzir em simulação os conhecidos fenômenos de *stick-slip*, que se traduzem por movimentos intermitentes. Ora o movimento é bruscamente interrompido, ora este é bruscamente reiniciado. Este fenômeno pode induzir inclusive a ciclos limites em torno de uma posição comandada, tendo sido objeto de estudo e discussão em [05]. O presente trabalho foi desenvolvido com o objetivo de se desenvolver uma lei de controle tendo como base modelos dinâmicos realistas, principalmente com relação aos atuadores. Utiliza-se ganhos variáveis, sendo estas variações funções dos torques de atrito não lineares atuantes no interior dos atuadores. O objetivo é o de compensar em parte estes atritos não lineares, tornando assim as dinâmicas dos atuadores aproximadamente lineares via *software* a partir da própria lei de controle. São introduzidas também neste trabalho novas trajetórias em posição, velocidade e aceleração, que interligam as configurações inicial e final do manipulador e que são contínuas para o tempo  $t > 0$ , facilitando assim o bom desempenho da lei de controle.

## 2. MODELAGEM DINÂMICA

Idealizou-se um manipulador a três graus de liberdade para a realização dos testes, conforme esquema mostrado na figura 1. O eixo  $z$ , movimentado a partir de uma junta prismática, é controlado de forma independente uma vez que seu movimento é ortogonal ao movimento de toda a estrutura. Portanto, dar-se-á ênfase neste trabalho ao controle dos eixos 1 e 2. Observa-se ainda que a gravidade influencia apenas no movimento do eixo  $z$ , sendo este aspecto simplificador que motivou a escolha deste manipulador para os testes com a lei de controle proposta, a qual pretende-se testá-la posteriormente em outras configurações de robôs.

O processo de modelagem de uma estrutura rígida poli-articulada como é o caso do manipulador da figura 1 já é bem conhecido e não oferece nenhum problema. Utiliza-se em geral o formalismo de Euler-Lagrange ([07], [08]) que necessita das energias cinética e potencial do sistema. Além das massas das articulações e carga terminal, considerou-se também as massas dos braços, levando-se em conta inclusive as inércias rotacionais de cada massa do sistema. A equação diferencial matricial representando o modelo dinâmico do manipulador possui então a seguinte forma :

$$[I(\bar{\theta})]\ddot{\bar{\theta}} + \bar{f}(\bar{\theta}, \dot{\bar{\theta}}) + \left[ f_v^*(\bar{\theta}, \dot{\bar{\theta}}, \bar{T}_m) \right] \dot{\bar{\theta}} + [K]\bar{\theta} = \bar{T}_m \quad (1)$$

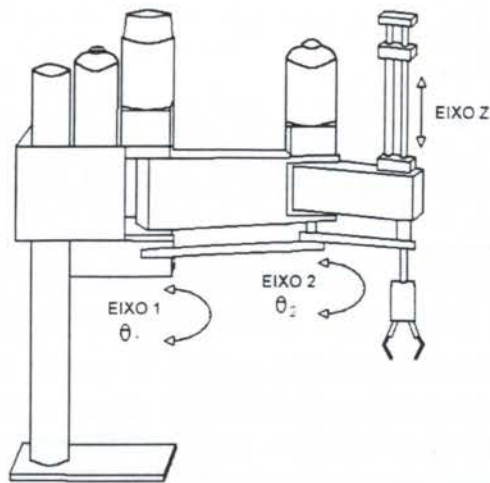


Figura 1. Robô - manipulador do tipo SCARA, com três graus de liberdade.

onde  $\vec{\theta} = (\theta_{r1} \theta_1 \theta_{r2} \theta_2)^T$ ,  $\theta_{r1}$  e  $\theta_{r2}$  sendo as posições angulares dos rotores dos moto-redutores 1 e 2 respectivamente. O vetor com os torques motores possui a forma:  $\vec{T}_m = (T_{m1} \ 0 \ T_{m2} \ 0)^T$ , onde  $T_{m1}$  e  $T_{m2}$  são os torques aplicados nos rotores 1 e 2. Os outros termos que aparecem na equação (1) possuem a seguinte definição:

$[I(\vec{\theta})] \Rightarrow$  matriz de inércia do sistema;  $\vec{f}(\vec{\theta}, \dot{\vec{\theta}}) \Rightarrow$  vetor com os torques de natureza Coriolis - centrífugos;  $[f_v^*(\vec{\theta}, \dot{\vec{\theta}}, \vec{T}_m)] \Rightarrow$  matriz diagonal com os coeficientes de atrito viscoso variáveis dos moto - redutores;  $[K] \Rightarrow$  matriz com as constantes elásticas dos moto - redutores;

A equação (1) deixa claro que ao modelo estrutural acrescentou-se as equações dos modelos das articulações, incluindo-se assim os modos de vibração dos rotores, com toda a implicação de atritos não lineares considerados nos modelos. Os coeficientes de atrito viscoso variáveis, presentes nos termos da diagonal principal da matriz  $[f_v^*(\vec{\theta}, \dot{\vec{\theta}}, \vec{T}_m)]$ , podem ser obtidos desde que se conheça os coeficientes de atrito seco e viscoso e a constante elástica de cada articulação (ver [06] para maiores detalhes).

### 3. GERADOR DE TRAJETÓRIAS

A extremidade do manipulador deve sair de uma posição inicial  $(x_i, y_i, z_i)$  no tempo  $t_i$  para uma posição final  $(x_f, y_f, z_f)$  no tempo  $t_f$ . Tendo o manipulador  $n$  graus de liberdade, é possível [08] a partir de relações de cinemática inversa, obter-se os  $n$  deslocamentos angulares relativos a cada um dos braços do manipulador, ou seja:

$$\theta_{ki} = f(x_i, y_i, z_i) \quad \text{e} \quad \theta_{kf} = f(x_f, y_f, z_f) \quad (2)$$

onde  $k$  varia de 1 até  $n$ . O objetivo então é encontrar as trajetórias  $\theta_k(t)$ ,  $\dot{\theta}_k(t)$ , e  $\ddot{\theta}_k(t)$  que interligam as posições angulares inicial e final já conhecidas (equações 2). Neste artigo propõe-se novas trajetórias (equações (3), (4) e (5)), desenvolvidas com o principal objetivo de facilitar a melhoria de desempenho da lei de controle utilizada:



$$\theta_k(t) = (\theta_{kf} - \theta_{ki}) \left( 1 - e^{-\left(\frac{t}{t_f-t}\right)} \right) + \theta_{ki} \quad (3)$$

$$\dot{\theta}_k(t) = (\theta_{kf} - \theta_{ki}) e^{-\left(\frac{t}{t_f-t}\right)} \left( \frac{t_f}{(t_f-t)^2} \right) \quad (4)$$

$$\ddot{\theta}_k(t) = \frac{(\theta_{kf} - \theta_{ki}) \left( -\frac{1}{(t_f-t)} - \frac{t}{(t_f-t)^2} \right) e^{-\left(\frac{t}{t_f-t}\right)} t_f}{(t_f-t)^2} + \frac{2(\theta_{kf} - \theta_{ki}) e^{-\left(\frac{t}{t_f-t}\right)} t_f}{(t_f-t)^3} \quad (5)$$

onde  $k = 1, \dots, n$  (número de braços),  $\theta_{kf}$  e  $\theta_{ki}$  correspondem às posições angulares inicial e final respectivamente, enquanto que  $t_f$  corresponde ao tempo gasto para atingir a posição final a partir da inicial (considera-se o tempo inicial de cada trajetória como sendo nulo). A idéia central que originou estas trajetórias foi baseada na continuidade das sucessivas derivadas da posição angular para  $t > 0$ , permitindo assim trajetórias suaves que facilitam o desenvolvimento e a implementação de controladores e ainda, diminuindo o surgimento de vibrações indesejáveis durante o movimento do manipulador. A figura 2 mostra as trajetórias em posição, velocidade e aceleração, obtidas a partir dos seguintes dados:  $\theta_{ki} = 0$  rad;  $\theta_{kf} = \pi / 4$  rad;  $t_f = 1.2$  s.

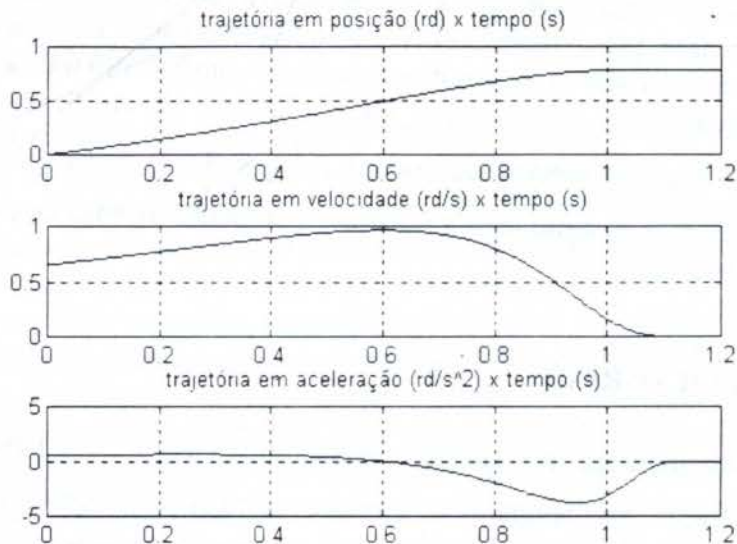


Figura 2 - Trajetórias de referência para a lei de controle.

#### 4. CONTROLE

As técnicas de controle mais empregadas baseiam-se no desacoplamento dinâmico a partir dos torques de controle. Para a realização das simulações apresentadas neste trabalho projetou-se uma lei de controle baseada na dinâmica inversa [08]. Trata-se de controle não linear, multivariável, projetado especificamente para funcionar bem com as trajetórias introduzidas na seção 3. Sintetizando, o torque de controle proposto neste trabalho pode ser definido sob a forma:

$$\bar{T}_m = \bar{f}(\bar{\theta}, \dot{\bar{\theta}}) + \bar{T}_c \quad (6)$$

onde

$$\bar{T}_c = [I(\bar{\theta})] \left\{ \ddot{\bar{\theta}}_c + [K_d] (\dot{\bar{\theta}}_c) - [K_d - f_v^*] \dot{\bar{\theta}} + [K_p] (\bar{\theta}_c - \bar{\theta}) \right\} \quad (7)$$

A equação (7) é específica para o caso de se considerar um controle proporcional e derivativo (PD), no qual  $[K_p]$  e  $[K_d]$  são as matrizes com os ganhos e  $\bar{\theta}_c$  é o vetor com as posições angulares comandadas. O termo  $f_v^*$  corresponde ao coeficiente de atrito viscoso variável definido em [06] e já citado na seção que tratou da modelagem dinâmica. Com a introdução deste coeficiente, os ganhos derivativos ficam em parte variáveis de forma a compensarem os efeitos não lineares oriundos dos atritos internos aos atuadores. Isto faz com que, após o desacoplamento dinâmico produzido pela lei de controle, os pólos em malha fechada da dinâmica de cada um dos atuadores fiquem restritos a pequenas regiões do plano complexo e quase que fixos, tornando assim estas dinâmicas aproximadamente lineares. Algumas simulações considerando-se o modelo global (atuadores mais estrutura, equação (1)) são mostradas e comentadas a seguir.

## 5. SIMULAÇÕES

As simulações apresentadas na seqüência correspondem à seguinte situação:

Tabela 1: Dados mantidos para todas as simulações.

braço do manipulador	posição inicial (graus)	posição final (graus)	tempo final (s)
1 (Rot. $\Rightarrow \theta_1$ )	0	15	1.2
2 (Rot. $\Rightarrow \theta_2$ )	0	-15	1.2

O tempo final corresponde ao tempo imposto na trajetória ( $t_f$  nas equações (3), (4) e (5)), a fim de que a posição final seja atingida a partir da inicial. O tempo de duração da simulação foi 1.7 segundos. Os deslocamentos angulares comandados dos braços ( $\pm 15^\circ$ ) foram propositadamente pequenos, objetivando-se com isso evidenciar os efeitos não lineares oriundos da dinâmica dos atuadores. As informações contidas na tabela acima foram passadas ao gerador de trajetórias (equações (3), (4) e (5)), as trajetórias foram então geradas baseadas nestas informações e o controlador (equações (6) e (7)) entrou em ação, enviando assim os torques de controle para os atuadores. Inicialmente considerou-se os atuadores lineares e controle PD simples, sem a variação imposta pelo termo  $f_v^*$  (equação (7)). Os resultados (figura 3), como já esperado, são bons, a trajetória é seguida com pequenos erros e erro zero à posição final (a linha cheia é a trajetória de referência e a tracejada a de saída). A figura 4 mostra uma outra simulação, realizada com os mesmos ganhos da simulação anterior mas considerando-se modelos mais realistas para as articulações, que levam em conta os torques de atrito internos aos motores, o que torna as suas dinâmicas não lineares. Observa-se que os erros são em níveis consideráveis e que permanece um importante erro de estado estacionário. A simulação apresentada na figura 5 foi realizada sob as mesmas condições da apresentada na figura 4, exceto no tocante à lei de controle, que neste caso utilizou a variação de ganhos presente na equação (7), variação esta que constitui uma espécie de compensação dos atritos não lineares dos atuadores e que foi mantida até  $1.1t_f$ . Nota-se que o comportamento linear visto na figura 3 foi



relativamente bem reconstituído, obtendo-se pequenos erros de trajetória e de estado estacionário.

Deve ser ressaltado que todas as simulações foram feitas considerando-se um controle discreto como em uma implementação real, tendo-se constatado que os resultados obtidos com o controle a ganhos variáveis começam a perder qualidade para passos de discretização maiores que 5 ms. Os modelos dinâmicos dos atuadores são bastante realistas e já comprovados experimentalmente anteriormente ([06], [04]), o que dá confiabilidade às simulações uma vez que o modelo estrutural do manipulador foi obtido a partir de uma técnica clássica amplamente já comprovada e difundida, sendo o modelo global do manipulador formado por uma parte estrutural e outra devida às contribuições dinâmicas dos atuadores.

## 6. CONCLUSÕES

Propôs-se neste trabalho uma lei de controle a ganhos variáveis, tendo sido também propostas novas trajetórias em posição, velocidade e aceleração, unindo uma configuração espacial inicial do manipulador a uma final em um determinado tempo. Como não existem atuadores lineares por razões físicas (atritos não lineares decorrentes de materiais em contato), normalmente, para se seguir trajetórias, ou se utiliza altos ganhos e se convive com perigosas situações estáveis mas com pequenas margens de estabilidade, ou se utiliza componentes integrais na lei de controle e se convive desta feita com algumas dificuldades de implementação, saturações em torque de controle, limitações em termos de tempo de resposta, etc. Portanto, o que está sendo proposto neste trabalho é uma forma alternativa que utiliza uma estrutura simples de controle, mas com ganhos variáveis com o objetivo de compensar efeitos não lineares oriundos dos atuadores. Este controle utilizado em conjunto com as trajetórias propostas gerou bons resultados, permitindo rapidez e precisão e isto sem os inconvenientes citados anteriormente.

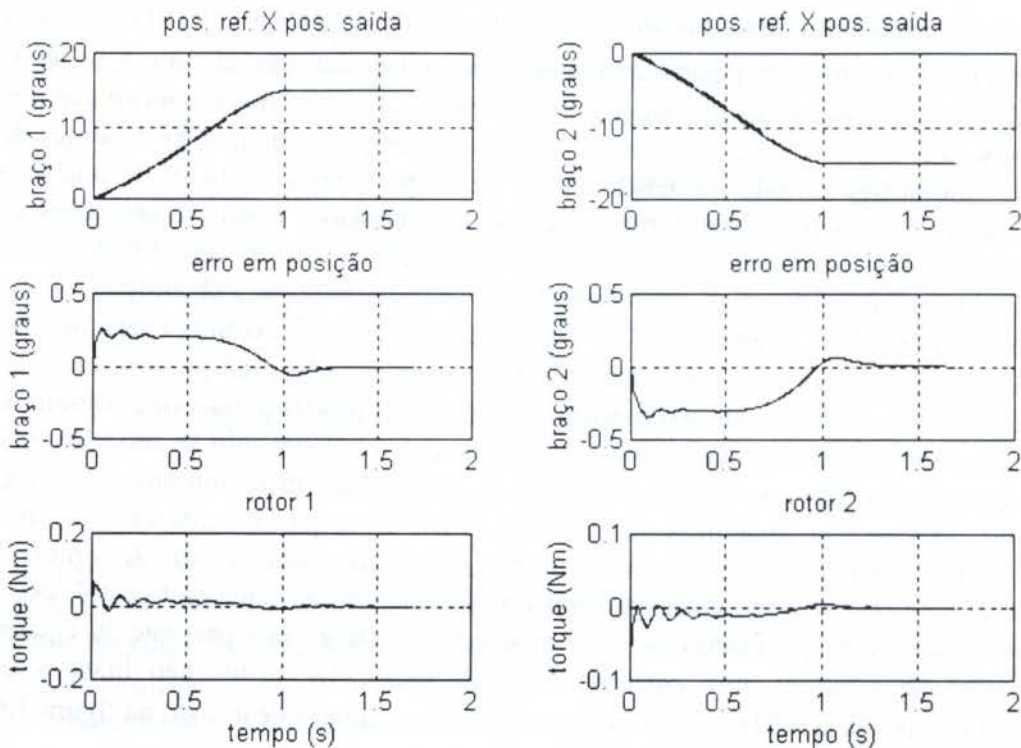


Figura 3. Simulação considerando-se as dinâmicas dos atuadores lineares e controle PD.

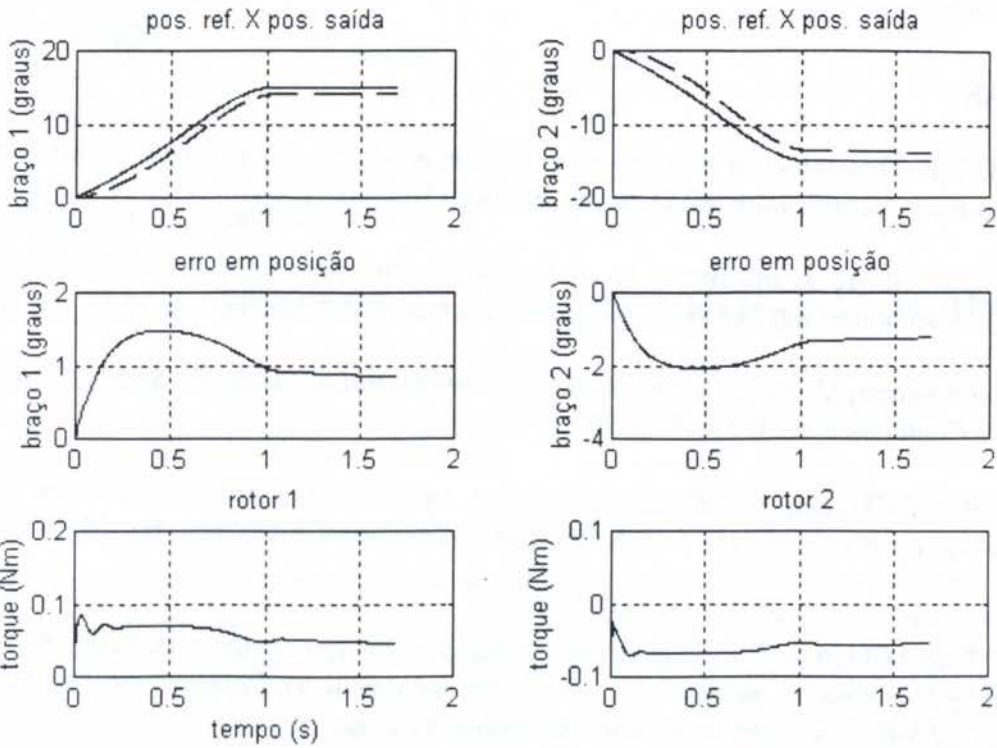


Figura 4. Simulação considerando-se as dinâmicas dos atuadores não lineares e controle PD.

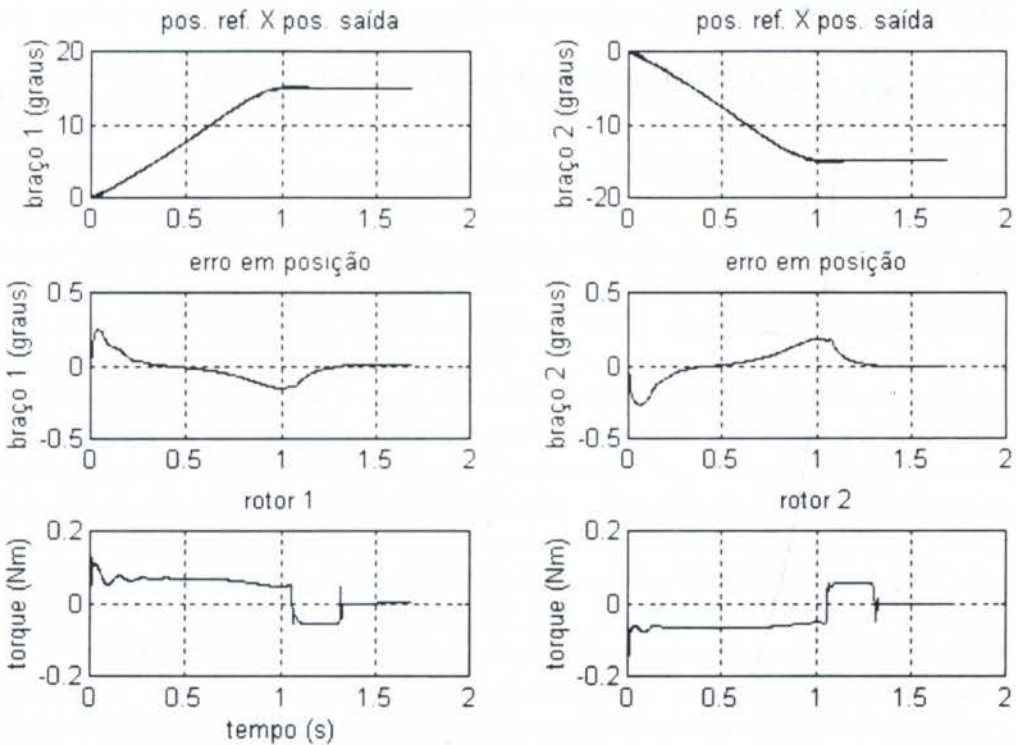


Figura 5. Simulação considerando-se as dinâmicas dos atuadores não lineares e controle PD a ganhos variáveis.



## 7. REFERÊNCIAS

- [01] Armstrong, B. S. R. *Dynamics for robot control: friction modeling and ensuring excitation during parameter identification*. Ph.D. thesis, Stanford University, California, 1988.
- [02] Canudas, C. ; Astrom, K. J. and Braun, K. *Adaptive friction compensation in DC-motor drive*. In *IEEE Robotics and Automation Conference*, pg. 1352-59, 1987.
- [03] Canudas, C. and Seront, V. *Robust adaptive friction compensation* . In *IEEE Robotics and Automation Conference*, pg.1383-88, 1990.
- [04] Gomes, S. C. P. and Chrétien, J. P. *Dynamic modeling and friction compensated control of a robot manipulator joint*. In *IEEE Robotics and Automation Conference*, pg. 1450-55, 1992.
- [05] Gomes, S. C. P. and Chrétien, J. P. *Dynamic modeling and friction compensated control of a 1 d.o.f rigid or flexible manipulator*. In *Microdynamique et Pointage de Grande Précision, CNES/France, 1er Symposium International*, 1992.
- [06] Gomes, S. C. P. *Modelagem de atritos internos às articulações de robôs manipuladores*. In *XIII COBEM*, CD-ROM, Belo Horizonte, 1995.
- [07] Groover, M. P.; Weiss, M.; Nagel, R. N. and Odrey, N. G. *Robótica, tecnologia e programação*. McGraw-Hill, 1989.
- [08] Spong, M. W. and Vidyasagar, M. *Robot dynamic and control*. John Wiley and Sons, 1989.



PAPER CODE: COB353

## PSEUDO-ODOMETRY FOR LEGGED ROBOTS

LUIZ DE S. MARTINS-FILHO<sup>1</sup> & ROLAND PRAJOUX  
LAAS/CNRS, 7 Av. du Colonel Roche, 31077 Toulouse Cedex 4, France  
e-mail: [lmartins@laas.fr](mailto:lmartins@laas.fr), [prajour@laas.fr](mailto:prajour@laas.fr)

### Abstract

This paper discusses the problem of position and attitude determination for legged robots control architectures. The proposed approach is a geometric method providing a module equivalent to the odometry module found on wheeled mobile robots. This pseudo-odometry module is part of a walk supervisor architecture. The system is capable of fast adaptation to a wide variety of situations using rule-based reasoning to solve the problem of force distribution and react to walk events. The main modules of this architecture are briefly described and the pseudo-odometry method is detailed. Finally, we show a numerical example of position and attitude determination.

### Keywords

Legged robots, walking robots, odometry, autonomous robots, robot localization

## 1 INTRODUCTION

This paper discusses issues around the problem of position and attitude determination for legged robots. This work is part of a project that concerns an extension to legged robots (more specifically, to quadrupeds) of the general approach of operational and decisional autonomy developed at LAAS/CNRS for wheeled mobile robots. The kind of robots that we consider is intended for intervention tasks in unstructured or partly structured environments, indoors or outdoors.

A very large number of control architecture for walking robots have been proposed in the literature. For instance, in Hirose *et al.* (1989), a feedback-based control module provides the reflex motion regulation. A strategy to produce reflex actions using fuzzy logic and neural network when dealing with unexpected events (slippage and sinkage) during the walk, is presented in Caurin and Tschichold-Güman (1994).

We propose a different approach, providing more flexibility and control possibilities, which uses a combination of algorithmic and reasoning methods. This study is made within a proper framework and, for example, does not address the problems encountered in leg design. A leg is considered to be comparable to a manipulator arm with at least 3 degrees of freedom (d.o.f.) and, together with its own actuators, proprioceptive sensors and closed-loop control system (force and position control), is seen as a "black box" subsystem by the rest of the control system.

<sup>1</sup>Supported by a grant from CNPq (Brasília - Brazil)



## Robot position and attitude

In the paper, we will use mainly two reference frames, an absolute frame, whose  $\vec{Oz}$  axis is placed vertically upwards, and a frame attached to the robot, whose  $\vec{Ox}$  axis is placed longitudinally (i.e. in the main direction of walking), and whose  $\vec{Oz}$  axis is going from bottom to top, cf. fig. 1. In this figure, we also show, for information, which leg numbering we are using. To define the attitude of the reference frame with respect of the absolute one, we use a vector of Euler angles  $\Theta = [\phi \ \theta \ \psi]^T$  (roll, pitch, yaw).

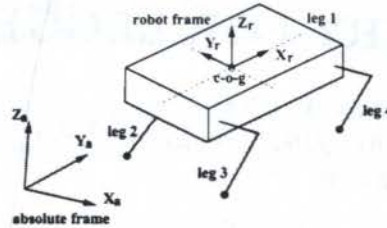


Figure 1: *Reference frames.*

Robot legs are supposed to be equipped with sensors such that their foot positions  $P_j$  in robot frame are known with reasonable accuracy. The robot as such is also equipped with adequate exteroceptive sensors (any of inclinometers, computer vision, laser range finder, perhaps inertial platform...) to periodically re-adjust the position and attitude of the robot.

A good odometry system is of prime importance for wheeled mobile robots (Borestein and Feng, 1996). Not many mobile robots make use of good inertial platforms, because they are expensive. In the lack of them, odometry remains the only available technique to provide the robot with a quasi-permanent knowledge of its current position and attitude.

As it is well-known, the two main drawbacks of odometry are that:(i) it gives only a relative information, i.e. it is an incremental sensor, and (ii) it accumulates errors in the course of measurements. This is why odometry must be combined with some exteroceptive sensing, in order the absolute position/attitude of the robot be re-adjusted periodically. Conversely, the approximate position known through odometry is necessary to properly initialize the re-adjustment process through exteroception. So, proprioception and exteroception work altogether.

All this remains true for legged robots. In fact, in their case, odometry is still more important, because it is necessary to have instant control of the robot body, which is not as important for a wheeled robot resting on the ground.

Here, one does not aim at obtaining a high accuracy for long distances, of course. A typical distance for one odometry run would correspond reasonably to a few strides only.

## 2 WALK SUPERVISOR ARCHITECTURE

The walk supervisor takes place in the global control system between the navigator at a higher level and the leg subsystems at a lower level. The global architecture is shown in fig. 2 ([2], 1996). It is composed mainly of four modules: *body motion control* (BMC) and *force distribution* (FD), algorithmic modules, i.e. modules using usual deterministic programming, *parameters adjustment* (PA) and *gait supervisor* (GS), modules, using mainly rule-based reasoning. The BMC module computes the resultant force and torque to apply to the platform, according to the desired motion provided by the GS module. From these force/torque values, the FD module determines the set of forces to produce at each foot point on the ground. The FD module operates under control of the PA module.

The *pseudo-odometry* (PO) module is placed between the leg subsystems and the walk

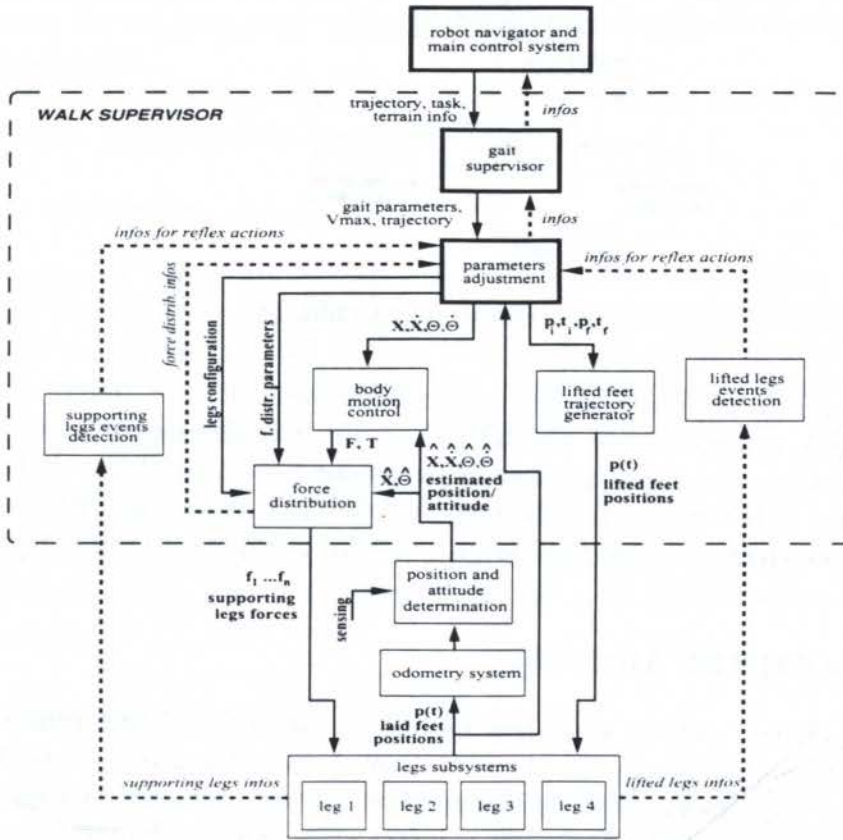


Figure 2: Block-diagram of walk supervisor.

supervisor to provide the estimated robot position and attitude to the BMC module.

The BMC module is exclusively in charge of determining the desired force and torque to obtain a given motion of the robot's body. In our study, we did not put the emphasis on this module that we have designed through *classical control theory* methods. The module receives reference values for the position and attitude of the body, and their derivatives, as well as estimates of the actual values of these quantities. It operates in closed-loop to calculate a force and a torque (6 scalar components).

The model of robot dynamics, corresponding to Newton and Euler's equations, has a non linear subsystem, the attitude equations. We can linearize it using input-output exact linearization by decoupling feedback. To control the resulting linearized system, we have chosen to use the linear quadratic regulator (LQR) theory to obtain the desired trajectory tracking. Details of this approach for BMC module can be seen in [2], 1996.

The BMC asks for 6 components of force and torque resultants to obtain the desired motion of the 6-d.o.f. robot body. Each supporting leg provides a 3-component force. The FD module receives as inputs the force and torque resultants, and estimated robot attitude and position, to produce the feet force components as outputs, cf. fig. 3. With 4 or 3 supporting legs, the number of available components (control variables) is respectively 12 or 9. In these situations, there is a problem of *actuator redundancy* expressed by  $[\dots f_{xj} f_{yj} f_{zj} \dots]^T A = [F_x F_y F_z T_x T_y T_z]^T$ .

The majority of force distribution solutions to multiple-chain robotic systems, as well as to walking robots, use optimization techniques to solve the actuator redundancy. We propose a FD module that is *not* designed with a single algorithm for solving equations. Instead of optimization, *the PA module can add to the problem any number of other*



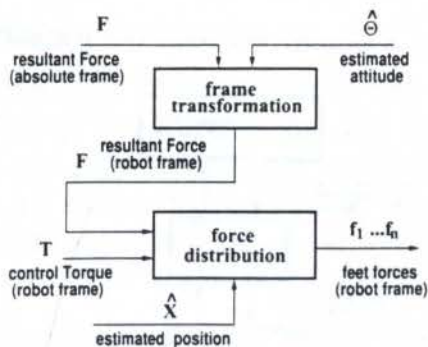


Figure 3: Force Distribution module.

relations (i.e. constraints), up to the current redundancy order.

Therefore, the PA module task is the BMC and FD modules supervision taking in charge the determination of a large number of parameters and variables. It has to do so in the context of a wide variety of situations. A rule-based reasoning, using a system developed by our research team called KHEOPS ([1], 1995), is applied to solve this problem in [3], 1996.

### 3 PSEUDO-ODOMETRY MODULE

The pseudo-odometry method considers basically that the laid feet remain at the same landing points on the terrain (in absolute frame) during a given supporting legs configuration phase. This means that the supporting polygon does not change between two successive landing or taking-off events. In fact, we have implemented a method providing a safer determination, see section 3.3.

The evolution of the robot between instants  $t_0$  and  $t_2$  is illustrated in figure 4.

However, even without foot slips or sinkings, the leg sensors, that yield feet positions expressed in robot frame, introduce measurement errors. Consequently, at two different instants the support polygon seen by the robot is not exactly the same. To take a representative point of each polygon and carry to a matching research method, we chose the centroid defined by  $x_c = (1/n) \sum_n x_j$ ,  $y_c = (1/n) \sum_n y_j$  and  $z_c = (1/n) \sum_n z_j$ . The first

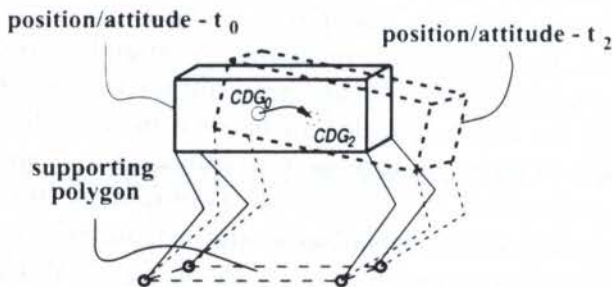


Figure 4: Evolution of robot position and attitude from  $t_0$  to  $t_2$ .

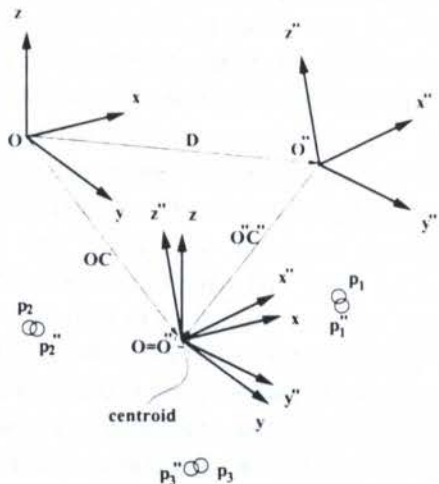


Figure 5: The translations to coincide polygon centroids.

step of matching process is to calculate two translations of frame origins (at instants  $t_0$

and  $t_2$ ) to respective centroids. Considering that the two centroids represent the same point in the absolute frame, we apply a rotation to try coinciding the polygon vertices in the 3D space. As we have said, taking in to account the measurement errors, exact matching is impossible.

We show these translations from robot frames (at instants  $t_0$  and  $t_2$ ) to supporting polygons centroids, considered the same point in figure 5.

### 3.1 Attitude estimation

The estimation of the attitude of an actual robot state, with respect to a precedent state (or initial state of present configuration phase), is the determination of a rotation matrix between the two translated frames ( $R_{20} = R_{z\psi} R_{y\theta} R_{x\phi}$ ) to minimize a chosen criterion. This matrix appears explicitly when using vectorial notation. Applying this notation in the objective function  $d_P$  to be minimized, we obtain:

$$d_P \triangleq \sum_j d_j^2 = \sum_j (\|\vec{P}_{j2}\|^2 + \|\vec{P}_{j0}\|^2) - 2 \sum_j (R_{20}^T \vec{P}_{j2})^0 \vec{P}_{j0} \quad (1)$$

To minimize these function we search the extrema through the partial derivatives with respect to the Euler angles ( $\frac{\partial d_P}{\partial \phi} = 0$ ,  $\frac{\partial d_P}{\partial \theta} = 0$  and  $\frac{\partial d_P}{\partial \psi} = 0$ ). For instance, the expression for  $\phi$  angle is done by:

$$\frac{\partial d_P}{\partial \phi} = \frac{\partial (\|\vec{P}_{j2}\|^2 + \|\vec{P}_{j0}\|^2)}{\partial \phi} - 2 \frac{\partial \sum_j (R_{20}^T \vec{P}_{j2})^0 \vec{P}_{j0}}{\partial \phi} = 0 \quad (2)$$

The problem of attitude estimation becomes the search of the zeros for a three dimension vectorial function  $f(\Theta)$ , defined by the partial derivatives of  $d_P$  with respect to the Euler angles. This expression can be simplified using the derivative matrix operators for rotation matrices about one axis  $\mathcal{D}_{z\psi} = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$  (so  $\partial R_{z\psi} / \partial \psi = \mathcal{D}_{z\psi} R_{z\psi}$ ),

$$\mathcal{D}_{y\theta} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \text{ and } \mathcal{D}_{x\phi} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix};$$

$$f(\Theta) = \sum_j \begin{bmatrix} {}^0P_{j0}^T (R_{z\psi} R_{y\theta} \mathcal{D}_{x\phi} R_{x\phi})^T \vec{P}_{j2} \\ {}^0P_{j0}^T (R_{z\psi} R_{y\theta} \mathcal{D}_{y\theta} R_{x\phi})^T \vec{P}_{j2} \\ {}^0P_{j0}^T (\mathcal{D}_{z\psi} R_{z\psi} R_{y\theta} R_{x\phi})^T \vec{P}_{j2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

We apply the Newton method to find the zeros of  $f(\Theta)$ :

$$\Theta(l+1) = \Theta(l) - J(l)^{-1} f(\Theta(l)) \quad (4)$$

where  $\Theta(l+1)$  is the  $l+1$  iteration and  $J(l)$  is the Jacobian matrix of  $f(\Theta)$ .

This calculation can be done faster if one uses a good initialisation point. We use the preceding attitude estimation (obtained at  $t_1$ , the precedent estimation instant). Since the odometry process takes place within an overall iterative procedure,  $t_1$  is close to  $t_2$  (while  $t_0$  is not). This makes the matching converge very fast. Besides, let us note that because it is made between  $t_0$  and  $t_2$ , there is no cumulative error involved.

### 3.2 Position estimation

After attitude estimation, we can obtain easily the c-o-g relative position at  $t_2$  with respect to initial position ( $t_0$ ). Using the attitude matrix  $R_{20}$  we express the vector



$[{}^2x_{c2} \ {}^2y_{c2} \ {}^2z_{c2}]^T$  in absolute frame and calculate directly the translation:

$$T_{20} = [{}^0x_{c0} \ {}^0y_{c0} \ {}^0z_{c0}]^T - R_{20}[{}^2x_{c2} \ {}^2y_{c2} \ {}^2z_{c2}]^T \quad (5)$$

With this step we conclude the position and attitude determination procedure.

### 3.3 Improvement of the method

As we have mentioned at the beginning of section 3, the method relies on the fact that the resting polygon be constant during one leg configuration phase. In the framework of our study, this is a reasonable hypothesis, because our whole methodology demands that foot slips and sinkings be detected by leg subsystems. Then, a slipping foot, especially, is discarded from the odometry calculation.

Moreover, it is possible to run a verification process, prior to each odometry step. The verification process is fast. It consists in calculating the distances (their squares actually), between every couple of foot centroids. With four such centroids, it is generally easy, by observing discrepancies between actual and previous distances, to decide if one foot should be discarded from the process. With three centroids, if one of them has to be discarded, the odometry process cannot be achieved.

## 4 SIMULATION RESULTS

Using a simulation of feet positions, we apply our position and attitude determination method. We suppose that the robot realizes a motion changing attitude and position.

The robot trajectory in the absolute frame is a straight line and it has some attitude movement about the absolute frame axis. These simulated positions (*mm*) and attitude (*rad*) for successive instants ( $t_0$ ,  $t_1$  and  $t_2$ ) are showed in table 1.

Table 1: Robot position and attitude.

$t$	$x_{CDG}$	$y_{CDG}$	$z_{CDG}$	$\phi$	$\theta$	$\psi$
0	0.00	0.0	0.0	0.000	0.000	0.000
1	0.07	0.0	0.0	0.030	-0.025	0.035
2	0.08	0.0	0.0	0.032	-0.028	0.034

To simulate the four laid feet positions in the robot frames (attached with robot inertia principal axis at  $t_0$  and  $t_2$ ),  ${}^0P_{j0}$  and  ${}^2P_{j2}$ , the absolute frame data is translated, rotated and contaminated with random noise (null average and variation between  $-5$  and  $5mm$ ).

Applying the procedure (Newton's method, cf. eq. (4))

Table 2: Laid feet position.

foot ( $j$ )	${}^0P_{j0x}$	${}^0P_{j0y}$	${}^0P_{j0z}$	${}^2P_{j2x}$	${}^2P_{j2y}$	${}^2P_{j2z}$
1	0.848	0.804	-0.800	0.775	0.795	-0.800
2	-0.751	0.804	-0.799	-0.827	0.802	-0.797
3	-0.063	-0.805	-0.802	-0.137	-0.796	-0.801
4	0.349	-0.796	-0.795	0.271	-0.802	-0.803

for attitude estimation, where an estimation of  $t_1$  attitude is used for the iteration initialization, we obtain the results showed in the table 3. The second step was to estimate the translation between  $t_0$  and  $t_2$  center-of-gravity position. The simulated and estimated

positions appear in table 3. We can verify that the estimation errors (about 4mm for position and 0,002rad for attitude) are compatible with simulated measurements errors.

Table 3: Simulated and estimated attitude and position at  $t_2$ .

att./pos.	$\phi_2$	$\theta_2$	$v_2$	$x_{CDG2}$	$y_{CDG2}$	$z_{CDG2}$
simulated	0.032	-0.028	0.034	0.080	0.000	0.000
estimated	0.030	-0.031	0.036	0.073	0.004	0.001

## 5 CONCLUSION

We have presented in this paper a control architecture for walking robots, describing its main modules. The knowledge of robot state, i.e., the robot position and attitude, with reasonable precision is very important to the control performance.

The estimation method developed here can provide the robot state to *body motion control* (BMC) and *force distribution* (FD) module with compatible precision. Using filtering data technics and sensors fusion (using inertial sensors, like gyroscopes and accelerometers with *pseudo-odometry* [PO] module) one can improve the position and attitude determination results.

## 6 REFERENCES

- BORESTEIN, J. & FENG, L. Measurement and correction of systematic odometry errors in mobile robots. *IEEE Trans. on Robotics and Automation*, 12(6), 1996.
- CAURIN, G. & TSCHICHOLD-GÜMAN, N. The development of a robot terrain interaction system walking machines. In *IEEE I. C. on Rob. and Autom. (ICRA '94)*, 1994.
- GOUYON, J.P. KHEOPS user's guide. Technical report, LAAS-CNRS, Toulouse - France, 1995.
- HIROSE, S., YONEDA, K., FURUYA, R., & TAKAGI, T. Dyn. and static fusion control of quadruped walking vehicle. In *IEEE I.C. on Intel. Robots and Sys. (IROS '89)*, 1989.
- ISIDORI, A. *Nonlinear control systems*. Springer-Verlag, New York, 1989.
- KWAKERNAAK, H. & SIVAN, R. *Linear optimal control systems*. Wiley-Interscience, New York, 1972.
- KWON, W. & LEE, B.H. Optimal f. distrib. of multiple cooperating robots using non linear programming dual method. In *IEEE I.C. on Rob. and Autom. (ICRA '96)*, 1996.
- PRAJOUX, R. & MARTINS-FILHO, L. DE S. A walk supervisor architecture for autonomous four-legged robots embedding real-time decision-making. In *IEEE I. C. on Intel. Robots and Sys. (IROS '96)*, 1996.
- PRAJOUX, R., MARTINS-FILHO, L. DE S., & JONQUIÈRES, S. On-line rule-based reasoning for f. distribution of quadrupeds robots. In *Euro. W. on Hazardous Robotics (HEROS '96)*, 1996.
- VUKOBRATOVIC, M. Legged locomotion robot and anthropomorphic mechanisms. Technical report, Mihalo Pupin Institute, Belgrade - Yugoslavia, 1975.





PAPER CODE: COB354

## DYNAMIC PERFORMANCE OF VARIABLE STRUCTURE HYBRID CONTROL OF MANIPULATORS

ABÍLIO AZENHA & J. A. TENREIRO MACHADO

*Department of Electrical and Computer Engineering, Faculty of Engineering,*

*University of Porto, Rua dos Bragas, 4099 Porto Codex, Portugal*

*Phone: +351-2-317105, Fax: +351-2-2003610/319280,*

*E-mail: azenha@tom.fe.up.pt, jtm@fe.up.pt*

### Abstract

In this paper it is studied the implementation of a variable structure algorithm in the position/force hybrid control of robotic manipulators. The time and frequency responses of the system are calculated and its properties are studied. Moreover, the effect of the controller sampling frequency and the system stability are analysed through a linearization procedure.

### Keywords

Robotics, Manufacturing Systems, Intelligent Control, Variable Structure Systems, Force Control.

## 1. INTRODUCTION

In the early eighties Raibert & Craig (1981) introduced the concept of force control based on the hybrid algorithm. Since then, several researchers (Khatib, 1987; Whitney, 1987; Hogan, 1985; Zhang & Paul, 1985) developed these ideas and proposed new algorithms such as the impedance controller. Problems with position/force control are further investigated in An & Hollerbach (1987) and Fisher & Mujtaba (1992), while more recent studies of this algorithm can be found in Siciliano & Villani (1996) and Volpe & Khosla (1994). Nevertheless, this area of research is only beginning to emerge from the *sea* of unexplored problems of sustained contact between the robot and the workpiece. In this line of thought, this paper presents a robust algorithm for this type of robot control that only needs a force sensor in the wrist of the arm in addition to velocity and position measurements of the joint coordinates.

The article is organised as follows. Section two introduces the position/force control algorithm. Section three shows some results with variable structure controllers (VSCs) in the position and force control loops. Section four presents the *Frequency Response (FR)* of the closed-loop system, while section five studies the stability of the system through a linearization. Finally, section six outlines the main conclusions.

## 2. THE POSITION/FORCE HYBRID CONTROLLER

The dynamic equation of an ideal rigid-link-rigid-joint robot with  $n$  links interacting with the environment is:

$$\tau = \mathbf{H}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{c}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) + \mathbf{g}(\mathbf{q}) - \mathbf{J}^T(\mathbf{q})\mathbf{F} \quad (1)$$

Here  $\tau$  is the  $n \times 1$  vector of actuator torques,  $\mathbf{q}$  is the  $n \times 1$  vector of joint coordinates,  $\mathbf{H}(\mathbf{q})$  is the  $n \times n$  inertia matrix,  $\mathbf{c}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$  is the  $n \times 1$  vector of centrifugal/Coriolis terms and  $\mathbf{g}(\mathbf{q})$  is the  $n \times 1$  vector of gravitational effects. The  $n \times n$  matrix  $\mathbf{J}^T(\mathbf{q})$  is the transpose of the Jacobian matrix of the robot and  $\mathbf{F}$  is the  $n \times 1$  vector of the force that the environment exerts in the robot end-effector.

In this study we shall adopt as prototype manipulator the 2R robot with dynamics:

$$\mathbf{H}(\mathbf{q}) = \begin{bmatrix} (m_1 + m_2)r_1^2 + m_2r_2^2 + & m_2r_2^2 + m_2r_1r_2C_2 \\ +2m_2r_1r_2C_2 + J_{1m} + J_{1g} & \\ m_2r_2^2 + m_2r_1r_2C_2 & m_2r_2^2 + J_{2m} + J_{2g} \end{bmatrix} \quad (2a)$$

$$\mathbf{c}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \begin{bmatrix} -m_2r_1r_2S_2\dot{q}_2^2 - 2m_2r_1r_2S_2\dot{q}_1\dot{q}_2 \\ m_2r_1r_2S_2\dot{q}_1^2 \end{bmatrix} \quad (2b)$$

$$\mathbf{g}(\mathbf{q}) = \begin{bmatrix} g(m_1r_1C_1 + m_2r_1C_1 + m_2r_2C_{12}) \\ gm_2r_2C_{12} \end{bmatrix} \quad (2c)$$

$$\mathbf{J}^T(\mathbf{q}) = \begin{bmatrix} -r_1S_1 - r_2S_{12} & r_1C_1 + r_2C_{12} \\ -r_2S_{12} & r_2C_{12} \end{bmatrix} \quad (2d)$$

where  $C_i = \cos(q_i)$ ,  $C_{ij} = \cos(q_i + q_j)$ ,  $S_i = \sin(q_i)$ ,  $S_{ij} = \sin(q_i + q_j)$  and a constraint plane determined by the angle  $\theta$  as depicted in Fig. 1. The numerical values adopted for the ideal 2R robot are enumerated in Table 1.

Table 1: The 2R robot parameters.

$i$	$m_i$ (Kg)	$r_i$ (m)	$J_{im}$ (Kgm <sup>2</sup> )	$J_{ig}$ (Kgm <sup>2</sup> )
1	0.5	1.0	1.0	4.0
2	6.25	0.8	1.0	4.0

As usual, the contact of the robot with the constraint surface is modelled through a linear system with a mass  $M$ , a damping  $B$  and a stiffness  $K$ . The adoption of the alternative model of a dashpot with two springs (Azenha & Machado, 1997) was also investigated leading to the same kind of conclusions. The schematic structure of the position/force hybrid control algorithm is depicted in Fig. 2. The matrix  $\mathbf{I}$  is the  $n \times n$  identity matrix and the diagonal matrix  $\mathbf{S}$  is the  $n \times n$  selection matrix with elements equal to one/zero in the position/force controlled directions. In this paper we consider the  $y_c/x_c$  Cartesian coordinates to be position/force controlled according with the equations:



$$\mathbf{S} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \mathbf{J}_C(\mathbf{q}) = \begin{bmatrix} -r_1 C_{\theta 1} - r_2 C_{\theta 12} & -r_2 C_{\theta 12} \\ r_1 S_{\theta 1} + r_2 S_{\theta 12} & r_2 S_{\theta 12} \end{bmatrix}, \Lambda_C: \begin{cases} x_C = r_1 S_{\theta 1} + r_2 S_{\theta 12} \\ y_C = r_1 C_{\theta 1} + r_2 C_{\theta 12} \end{cases} \quad (3)$$

where  $C_{\theta 1} = \cos(\theta - q_1)$ ,  $C_{\theta 12} = \cos(\theta - q_1 - q_2)$ ,  $S_{\theta 1} = \sin(\theta - q_1)$  and  $S_{\theta 12} = \sin(\theta - q_1 - q_2)$ .

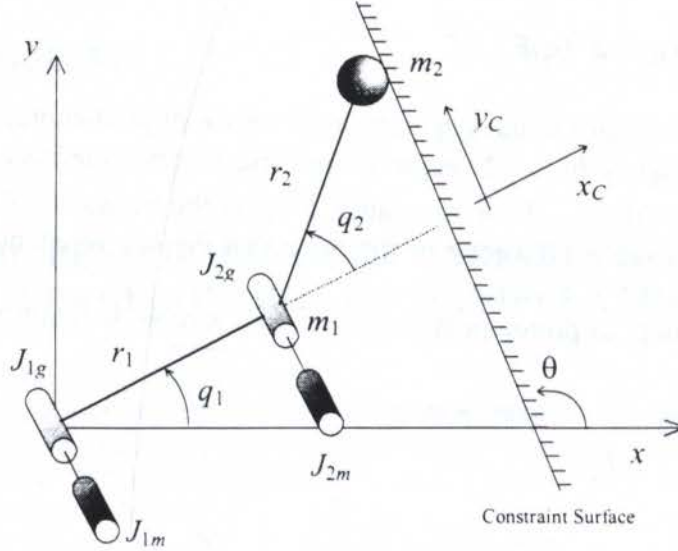


Figure 1: The 2R robot and the constraint surface.

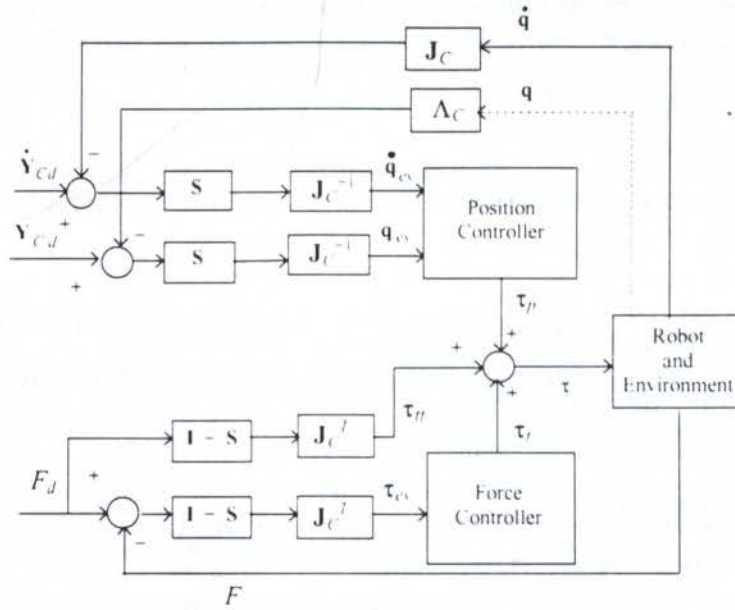


Figure 2: Block diagram of the position/force hybrid control algorithm.

### 3. SOME SIMULATION RESULTS

In this section we study the system response using VSCs, both at the position and force control loops (with a sampling frequency of  $f_c = 10$  kHz), instead of the standard PID algorithms. The position/force controllers are the first-order VSCs (Azenha & Machado, 1996; Utkin, 1977) with a sliding surface and a control effort given by:

$$\mathbf{q}_{es} = \mathbf{J}_C^{-1} \mathbf{S} (\mathbf{Y}_{cd} - \mathbf{Y}_C), \quad \sigma_i = \dot{q}_{esi} + c_{pi} q_{esi} \quad (4a)$$

$$\tau_{VSCi} = \begin{cases} \tau_{Pmaxi} & , \sigma_i \geq \tau_{Pmaxi} / K_{Pi} \\ K_{Pi} \sigma_i & , |\sigma_i| < \tau_{Pmaxi} / K_{Pi} \\ -\tau_{Pmaxi} & , \sigma_i \leq -\tau_{Pmaxi} / K_{Pi} \end{cases} \quad (4b)$$

$$\tau_{es} = \mathbf{J}_C^T (\mathbf{I} - \mathbf{S}) (\mathbf{F}_d - \mathbf{F}), \quad \sigma_i = \tau_{esi} + c_{Fi} \int \tau_{esi} dt \quad (4c)$$

$$\tau_{VSCi} = \begin{cases} \tau_{Fmaxi} & , \sigma_i \geq \tau_{Fmaxi} / K_{Fi} \\ K_{Fi} \sigma_i & , |\sigma_i| < \tau_{Fmaxi} / K_{Fi} \\ -\tau_{Fmaxi} & , \sigma_i \leq -\tau_{Fmaxi} / K_{Fi} \end{cases} \quad (4d)$$

Table 2 shows the numerical values of the controllers adopted in this section. These parameters were tuned by trial and error and represent a compromise between fast transients and large overshoots.

Table 2: Numerical values of the First-order VSCs.

Joint $i$	$K_{Pi}$	$K_{Fi}$	$\tau_{Pmaxi}$	$\tau_{Fmaxi}$	$c_{Pi}$	$c_{Fi}$
1	10,000	100	1,000	1,000	2.5	0.25
2	10,000	100	500	500	2.5	0.25

In a first case study, the adopted constraint surface parameters are  $M = 0$  Kg,  $B = 1$  Ns/m,  $K = 100$  N/m,  $\theta = \pi/2$  and an initial operating point  $q_{10} = q_{20} = \pi/2$ , where  $q_i(t=0)$ ,  $i = 1,2$ . In Fig. 3 we present the time response for a position input step ( $\delta y_{Cd} = 0.1$  m) established at  $t = 3$  to damp out the initial conditions. In Fig. 4 an alternative experiment, shows the time response for a force input step ( $\delta F_d = 1$  N) at  $t = 3$ .

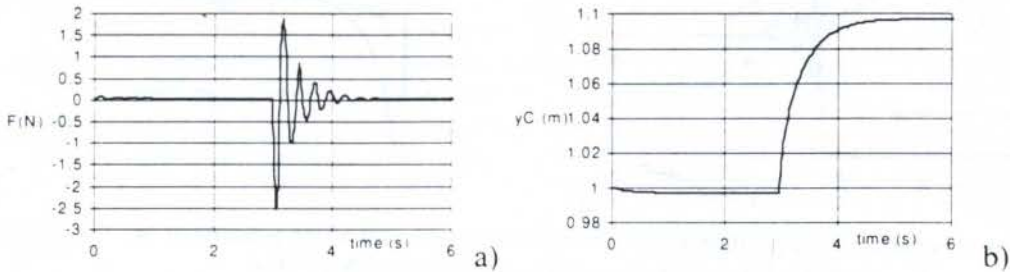


Figure 3: Time responses of the position force hybrid control system for a step position input  $\delta y_{Cd} = 0.1$  m (case study 1,  $q_{10} = q_{20} = \pi/2$ ): a) Force; b) Position.  $f_c = 10$  kHz.

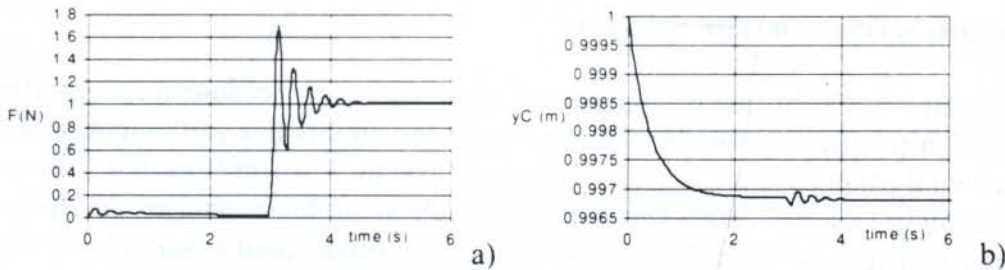


Figure 4: Time responses of the position/force hybrid control system for a step force input  $\delta F_d = 1$  N (case study 1,  $q_{10} = q_{20} = \pi/2$ ): a) Force; b) Position.  $f_c = 10$  kHz.

In a second case study we introduce an integral term in the sliding surface of the position-VSC according with the equations:



$$\mathbf{q}_{es} = \mathbf{J}_C^{-1} \mathbf{S}(\mathbf{Y}_{cd} - \mathbf{Y}_c), \quad \sigma_i = \dot{q}_{esi} + 2\omega_{ni} \xi_i q_{esi} + \omega_{ni}^2 \int q_{esi} dt \quad (5a)$$

$$\tau_{VSCi} = \begin{cases} \tau_{Pmaxi} & , \sigma_i \geq \tau_{Pmaxi} / K_{Pi} \\ K_{Pi} \sigma_i & , |\sigma_i| < \tau_{Pmaxi} / K_{Pi} \\ -\tau_{Pmaxi} & , \sigma_i \leq -\tau_{Pmaxi} / K_{Pi} \end{cases} \quad (5b)$$

The parameters of the sliding surface are  $\omega_{ni} = 7.91 \text{ rads}^{-1}$  and  $\xi_i = 1.74$  ( $i = 1, 2$ ). By this way, the dominant eigenvalue of the sliding surface remains unchanged. This controller enables us to have small position errors, because of the integral action in the second order sliding surface. In this line of thought, Figs. 5 and 6 present the system time responses for the same test input signals. As can be seen in Figs. 3-4 and Figs. 5-6, for  $\theta = \pi/2$  and  $q_{10} = q_{20} = \pi/2$ , the second-order VSC in the position control loop leads to much smaller steady-state position errors, while the transient remains approximately the same.

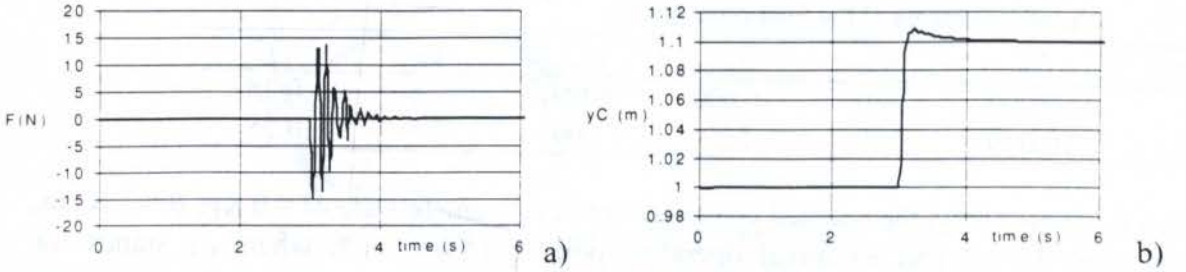


Figure 5: Time responses of the position/force hybrid control system for a step position  $\delta y_{cd} = 0.1 \text{ m}$  (case study 2,  $q_{10} = q_{20} = \pi/2$ ): a) Force; b) Position.  $f_c = 10 \text{ kHz}$ .

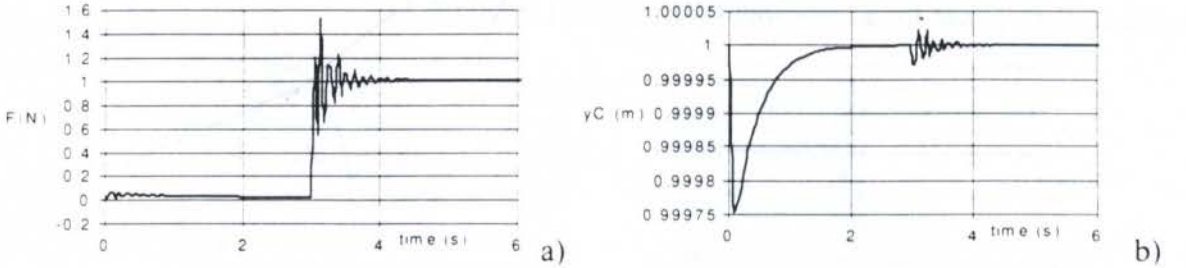


Figure 6: Time responses of the position/force hybrid control system for a step force input  $\delta F_d = 1 \text{ N}$  (case study 2,  $q_{10} = q_{20} = \pi/2$ ): a) Force; b) Position.  $f_c = 10 \text{ kHz}$ .

#### 4. FREQUENCY RESPONSE OF THE SYSTEM

In this section we start by choosing a distinct operating point, because it is important to study the controller performance under different conditions. In this line of thought, in a third case study the initial parameters are  $\theta = \pi/2$ ,  $q_{10} = q_{20} = 15\pi/36$ ,  $K = 100 \text{ N/m}$ ,  $B = 1 \text{ Ns/m}$  and  $M = 0 \text{ Kg}$  (case study 3). Fig. 7 shows the corresponding FRs of the system for the first order VSCs with the parameters of Table 2, and two different amplitude input signals  $\delta y_{cd} = 0.03 \text{ m}$  or  $\delta y_{cd} = 0.1 \text{ m}$  and  $\delta F_d = 1 \text{ N}$  or  $\delta F_d = 4 \text{ N}$ .

The FR of the system for the case study 1 is nearly the same and, therefore, it is not presented. On the other hand, for the case study 2 we get a slightly different FR as can be seen in Fig. 8. Nevertheless, the overall characteristics remain almost unchanged revealing that the VSC-hybrid controller is robust against operating point variations. Moreover, from Figs. 7-8 we conclude that the FR has low sensitivity to variation of the amplitude of the reference signal, meaning that the closed-loop system has a behaviour such as a linear one. The low-

-pass responses of  $|Y_c/Y_{cd}|$  and  $|F/F_d|$  have a cut-off frequency that depends on the environment parameters. In particular, the resonance frequency  $f_0$  of  $|F/F_d|$  is very sensitive while  $|Y_c/Y_{cd}|$  has a much smaller sensitivity. In  $|Y_c/F_d|$  and  $|F/Y_{cd}|$  we have bandpass FRs with resonance peaks located also at  $f_0$ .

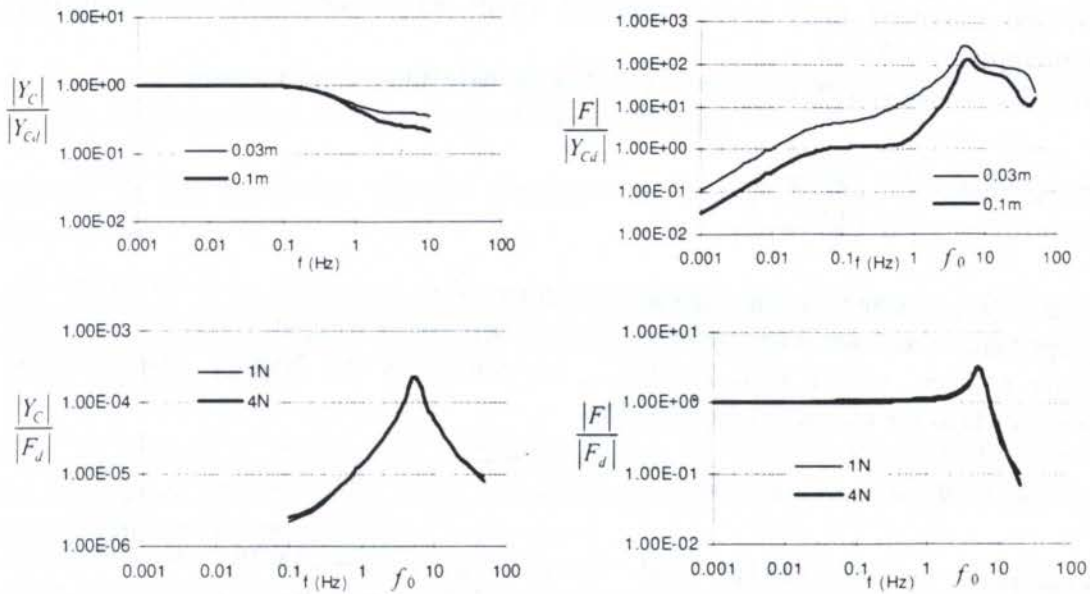


Figure 7: Frequency responses of the position/force hybrid VSC (case study 3.  $q_{10} = q_{20} = 15\pi/36$ ).  $f_c = 10$  kHz.

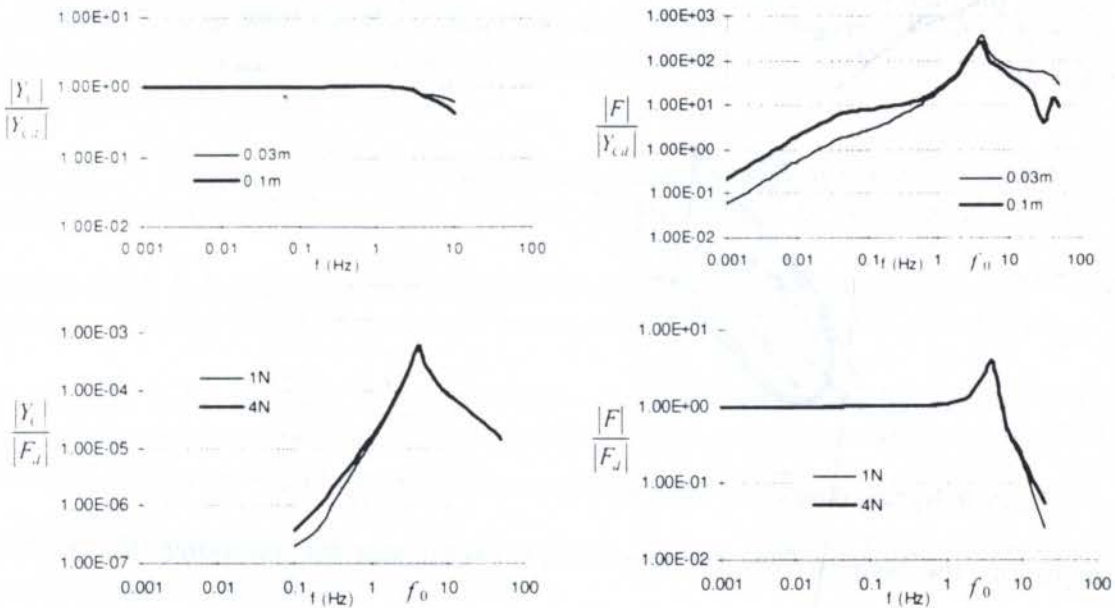


Figure 8: Frequency responses of the position/force hybrid VSC (case study 2.  $q_{10} = q_{20} = \pi/2$ ).  $f_c = 10$  kHz.

Another important system characteristic to study is the effect of the controller sampling frequency upon the system performances. The experiments showed that  $f_c = 10$  kHz is a controller frequency that leads to good results. Nevertheless, for operating points with an high damping coefficient  $B$  it is found that lower frequencies up to  $f_c = 500$  Hz are acceptable being the FRs almost identical.

5. STABILITY ANALYSIS THROUGH LINEARIZATION



In this section it is presented an analysis of the system stability through its linearization. Notice that, for analysing the system stability with large amplitude signals, in general we must employ the describing function (Atherton, 1975) instead of a simple linearization. Nevertheless, the observed limit cycles revealed small amplitudes and, therefore, the linearization method is sufficient.

The system equations can be simplified resulting the MIMO system equations:

$$\begin{bmatrix} Q_{1,output} \\ Q_{2,output} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} N_{11} & N_{12} \\ N_{21} & N_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_{1,input} \\ Q_{2,input} \end{bmatrix} \quad (6)$$

where  $Q_{i,input}$  and  $Q_{i,output}$  stands for the Laplace transform of  $q_{i,input}$  and  $q_{i,output}$  ( $i = 1,2$ ) and  $N_{ij}$  ( $i, j = 1, 2$ ) represents the linearized transfer function between the input variable  $i$  and the output variable  $j$ . Then, setting  $Q_{i,input} = Q_{i,output}$  we can apply the Nyquist multivariable criterion which leads to the characteristic equation:

$$N_{11}N_{22} - N_{11} - N_{22} - N_{12}N_{21} + 1 = 0 \quad (7)$$

For example, for  $f_c = 10$  kHz and  $\theta = \pi/2$ ,  $q_{10} = q_{20} = 15\pi/36$ ,  $K = 100$  N/m,  $B = 0.03$  Ns/m and  $M = 0$  Kg we find a limit cycle of 5 Hz that is in accordance with expression (7).

The Nyquist diagram of the system for several controller frequencies is shown in Fig. 9. It can be seen that for  $f_c = 10$  kHz the limit cycle is stable while decreasing  $f_c$  the system becomes unstable.

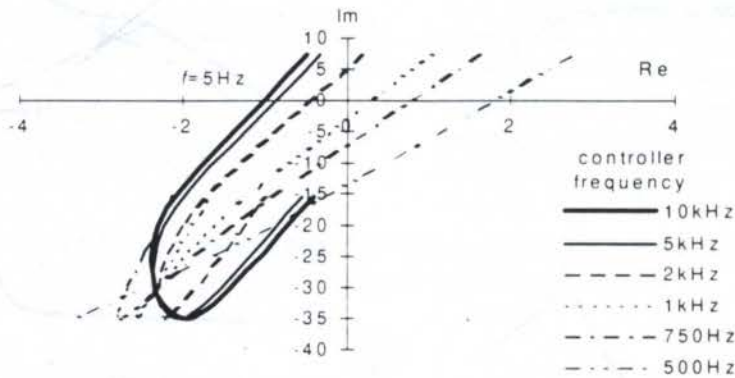


Figure 9: Nyquist diagram of the system for several controller frequencies.

In conclusion, the Nyquist diagram represents a useful tool for analysing the system stability.

## 6. CONCLUSIONS

This paper presented the design and implementation of position/force hybrid VSC of robot manipulators. Several controllers and operating conditions were studied and the second order VSC was shown to be superior because it reduced the steady-state position error. Frequency response techniques were also employed in the characterisation of system behaviour and good linearity properties were found. The stability and accuracy of the system are shown to be satisfactory and the influence of sampling frequency was investigated.

ACKNOWLEDGEMENT

This paper was developed under the grant PRAXIS XXI/BD/4524/94 from JNICT.

**7. REFERENCES**

- AN, C. H. & J. M. HOLLERBACH, Kinematic Stability Issues in Force Control of Manipulators, *Proc. of the IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation*, pp. 897-903, 1987.
- ATHERTON, D. P., *Nonlinear Control Engineering*, Van Nostrand Reinhold Company, London, 1975.
- AZENHA, A. & J. A. T. MACHADO, Variable Structure Control of Systems with Nonlinear Friction and Dynamic Backlash, *IFAC 13th World Congress*, San Francisco, California, USA, vol. E, pp. 515-520, 1996.
- AZENHA, A. & J. A. T. MACHADO, Stability Analysis in Variable Structure Position/Force Hybrid Control of Manipulators, *IEEE International Conference on Intelligent Engineering Systems*, Budapest, Hungary, 1997.
- FISHER, W. D. & M. S. MUJTABA, Sufficient Stability Condition for Hybrid Position/Force Control, *Proc. of the Int. Conf. on Rob. and Automation*, Nice, France, pp. 1336-1341, 1992.
- HOGAN, N., Impedance Control: An Approach to Manipulation, Parts I-Theory, II-Implementation and III-Applications, *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 107, No. 1, pp. 1-24, 1985.
- KHATIB, O., A Unified Approach for Motion and Force Control of Robot Manipulators: The Operational Space Formulation, *IEEE J. of Rob. and Autom.*, vol. 3, No. 1, pp. 43-53, 1987.
- RAIBERT, M. H. & J. J. CRAIG, Hybrid Position/Force Control of Manipulators, *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 102, No. 2, pp. 126-133, 1981.
- SICILIANO, B. & L. VILLANI, A Force/Position Regulator for Robot Manipulators Without Velocity Measurements, *IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation*, Minneapolis, USA, pp. 2567-2572, 1996.
- UTKIN, V. I., Variable Structure Systems With Sliding Modes, *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 22, pp. 212-222, 1977.
- VOLPE, R. & P. KHOSLA, Computational Considerations in the Implementation of Force Control Strategies, *Journal of Intelligent and Robotic Systems*, vol. 9, pp. 121-148, 1994.
- WHITNEY, D. E., Historical Perspective and State of the Art in Robot Force Control, *The Int. J. of Robotics Research*, vol. 6, No. 1, pp. 3-14, 1987.
- ZHANG, H. & R. P. PAUL, Hybrid Control of Robot Manipulators, *Proc. of the IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation*, USA, pp. 602-607, 1985.



PAPER CODE: COB355

## TRAJECTORY CONTROL OF REDUNDANT MANIPULATORS

J.A.Tenreiro Machado\* & Fernando B.M. Duarte\*\*

\* *Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Dep. de Eng. Electrotécnica e de Computadores,*

*Rua dos Bragas, 4099 Porto Codex, Portugal, Tel: +351-2-2009913, Fax: +351-2-319280, Email: jtm@fe.up.pt*

\*\* *Esc. Sup. Tecnologia Viseu - Dep. Matemática, Campus Politécnico, 3510 Viseu, Portugal*

*Tel: +351-32-4200500, Fax: +351-32-424651, Email: fduarte@graovasco.ipv.pt*

### Abstract

This paper presents the fundamental aspects of the theory of the generalized inverses matrices and explores their application on the control of redundant manipulators. Redundant manipulators have some advantages when compared to classical arms because they allow a trajectory optimization, both on the free space and on the presence of obstacles, and the resolution of singularities. Nevertheless, for this type of manipulators the kinematic control adopts algorithms that use generalized inverses matrices. Consequently, the concepts associated with the control by generalized inverses are tested through several experiments that reveal the difficulties that often arise. In this perspective, it is studied the control of redundant and hyper-redundant manipulators namely through the analysis in points of singularity, showing that we may get non-optimal arm configurations.

### Keywords

Kinematics, Redundant Manipulators, Pseudoinverses, Robots, Singularities.

### 1. INTRODUCTION

A kinematically redundant manipulator is a robotic arm possessing more axes, or degrees of freedom (*dof*), than those required to establish an arbitrary position and orientation of the end effector. Redundant manipulators offer several potential advantages over non-redundant arms. In a workspace with obstacles, the extra degrees of freedom can be used to move around or between obstacles and thereby to manipulate in situations that otherwise would be inaccessible. When a manipulator is redundant, it is anticipated that the inverse kinematics admits an infinite number of solutions. This implies that, for a given location of the manipulator's end effector, it is possible to induce a self-motion of the structure without changing the location of the gripper. Thus, the arm can be reconfigured to find better postures for an assigned set of task requirements. Of course, redundant manipulators have disadvantages too. Their structure is more complex and heavier, requiring sophisticated control algorithms that may lead to a higher computational load. A number of techniques for solving the kinematics of redundant manipulators have been suggested by researchers. Most proposed the control of the end effector motion by indirectly controlling the rates at which the individual joints are driven.

Having these ideas in mind, the paper is organized as follows. Section 2 presents an overview of the generalized matrices theory. The kinematics of redundant manipulators is developed in section 3. Section 4 presents several experiments with kinematics control schemes for redundant and hyper-redundant robots and, finally, section 5 draws the conclusions.

**2. GENERALIZED INVERSES**

**2.1. Definitions**

For  $A \in \mathcal{R}^{m \times n}$  and  $X \in \mathcal{R}^{n \times m}$ , the following relations are used to define a generalized inverse ( $A^-$ ), a reflexive generalized inverse ( $A_r^-$ ) and a pseudoinverse ( $A^\#$ ) of  $A$ :

$$AXA = A \tag{1}$$

$$XAX = X \tag{2}$$

$$(AX)^T = AX \tag{3}$$

$$(XA)^T = XA \tag{4}$$

Conditions (1) through (4) are called the *Penrose conditions*. A *generalized inverse* of matrix  $A \in \mathcal{R}^{m \times n}$  is a matrix  $X=A^- \in \mathcal{R}^{n \times m}$  satisfying condition (1). On the other hand, a *reflexive generalized inverse* of matrix  $A \in \mathcal{R}^{m \times n}$  is a matrix  $X=A_r^- \in \mathcal{R}^{n \times m}$  satisfying both conditions (1) and (2). Finally, a *pseudoinverse* of a matrix  $A \in \mathcal{R}^{m \times n}$  (so-called *Moore-Penrose inverse*) is a matrix  $X=A^\# \in \mathcal{R}^{n \times m}$  satisfying conditions (1) through (4).

**2.2. Generalized Inverses**

Generalized inverses will be defined which satisfy only condition (1). The generalized inverse is not unique and, in general, if  $A^-$  is a particular matrix satisfying (1), then all the generalized inverse of matrix  $A$  are given by (5) where  $Y$  varies over possible  $n \times m$  matrices.

$$A^- + Y - A^-AYAA^- \tag{5}$$

Suppose that  $A$  has rank  $r$  and that its rows and columns have been permuted (if necessary) to make the leading  $r \times r$  submatrix non-singular. Therefore, to compute a generalized inverse of  $A$ , apply row operations to the augmented matrix  $A_a = [A, I_m]$  (assuming  $m \geq n$ ) to reduce it to the form  $[B, C]$  where

$$B = \begin{bmatrix} I_r & B_1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{6}$$

is  $m \times n$ . Then the first  $n$  rows of  $C$  form a generalized inverse of  $A$ . If  $m < n$  the procedure can be applied to  $A^T$ , leading to  $A^-$ .

**2.3. The Moore-Penrose Inverse**

For a given  $A \in \mathcal{R}^{m \times n}$  the pseudoinverse  $A^\# \in \mathcal{R}^{n \times m}$  exists and is unique, whereas  $A_r^-$  and  $A^-$  are not necessarily unique. Let the sets of  $A^-$ ,  $A_r^-$  and  $A^\#$  be  $S^-$ ,  $S_r^-$  and  $S^\#$ , respectively. Then, the following inclusion relation holds:

$$S^\# \subset S_r^- \subset S^- \tag{7}$$



The following properties are analogous to those of the ordinary inverse:

- i)  $(\mathbf{A}^\#)^\# = \mathbf{A}$
- ii)  $(\mathbf{A}^T)^\# = (\mathbf{A}^\#)^T$
- iii)  $\mathbf{A}^\# = (\mathbf{A}^T \mathbf{A})^\# \mathbf{A}^T = \mathbf{A}^T (\mathbf{A} \mathbf{A}^T)^\#$ .

For a matrix  $\mathbf{A} \in \mathfrak{R}^{m \times n}$ :

- i) If  $m < n$  and  $r(\mathbf{A}) = m$ , then  $\mathbf{A} \mathbf{A}^T$  is nonsingular and

$$\mathbf{A}^\# = \mathbf{A}^T (\mathbf{A} \mathbf{A}^T)^{-1} \quad (8)$$

- ii) If  $m > n$  and  $r(\mathbf{A}) = n$ , then  $\mathbf{A}^T \mathbf{A}$  is nonsingular and

$$\mathbf{A}^\# = (\mathbf{A}^T \mathbf{A})^{-1} \mathbf{A}^T \quad (9)$$

- iii) If  $m = n$  and  $r(\mathbf{A}) = n$  then

$$\mathbf{A}^\# = (\mathbf{A})^{-1} \quad (10)$$

The matrices  $\mathbf{A}^\# \mathbf{A}$ ,  $\mathbf{A} \mathbf{A}^\#$ ,  $\mathbf{I} - \mathbf{A}^\# \mathbf{A}$  and  $\mathbf{I} - \mathbf{A} \mathbf{A}^\#$ , where  $\mathbf{I}$  represents an identity matrix of appropriate dimension, are all idempotent and symmetric. If  $\mathbf{A} \in \mathfrak{R}^{n \times n}$  is symmetric and idempotent then, for any matrix  $\mathbf{B} \in \mathfrak{R}^{m \times n}$ , the following condition holds

$$\mathbf{A}(\mathbf{B} \mathbf{A})^\# = (\mathbf{B} \mathbf{A})^\# \quad (11)$$

#### 2.4. The Pseudoinverse of Full Rank Matrices

When the matrix  $\mathbf{A} \in \mathfrak{R}^{m \times n}$  is full rank the pseudoinverse is computed using the regular inverse of a nonsingular matrix. From (8) and (9) the pseudoinverse is computed as follows:

- i) If  $m < n$  and  $r(\mathbf{A}) = m$  then

$$\mathbf{A}^\# = \mathbf{A}^T (\mathbf{A} \mathbf{A}^T)^{-1} \quad (12)$$

- ii) If  $m > n$  and  $r(\mathbf{A}) = n$  then

$$\mathbf{A}^\# = (\mathbf{A} \mathbf{A}^T)^{-1} \mathbf{A}^T \quad (13)$$

From (10)  $\mathbf{A}^\# = \mathbf{A}^{-1}$ , if  $m = n$  and  $r(\mathbf{A}) = m$ . Note that (13) suggests that the pseudoinverse of a vector  $\mathbf{a} \in \mathfrak{R}^n$  can be computed as

$$\mathbf{a}^\# = \frac{\mathbf{a}^T}{\|\mathbf{a}\|^2} \quad (14)$$

### 3. THE KINEMATICS OF REDUNDANT MANIPULATORS

We consider a manipulator with  $n$  degrees of freedom whose joint variables are denoted by  $\mathbf{q}_i, i = 1, 2, \dots, n$ . We assume that a class of tasks we are interested in can be described by  $m$  variables  $\mathbf{x}_j, j = 1, 2, \dots, m$  ( $m < n$ ) and that the relation between  $\mathbf{q}_i$  and  $\mathbf{x}_j$  are given by:

$$\mathbf{x} = f(\mathbf{q}) \quad (15)$$

where  $\mathbf{q} = [q_1, q_2, \dots, q_n]^T$  is the joint vector,  $\mathbf{x} = [x_1, x_2, \dots, x_m]^T$  is the manipulation vector. Differentiating (13) with respect to time yields

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{J}(\mathbf{q})\dot{\mathbf{q}} \quad (16)$$

where  $\dot{\mathbf{x}} \in \mathcal{R}^m$ ,  $\dot{\mathbf{q}} \in \mathcal{R}^n$  and  $\mathbf{J}(\mathbf{q}) = \partial f(\mathbf{q}) / \partial \mathbf{q} \in \mathcal{R}^{m \times n}$ . Hence, from (14) it is possible to calculate a  $\mathbf{q}(t)$  path in terms of a prescribed trajectory  $\mathbf{x}(t)$ . We assume that the following condition is satisfied:

$$\max \text{rank} \{ \mathbf{J}(\mathbf{q}) \} = m \quad (17)$$

Failing to satisfy this condition usually means that the selection of manipulation variables is redundant and the number of these variables  $m$  can be reduced. When condition (15) is satisfied, we say that the degree of redundancy of the manipulator is  $n-m$ . If, for some  $\mathbf{q}$

$$\text{rank} \{ \mathbf{J}(\mathbf{q}) \} < m \quad (18)$$

then the manipulator is in a singular state. This state is not desirable because, in this region of the trajectory, the manipulating ability is very limited. To analyze this problem Yoshikawa (1988), proposed the expression  $\mu = \sqrt{\det(\mathbf{J}\mathbf{J}^T)}$  as a measure of the manipulability at state  $\mathbf{q}$ .

#### 3.1. Inverse Kinematics

Most of the approaches for solving redundancy that have been proposed (Klein & Huang, 1983; Lovass-Nagy, 1987; Nakamura, 1991) are based on the inversion of equation (16). A solution in terms of the joint velocities, is sought as

$$\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{K}(\mathbf{q})\dot{\mathbf{x}} \quad (19)$$

where  $\mathbf{K}$  is a suitable ( $n \times m$ ) control matrix based on the Jacobian matrix

$$\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{J}^\#(\mathbf{q})\dot{\mathbf{x}} \quad (20)$$

where  $\mathbf{J}^\#$  is one of the generalized inverses of the  $\mathbf{J}$ . If  $\mathbf{J}^\#$  is the pseudoinverse, satisfying conditions (1) through (4), it can be easily shown that a more general solution to equation (16) is given by

$$\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{J}^+(\mathbf{q})\dot{\mathbf{x}} + [\mathbf{I} - \mathbf{J}^+(\mathbf{q})\mathbf{J}(\mathbf{q})]\dot{\mathbf{q}}_0 \quad (21)$$



where  $\mathbf{I}$  is  $(n \times n)$  identity matrix and  $\dot{\mathbf{q}}_0$  is a  $(m \times 1)$  arbitrary joint velocity vector.

As can be seen, solution (21) is composed of two terms. The first term is relative to minimum norm joint velocities. The second term, the *homogeneous solution*, attempts to satisfy the additional constraints specified by  $\dot{\mathbf{q}}_0$ . The matrix  $\mathbf{I} - \mathbf{J}^+(\mathbf{q})\mathbf{J}(\mathbf{q})$  is one of those matrices that allows the projection of  $\dot{\mathbf{q}}_0$  in the null space of  $\mathbf{J}$ . A direct consequence is that it is possible to generate internal motions that reconfigure the manipulator structure without changing the gripper position and orientation (Siciliano, 1990). Another problem revealed by the solution of (20) is that repetitive trajectories in the operational space do not lead to periodic trajectories in the joint space. This is an obstacle for the solution of some problems because the resultant robot configurations have similarities with those of an unstable system.

#### 4. APPLICATION TO REDUNDANT AND HYPER-REDUNDANT MANIPULATORS

In this section the mathematical formulation developed previously is employed for several manipulators. The direct kinematics and the Jacobian of the  $k$ -link manipulator are:

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} l_1 C_1 + l_2 C_{12} + l_3 C_{123} + \dots + l_k C_{123\dots k} \\ l_1 S_1 + l_2 S_{12} + l_3 S_{123} + \dots + l_k S_{123\dots k} \\ -l_1 S_1 - l_2 S_{12} - l_3 S_{123} - \dots - l_k S_{123\dots k} & -l_2 S_{12} - l_3 S_{123} \dots - l_k S_{123\dots k} & \dots & -l_k S_{123\dots k} \\ l_1 C_1 + l_2 C_{12} + l_3 C_{123} + \dots + l_k C_{123\dots k} & l_2 C_{12} + l_3 C_{123} + \dots + l_k C_{123\dots k} & \dots & + l_k C_{123\dots k} \end{bmatrix} \quad (22)$$

where  $l_{1\dots k}$  are the links lengths,  $S_{1\dots k} = \text{Sin}(q_1 + \dots + q_k)$  and  $C_{1\dots k} = \text{Cos}(q_1 + \dots + q_k)$ .

In the experiments, for all manipulators the total length of the links is  $l_1 + l_2 + \dots + l_k = 3$ .

The joint positions can be computed through the time integration of the velocities according with the block diagram of the inverse kinematics algorithm depicted in Figure 1.

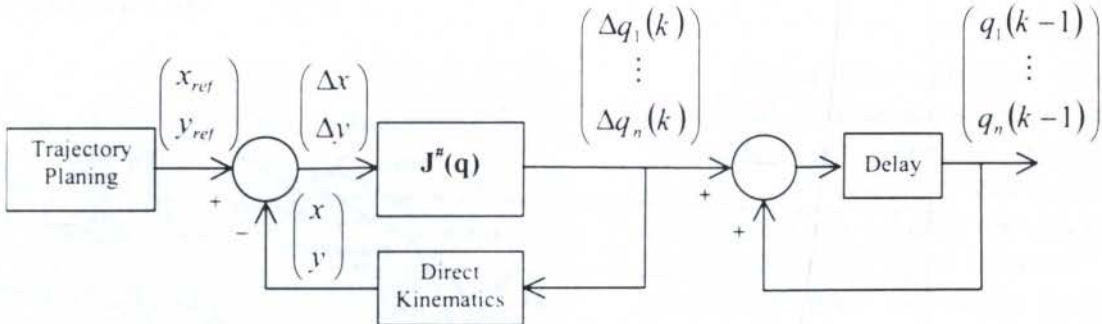


Figure 1: Block diagram of the inverse kinematics algorithm with generalized inverses

Based on this algorithm, in the next sub-sections we analyze its performances on the trajectory control of different types of manipulators. In this line of thought, we study the resulting joint trajectories for the 2R (non-redundant), 3R (redundant) and both the 4R and 5R (hyper-redundant) robots when subjected to a repetitive trajectory in the operational space according with the expression:

$$\mathbf{x}(t) = \begin{bmatrix} 0.5[1 - \cos(\pi t)] \\ 0.5[2 + \sin(\pi t)] \end{bmatrix}, \quad 0 \leq t \leq 30 \quad (23)$$

For all the experiments the initial end effector location is  $\mathbf{x}(0) = [0 \quad 0.5]^T$ .

**4.1. Non-Redundant Manipulator**

Consider the 2R robot with an initial posture  $\mathbf{q}(0) = [2.8\pi \quad -2.46\pi]^T$ . The results of Figure 2 show the joint positions for the inverse kinematics algorithm based on (20) using the ‘standard’  $2 \times 2$  Jacobian matrix.

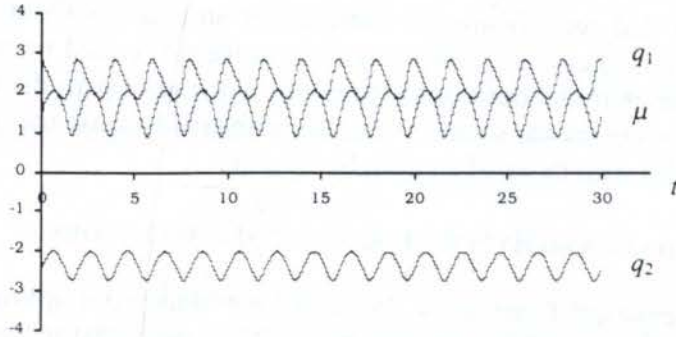


Figure 2: 2R-robot joint positions *versus* time using the ‘standard’ Jacobian matrix

As it is well known, in this case the joint trajectories and the manipulability index are repetitive along the *xy* circular motion or, by other words, there is a unique joint trajectory satisfying the prescribed cartesian path.

**4.2. Redundant Manipulator**

In this experiment we adopt the 3R arm with an initial posture  $\mathbf{q}(0) = [\pi \quad -\pi/2 \quad -\pi/2]^T$ . Figure 3 depicts the joint positions when adopting the generalized inverse matrix  $\mathbf{J}^\# \equiv \mathbf{J}^-$  in the kinematic algorithm (20).

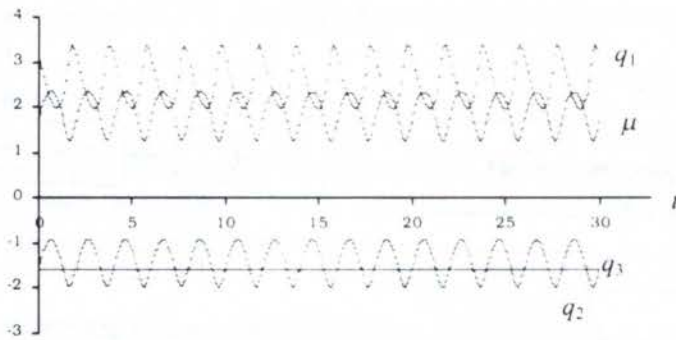


Figure 3: 3R-robot joint positions *versus* time using the generalized inverse  $\mathbf{J}^\# \equiv \mathbf{J}^-$

In an alternative experiment, Figure 4 shows the joint positions for the inverse kinematic algorithm (20) using the pseudoinverse matrix  $\mathbf{J}^\# \equiv \mathbf{J}^+$ .

With these two experiments we have different results. When using  $\mathbf{J}^\# \equiv \mathbf{J}^-$  the 3R-robot behaves like the non-redundant 2R-manipulator, that is, with joint 3 maintaining a constant (*i.e.* the initial) value. Therefore, we do not take advantage of the redundancy in order to optimize the performance and in the sequel this method is not further studied. In the second experiment, when adopting  $\mathbf{J}^\# \equiv \mathbf{J}^+$ , we use all the three joints but the performance is non-optimal. In fact, the joint trajectories exhibit sudden changes, which impose large joint velocity values, and, furthermore, they are not repetitive leading to a kind of chaotic/unstable performance.



PAPER CODE: COB399

## CINEMÁTICA E DINÂMICA DA PERNA DE UM ROBÔ HEXÁPODE / KINEMATICS AND DYNAMICS OF ONE LEG OF A SIX-LEGGED WALKING MACHINE

Luciano Santos Constantin Raptopoulos\* & Max Suell Dútra\*\*

\*Universidade Federal do Rio de Janeiro - Escola de Engenharia

\*\*UNESP - Ilha Solteira - Departamento de Engenharia Mecânica

C.P. 31 - CEP 15385-000 - Ilha Solteira - São Paulo - Brasil - E-mail: max@feis.unesp.br

### Abstract

The moving mechanisms of the mobile robot are classified into the wheel system, the crawler system, and the leg system, of which the leg system provides the widest range of movement. The evolution of legged vehicles has progressed significantly in recent years. These vehicles offer the potential of increased mobility for traversing rough terrain. This paper describes the kinematical and dynamical analysis of one leg of a six-legged locomotor. The architectures of this leg and its design is presented. The dynamical analysis is based in the method of Lagrange. The equations of motions are generated using the mathematical symbolic program MAPLE™.

### Keywords

robotics, walking machines, kinematics, dynamics, gait, mechanisms, legs, machine design

## 1. INTRODUÇÃO

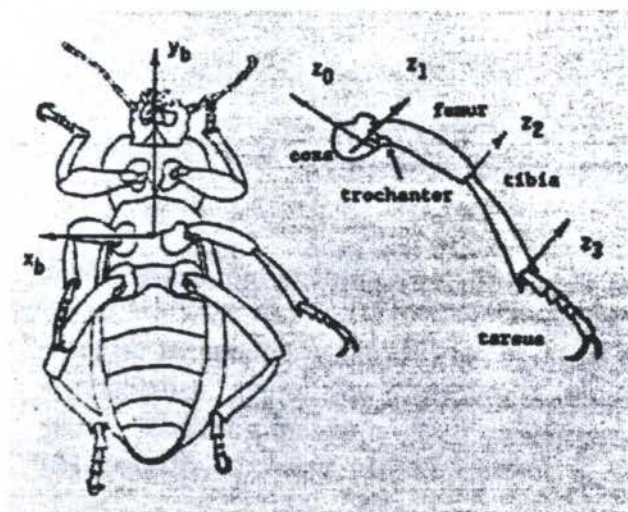


Figura 1 - Vista inferior de um inseto [1].

Mecanismos andantes apresentam algumas vantagens sobre outros nas aplicações em veículos inteligentes quando o veículo tem que se movimentar em terrenos não planos ou não-estruturados que tenham sido projetados para os seres humanos. Como por exemplo edifícios com escadas ou terrenos dos quais não se tenha informação prévia. A construção de uma máquina andante requer conhecimentos específicos de projeto de máquinas, um computador que possa ser embarcado no veículo e um sistema de software para controlar os movimentos com as propriedades necessárias

ao movimento. Protótipos de máquinas andantes têm sido feitos nos Estados Unidos, Japão, Rússia, Alemanha, Inglaterra etc. O projeto dos mecanismos para as pernas visa dotar este sistema da capacidade de caminhar por terrenos irregulares, isto é não preparados. O *gafanhoto* está sendo desenvolvido pela Universidade Federal do Rio de Janeiro/COPPE no Laboratório de Robótica.

A proposta deste trabalho é apresentar o estudo cinemático (cinemática direta e inversa) de uma perna, diferentes trajetórias do pé, bem como os torques necessários para movimentá-la. O modelo adotado para uma perna está baseado no estudo dos insetos como o da figura 1.

O comprimento e a estrutura desta perna visa além de capacitá-la a realizar os movimentos desejados, permitir a fixação dos atuadores disponíveis no mercado.

## 2. DESCRIÇÃO DO PROJETO DE UMA PERNA (MODELO FÍSICO)

Embora os insetos possuam normalmente quatro juntas em suas pernas, o modelo físico adotado possui apenas três, que são suficientes para alcançar um determinado ponto no espaço tridimensional. Na finalização das pernas, isto é, nos pés, foi adicionada uma junta esférica. Com esta adição a orientação dos pés com relação ao solo é, a princípio, irrelevante.

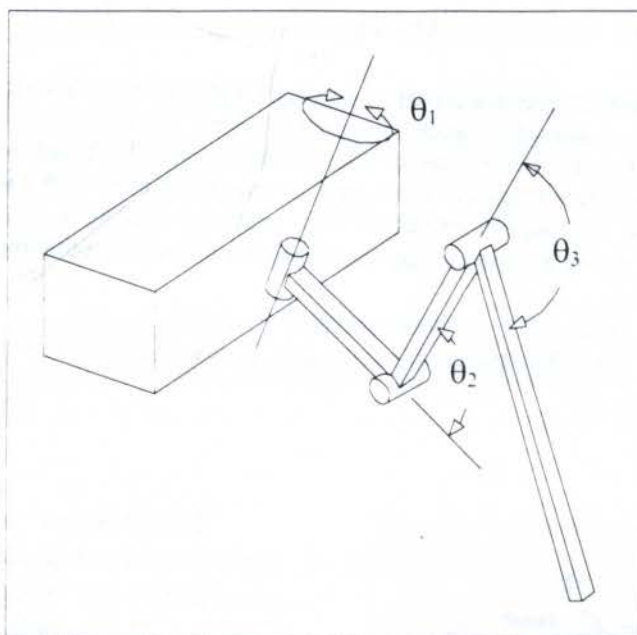


Figura 2 - Desenho esquemático da Perna do Hexápode

A perna é formada por três elos e três juntas de revolução. O movimento destes elos é conseguido utilizando-se servo-motores modelo FUTABA<sup>TM</sup>.

O estudo da cinemática de robôs se divide em dois tipos básicos: cinemática direta e inversa. Na cinemática direta, sendo conhecidas as coordenadas das juntas, calcula-se a posição do efetuador, no nosso caso, o pé (solução única). Já na cinemática inversa, sendo conhecida a posição e orientação do pé, calcula-se as coordenadas das juntas (a solução pode não ser única).



### 3. CINEMÁTICA DIRETA

O ponto  $(x_p, y_p, z_p)$  é calculado usando as matrizes transformações homogêneas de rotação em  $R(z, \theta_1)$ ,  $R(y, \theta_2)$  e  $R(y, \theta_3)$  e as matrizes de translação. As matrizes homogêneas de rotação são do tipo:

$$R(\theta_i, z) = \begin{bmatrix} \cos \theta_i & -\text{sen } \theta_i & 0 & 0 \\ \text{sen } \theta_i & \cos \theta_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$R(\theta_i, y) = \begin{bmatrix} \cos \theta_i & 0 & \text{sen } \theta_i & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\text{sen } \theta_i & 0 & \cos \theta_i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

onde:  $R(\theta_i, z)$  representa a rotação em torno do eixo  $z$  de um ângulo  $\theta_i$ .

As matrizes de translação ao longo do eixo  $x$  são do tipo abaixo.

$$T(L_i, x) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & L_i \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

O sistema de coordenadas fixado ao sistema pode ser visto na figura abaixo.

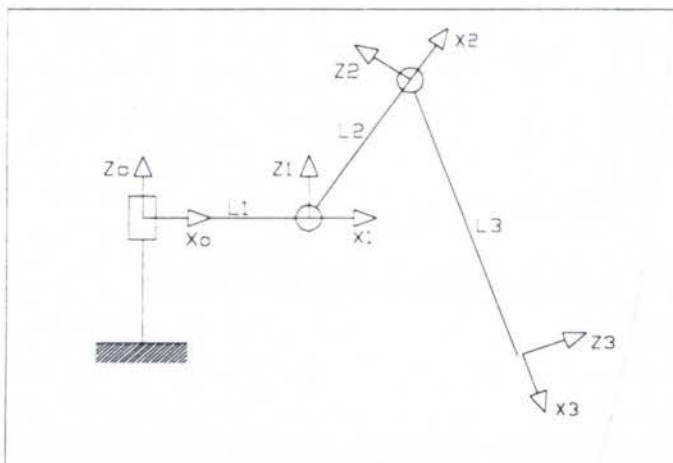


Figura 3 - Desenho esquemático da perna com os sistemas de coordenadas

A posição da origem do sistema de coordenadas fixado ao pé {3} com relação ao referencial {0}, pode ser calculada desde que sejam conhecidos os ângulos das juntas. Durante

todo o movimento das pernas e do corpo todas as coordenadas das juntas serão monitoradas com a utilização de sensores de rotação.

$$x_p = L_3 \cos\theta_1 \cos(\theta_2 + \theta_3) + L_2 \cos\theta_1 \cos\theta_2 + L_1 \cos\theta_1 \quad (1)$$

$$y_p = L_3 \sin\theta_1 \cos(\theta_2 + \theta_3) + L_2 \sin\theta_1 \cos\theta_2 + L_1 \sin\theta_1 \quad (2)$$

$$z_p = -L_3 \sin(\theta_2 + \theta_3) - L_2 \sin\theta_2 \quad (3)$$

#### 4. CINEMÁTICA INVERSA

Consiste no cálculo dos ângulos  $\theta_1$ ,  $\theta_2$ ,  $\theta_3$  (Figura 2) necessários para que determinado ponto seja alcançado. Das equações (1) e (2) obtém-se

$$\theta_1 = \frac{\pi}{2} - \arctan\left(\frac{x_p}{y_p}\right) \quad (4)$$

As equações de  $\theta_2$  e  $\theta_3$  foram obtidas por análise geométrica e são, respectivamente:

$$\theta_2 = -(\beta - \alpha) \quad (5)$$

$$\theta_3 = \pi - \gamma \quad (6)$$

onde:

$$\alpha = \arccos\left(\frac{\sqrt{x_p^2 + y_p^2} - L_1}{d}\right)$$

$$\beta = \arccos\left(\frac{L_2^2 + d^2 - L_3^2}{2 \cdot L_2 \cdot d}\right)$$

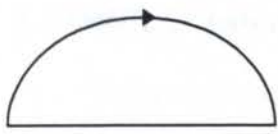
$$\gamma = \arccos\left(\frac{L_2^2 + L_3^2 - d^2}{2 \cdot L_2 \cdot L_3}\right)$$

$$d = \sqrt{(\sqrt{x_p^2 + y_p^2} - L_1)^2 + z_p^2}$$

#### 5. ESTUDO DE DIFERENTES TRAJETÓRIAS PARA O PÉ

Diversas trajetórias foram estudadas visando o menor torque, o menor impacto com o solo e o desvio de obstáculos. Três trajetórias são apresentadas abaixo.

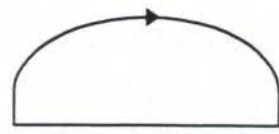




Trajétória Elíptica



Trajétória Retangular



Trajétória Combinada

Figura 4 - Diferentes trajetórias do pé.

Para que o pé realize a trajetória elíptica, os ângulos  $\theta_i$  tem que ser calculados - cinemática inversa. A história do posicionamento angular destes ângulos em radiano em função do tempo  $t$  em segundos estão plotados abaixo.

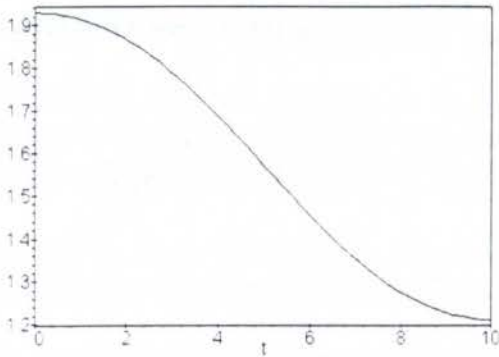


Figura 5 - História no tempo do ângulo  $\theta_1$

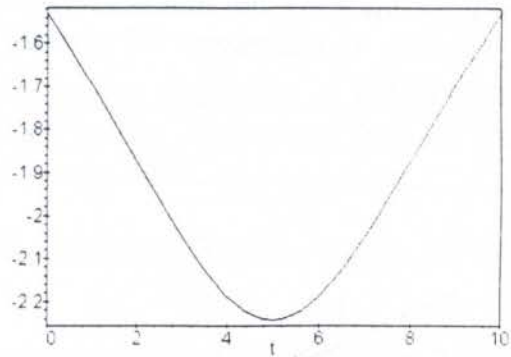


Figura 6 - História no tempo do ângulo  $\theta_2$

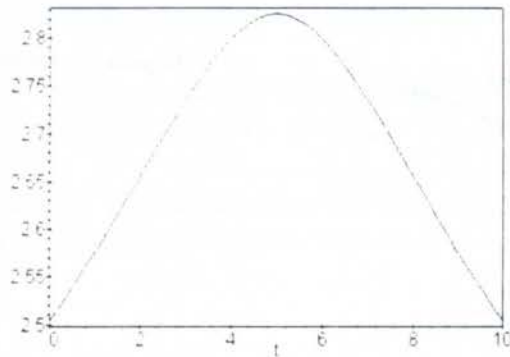


Figura 7 - História no tempo do ângulo  $\theta_3$

## 6. DINÂMICA

As equações de movimento foram calculadas utilizando o método de Lagrange e implementadas no programa de matemática simbólica - MAPLE. Devido o tamanho dos elementos que compõem estas equações serem grandes, não serão apresentadas neste trabalho. O sistema de equações tem a seguinte forma:

$$\tau = M(q)\ddot{q} + V(q, \dot{q}) + C(q) \quad (7)$$

O vetor torque ( $\tau$ ) foi calculado usando estas equações e pode ser visto nos gráficos abaixo.

## 7. RESULTADOS

Os gráficos de torque apresentados abaixo foram realizados utilizando a trajetória elíptica (Figura 3). Os ângulos  $\theta_1$ ,  $\theta_2$  e  $\theta_3$  foram obtidos usando as equações (4),(5) e (6). A linha horizontal desta trajetória representa o comprimento do passo utilizado, neste caso o passo é de 150 mm. A altura máxima atingida pelo pé é igual a 50 mm.

As massas de cada elo, que é uma consequência do material utilizado para a sua fabricação, dos tamanhos e tipos dos motores, dos passos a serem atingidos (comprimento) e dos obstáculos a serem ultrapassados.

Os gráficos de torque apresentados abaixo, foram calculados usando a equação (7). Todas as massas dos elos e dos motores foram consideradas como concentradas e fixadas no centro de cada elo. O mecanismo foi estudado como sendo um sistema de muitos corpos (*multibody system*).

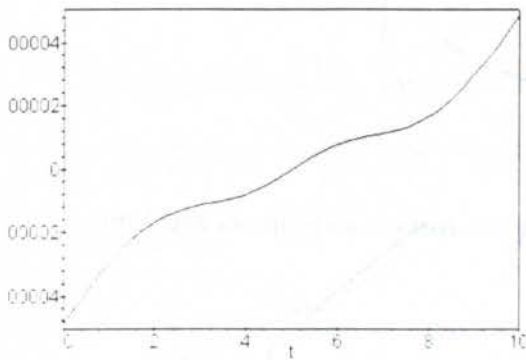


Figura 8 -Torque na junta 1

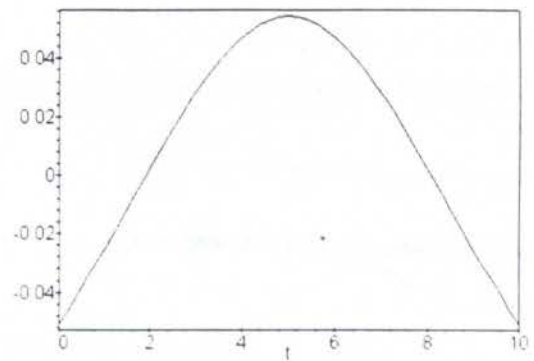


Figura 9 - Torque na junta 2

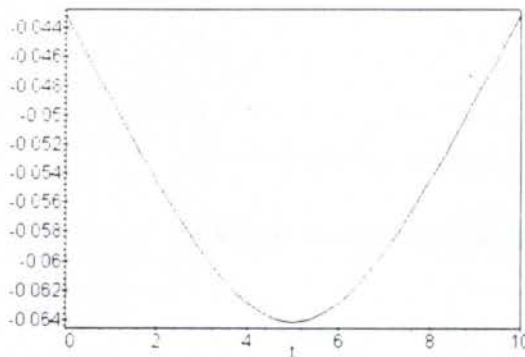


Figura 10 - Torque na junta 3

A observação destes gráficos nos permite especificar quais motores devem ser comprados para movimentar as juntas.

Os cálculos teóricos obtidos estão sendo comparados aos resultados experimentais e serão apresentados durante o congresso.



## 8. CONCLUSÃO

Neste trabalho foi apresentado o estudo de diferentes trajetórias para os pés, o cálculo cinemático direto e inverso e a análise dinâmica de uma perna. O cálculo cinemático e dinâmico foi realizado apenas para a fase de transferência do pé (cadeia cinemática aberta). A fase de suporte, isto é, quando o pé está em contato com o solo não foi estudada devido a influência de outros elementos do robô, como por exemplo o movimento das outras pernas. Este trabalho é o primeiro passo para o estudo da cinemática e dinâmica de um robô hexápode [4].

## Agradecimentos

Os autores agradecem ao CNPq e a FAPERJ pelo apoio financeiro dado a este projeto.

## 8. BIBLIOGRAFIA

- [1] Fichter, E. F. & Albright, S. L. Determining Kinematic Parameters of Arthropod Legs, *Robot: Workspace, Kinematics and Geometry - ASME Design, Engineering Division; Trends and Development in Mechanisms, Machines and Robotics*, 1988.
- [2] Fu, K. S. & Gonzalez, R. C. & Lee, C. S. G. *Robotics - Control, Sensing, Vision and Intelligence*, McGraw-Hill, New York, 1987.
- [3] Craig, J. J. *Introduction to Robotics - Mechanics and Control*, Addison-Wesley Publishing Company, Reading, Massachusetts, 1986.
- [4] Dutra, M. S. & Raptopoulos, L. S. C. Modelagem e Controle de um Robô Hexápode, XIV COBEM - Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Bauru - São Paulo, 1997.
- [5] Cruse, H. & Bartling, Ch. Movement of Joint Angles in the Legs of a Walking Insect, *Carausius morosus*, *J. Insect Physiol.* Vol. 41, No. 9, pp. 761-771, London, 1995.
- [6] Cruse, H. & Frantsevich, L. The Stick Insect, *Obrimus asperrimus* (Phasmida, Bacillidae) Walking on Different Surfaces, *J. Insect Physiol.* Vol. 43, No. 5, pp. 447-455, London, 1997.



PAPER CODE: COB400

## MODELAGEM E CONTROLE DE UM ROBÔ HEXÁPODE / MODELING AND CONTROL OF A SIX-LEGGED WALKING MACHINE

Max Suell Dutra\*\* & Luciano Santos Constantin Raptopoulos\*

\*Universidade Federal do Rio de Janeiro - Escola de Engenharia

\*\*UNESP - Ilha Solteira - Departamento de Engenharia Mecânica

C.P. 31 - CEP 15385-000 - Ilha Solteira - São Paulo - Brasil - E-mail: max@feis.unesp.br

### Abstract

The evolution of legged vehicles has progressed significantly in recent years. These vehicles offer the potential of increased mobility for traversing rough terrain. This paper describes the kinematical analysis of a six-legged locomotor. The architectures of these legs and its design is presented. The kinematical analysis (direct and inverse kinematics) is made using the mathematical symbolic program MAPLE™.

### Keywords

robotics, walking machines, kinematics, dynamics, gait, mechanisms, legs, machine design / robótica, máquinas andantes, cinemática, dinâmica, modo de andar, mecanismos, pernas, projeto de máquinas.

## 1. INTRODUÇÃO

O estudo de robôs andantes não é novo. A primeira patente que se tem notícia é de um cavalo mecânico em 1893, originária dos Estados Unidos (Figura 1). Desde então, engenheiros, técnicos e cientistas têm realizado pesquisas em robôs móveis que simulem os modos de andar observados na natureza. Esta habilidade é extremamente difícil de se implementar devido à complexidade do processo de caminhar, que envolve: não-linearidades, desempenho dos atuadores, materiais leves, estabilidade de movimento e coordenação e sincronização das pernas.

A complexidade mecânica dos robôs dotados de pernas envolve um grande número de problemas de controle. As diferentes topologias envolvidas no andar destes robôs são periódicas, ora temos os pés tocando o chão formando cadeias cinemáticas fechadas, ora os pés se movimentam no ar formando cadeias cinemáticas abertas. Estas diferentes topologias faz com que o sistema tenha graus de liberdade diferentes e têm como consequência, diferentes coordenadas que são consideradas como independentes (ou generalizadas) e as não linearidades fazem com que o controle tradicional seja de difícil implementação. Já no processo natural, os seres humanos e os animais utilizam estes efeitos para gerar um meio efetivo e flexível de andar. Neste estudo pretende-se analisar os diferentes modos de andar, a variação das coordenadas generalizadas para diferentes trajetórias, a sincronização das pernas e a estabilidade do sistema.



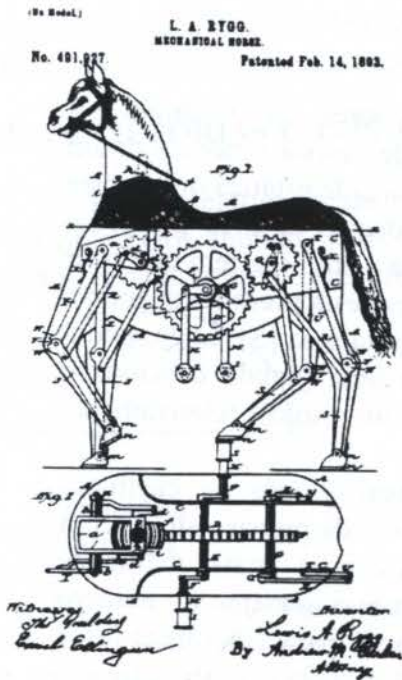


Figura 1 - Cavallo Mecânico

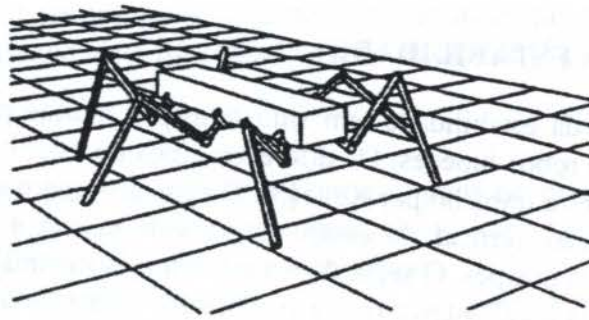


Figura 2 - Robô Hexápode

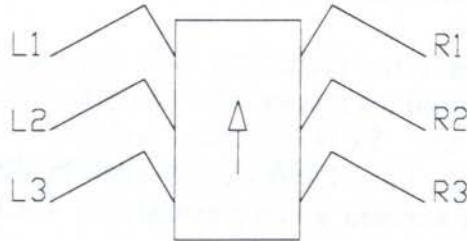


Figura 3 - Representação da localização das pernas.

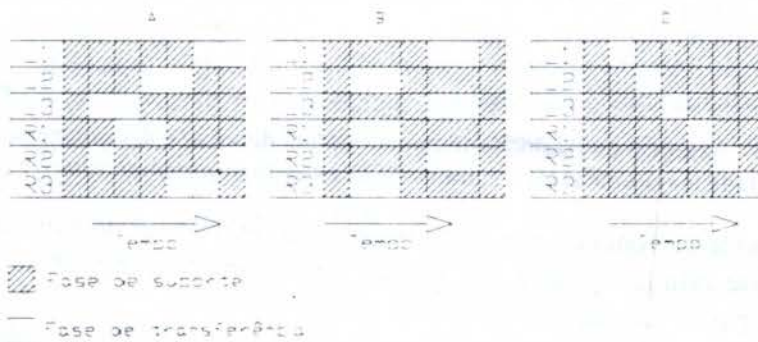


Figura 4 - Diferentes modos de andar.

## 2. MODOS DE ANDAR E GRAUS DE LIBERDADE

Os animais hexápodes se movimentam utilizando três modos de andar típicos. São eles: o tripode, o tetrápode e o ondular. Pelo modelo físico o número de graus de liberdade do sistema é sempre igual a 6, esteja ele andando em qualquer um destes modos [5].

No caso do modo de andar tripode, existem no mínimo três pés em contato com o solo. Já no modo tetrápode, no mínimo quatro; e no modo ondular apenas um pé não está em contato com o solo. Este último pode ser visto com facilidade nos animais com muitas pernas, como por exemplo, a centopéia. Com o aumento do número de pernas em contato com o solo cresce a estabilidade estática do mecanismo.

### 3. ESTUDO DA ESTABILIDADE

O estudo da estabilidade tem sido feito por muitos pesquisadores. Um exemplo é a estabilidade dos robôs bípedes. Os diferentes tipos de estabilidade de veículos móveis foram bem descritos neste trabalho por Kato [3]. O primeiro tipo é a estabilidade estática que ocorre quando a projeção vertical do centro de gravidade está sempre dentro da área poligonal formada pela sola dos pés. O segundo é a estabilidade dinâmica nesta a projeção tem que estar sempre fora desta área. O terceiro é a estabilidade quase-dinâmica que está presente quando a projeção vertical do centro de gravidade ora está dentro e ora fora desta área [3]. Logo, pode-se constatar que os robôs de uma e de duas pernas apresentam uma grande dificuldade inerente à estabilidade, já que a área formada pelos pés em contato com o solo é relativamente pequena.

Por apresentar estes problemas com a estabilidade, diversos grupos de cientistas começaram a estudar outros mecanismos andantes com maior número de pernas, isto é: com quatro, seis, oito etc. Estes sistemas poderiam ser utilizados com mais facilidade industrialmente, já que não haveria tanto risco de acidentes. Mas, com o aumento do número de pernas, aumenta também a complexidade do sistema de controle para sincronizá-las e coordená-las.

Alguns conceitos dentro do estudo da estabilidade podem ser observados na figura abaixo. O triângulo representa os três pés do robô em contato com o solo projetados num plano horizontal. A quantificação da margem de estabilidade ( $S_m$ ) e da margem de estabilidade longitudinal ( $S_l$ ) pode ser facilmente observada. A margem de estabilidade mede basicamente o grau de segurança que existe no sistema, que diz o quanto o sistema é estável.



Figura 5 - Margem de estabilidade ( $S_m = \text{mínimo de } d_1, d_2 \text{ e } d_3$ ) e margem de estabilidade longitudinal ( $S_l = \text{mínimo de } d_4 \text{ e } d_5$ ) do polígono de suporte [2].

Por esta figura pode-se concluir que um robô andante tem de ter no mínimo quatro pés para possuir estabilidade estática, já que três pernas formariam o triângulo de apoio e uma perna se movimentaria para a formação do próximo passo.

No caso de um robô quadrúpede, o fator de trabalho  $\beta$ , que é definido como a fração do ciclo de tempo no qual a perna está na fase de suporte ( $p$ ) do peso dividido pelo tempo total ( $T$ ), é restrito a  $\beta > 0,75$ . Uma velocidade maior pode ser obtida com um robô de seis pernas ( $\beta > 0,5$ ), mas com aumento da complexidade.

A velocidade da máquina andante é dada por:

$$V = \frac{R}{P} = \frac{R \cdot (1 - \beta)}{\tau \cdot \beta}$$

onde  $R$  é o passo e  $\tau$  é o período de tempo necessário para que a perna se movimentar formando o passo (fase de transferência). Da equação acima pode-se notar que o tempo de suporte ( $p$ ) é menor do que o tempo de transferência ( $\tau$ ) quando  $\beta < 0,5$ . Logo, a velocidade é restrita pelo tempo de transferência se  $\beta > 0,5$  e pelo tempo de suporte se  $\beta < 0,5$ . Como



conseqüência não existe vantagem, em termos de velocidade, em usar mais que seis pernas num veículo estaticamente estável. Baseado nisto foi adotado o robô hexápode [5].

#### 4. TRAJETÓRIAS DOS PÉS

Três trajetórias foram estudadas para os pés. A trajetória elíptica se parece com a utilizada pelos animais, já as outras duas têm uma característica muito importante que é o rápido levantamento do solo, fugindo assim de impactos com obstáculos.

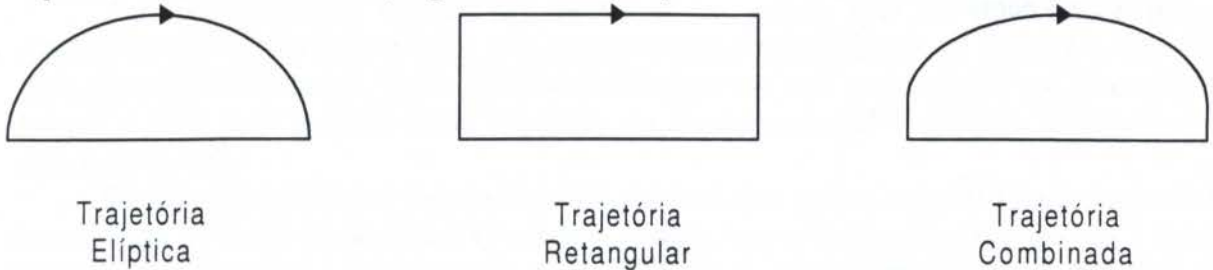


Figura 6- Diferentes trajetórias das pontas das pernas.

#### 5. SINCRONIZAÇÃO DAS PERNAS

É extremamente importante que as pernas saibam onde as outras estão para que não haja um colapso da estrutura, isto é, evitando que em um determinado instante apenas duas pernas estejam em contato com o solo. Para evitar este tipo de problema um controle hierárquico está sendo desenvolvido. Este tipo de controle é o que mais se aproxima do encontrado nos seres vivos.

Alguns sensores foram implementados ao sistema. Seis sensores de contato (situados nos pés), dois de inclinação (no corpo), dezoito de torque (nos motores) e dezoito de posicionamento angular..

A figura (6) apresenta o modelo esquemático do sistema de controle adotado.

Este sistema é composto de seis módulos, dos quais 2 - o módulo atuador e o sistema de intertravamento - estão embarcados no robô e 4 permanecerão fixados na estação de controle. O funcionamento destes módulos é descrito a seguir.

O controle se inicia no módulo GTR (Gerente da Trajetória do Robô), que gera a trajetória do mecanismo andante como um todo. Fazem parte deste módulo: um joystick e um sub-módulo de inteligência artificial. Neste sub-módulo está implementado um algoritmo simples de geração de trajetória a partir de:

- posicionamento e orientação do robô.
- trajetória desejada e
- suposição de obstáculos.

Os torques nos motores serão monitorados e neste módulo constarão os valores máximos que podem ser atingidos. Se os torques estiverem muito acima dos valores previstos, existe provavelmente um obstáculo a ser transposto. Diversas estratégias podem ser adotadas, como por exemplo: colocar imediatamente todas as outras pernas no solo aumentando a estabilidade estática do sistema e procurar circundar este obstáculo. Este módulo terá portanto, duas formas de gerar a trajetória: manualmente (através do joystick) ou automaticamente (através do sistema de inteligência artificial).

Depois de calculada, a trajetória desejada do robô é transmitida ao GTP (Gerente das Trajetórias das Pernas). Este módulo é o responsável por gerar as trajetórias das pernas. E é extremamente importante para a estabilidade do robô. O módulo é responsável por:

- escolha da forma de movimento (trípode, tetrápode ou ondular),
- cálculo da estabilidade estática,
- escolha das trajetórias das pernas e
- sincronização das pernas.

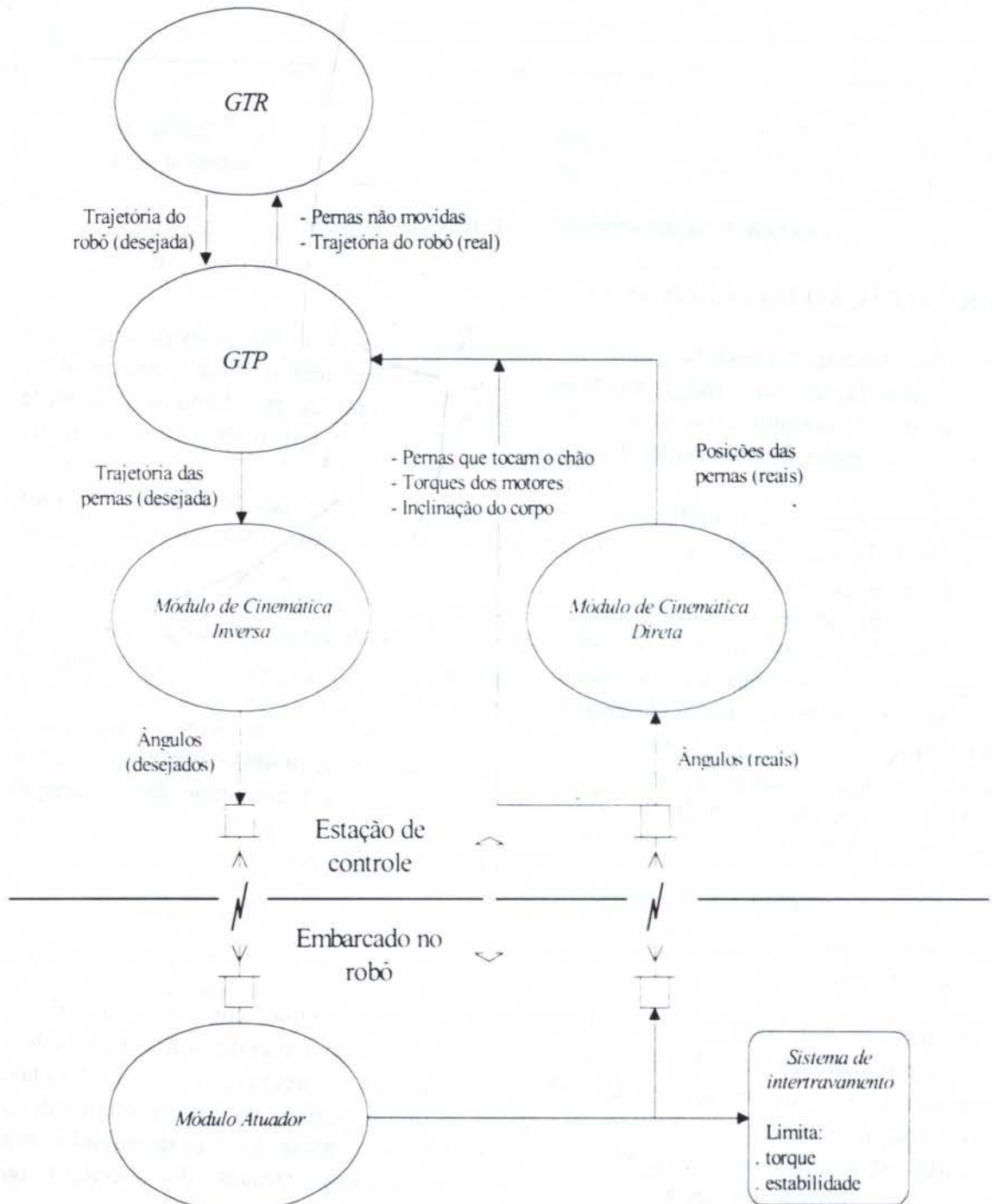


Figura 7 - Representação esquemática do sistema de controle



Manter a estabilidade do robô é a tarefa mais importante deste módulo. Para a geração de trajetórias e a sincronização das pernas outros fatores tem que ser observados: São eles:

- a identificação das pernas que estão em contato com o solo (sensor de toque nos pés),
- torque nos motores,
- inclinação do robô e
- posição das pernas.

Após os cálculos e decisão das trajetórias das pernas, elas são transmitidas para o módulo da cinemática inversa (CI). Este módulo simplesmente calcula os ângulos necessários para gerar estas trajetórias. Caso a trajetória desejada não seja realizada em um determinado tempo, o GTP pode escolher outra trajetória ou requisitar ao GTR que gere outra trajetória para todo o robô.

Os ângulos calculados pelo módulo CI são enviados para o módulo atuador através de um sistema de radio-transmissão. O módulo atuador tem a função de implementar a lei de controle aos motores. Este módulo também fornece (retroalimentação) os ângulos, as inclinações, os torques e quais pernas estão em contato com o solo. Há um sistema de rádio embarcado no robô para a transmissão destes dados aos módulos não embarcados.

O módulo de cinemática direta recebe (via rádio) os valores dos ângulos atualizados e as inclinações do robô. Com estes dados pode-se fazer a comparação entre as trajetórias desejadas e as realizadas.

O segundo módulo embarcado no robô é o sistema de intertravamento que monitora os torques dos motores e a estabilidade estática do corpo. Este módulo tem a autonomia de parar todos os movimentos se certas condições de perigo forem atingidas. Sem ele uma falha na estação de controle ou na rádio-transmissão poderia causar a queda do robô ou a queima de motores. É um módulo redundante do sistema já que o equilíbrio do robô e a limitação do torque dos motores são atribuições do GTP.

O sistema de intertravamento é o primeiro passo para que se construa, no futuro, um sistema totalmente autônomo.

## 6. ANÁLISE CINEMÁTICA

### 6.1 - Cinemática Direta

Impondo a trajetória do corpo e medindo a variação de orientação durante o movimento, ficam completamente descritas a posição e orientação do corpo do robô. Outro ponto conhecido é a união da perna ao corpo, onde o referencial  $\{O\}$  está apenas transladado em relação ao referencial do corpo  $\{C\}$ .

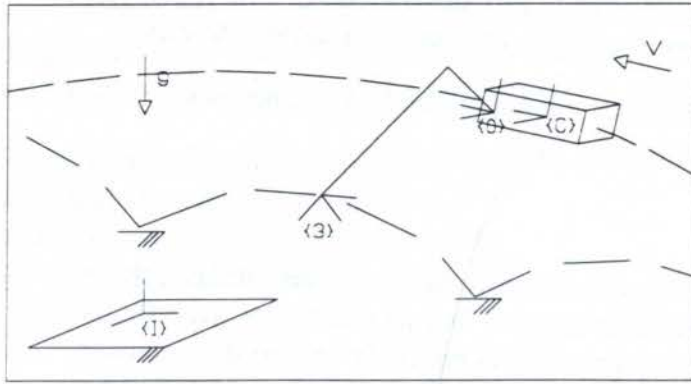


Figura 8 - Sistemas de coordenadas do corpo

$${}^I T_0 = {}^I T_C {}^C T_0, \text{ onde}$$

$$\begin{cases} {}^I T_C = R(\psi, \lambda, \xi) \cdot T(x_C, y_C, z_C) \\ {}^C T_0 = T(x_0, y_0, z_0) \end{cases}$$

onde:  $(x_C, y_C, z_C)$  é a posição do centro de massa do corpo descrito no referencial inercial {I} e  $(\psi, \lambda, \xi)$  são os ângulos que descrevem a orientação do corpo no referencial {I}.

A matriz transformação do referencial fixo ao pé do robô {3}, no referencial da união da perna ao corpo {O}, já foi determinada em [6]. O vetor que descreve a posição do pé no sistema de coordenadas {I} é fornecido pelo seguinte produto:

$${}^I r_3 = {}^I T_0 \cdot {}^0 T_3 \cdot {}^3 r_3$$

onde:  ${}^0 T_3$  é a matriz transformação do sistema {3} no sistema {0} e  ${}^3 r_3$  é o vetor  $[0 \ 0 \ 0 \ 1]^T$ .

## 6.2 - Cinemática Inversa

O vetor posição da origem do sistema {3} com respeito a origem de {0} -  ${}^I r_{30}$  - pode ser calculado como a subtração dos vetores  ${}^I r_0$  de  ${}^I r_3$ , ambos descritos no referencial {I}.

$${}^I r_{30} = {}^I r_3 - {}^I r_0$$

Sendo conhecido o vetor  ${}^0 r_{30}$ , descrito no referencial {0} e a matriz transformação  ${}^I T_0$  [6], pode-se calcular o vetor  ${}^I r_{30}$ .

$${}^I r_{30} = {}^I T_0 \cdot {}^0 r_{30}$$

Podemos obter a seguinte relação:

$${}^0 r_{30} = [{}^I T_0]^{-1} \cdot ({}^I r_3 - {}^I r_0) = (Rx, Ry, Rz, 1)$$

Os termos Rx, Ry e Rz são função da orientação e da trajetória do corpo. Estas informações estão contidas nas transformações  ${}^I T_0$  e são conhecidas. Do sistema de equações acima tem-se:

$$\cos \theta_1 \cdot [L_3 \cdot \cos(\theta_2 + \theta_3) + L_2 \cdot \cos \theta_2 + L_1] = Rx \quad [1]$$

$$\sin \theta_1 \cdot [L_3 \cdot \cos(\theta_2 + \theta_3) + L_2 \cdot \cos \theta_2 + L_1] = Ry \quad [2]$$

$$-L_3 \cdot \sin(\theta_2 + \theta_3) - L_2 \cdot \sin \theta_2 = Rz \quad [3]$$

Após algumas manipulações algébricas das equações [1] e [2] chegou-se a uma equação do tipo  $\mathbf{a} \cos \theta_1 + \mathbf{b} \sin \theta_1 + \mathbf{c} = \mathbf{0}$ , cuja solução pode ser obtida por:



$$\left. \begin{aligned} \operatorname{sen} \theta_i^K &= \left( \frac{-b.c + (-1)^K . a . \sqrt{a^2 + b^2 - c^2}}{a^2 + b^2} \right) \\ \operatorname{cos} \theta_i^K &= \left( \frac{-a.c - (-1)^K . b . \sqrt{a^2 + b^2 - c^2}}{a^2 + b^2} \right) \end{aligned} \right\} \dots K = 1, 2. \quad e \quad i = 1, 2, 3$$

Sendo os coeficientes desta equação:  $a = Ry$  e  $b = -Rx$ . Das equações [1] e [3] obteve-se uma equação do mesmo tipo da equação anterior para  $\theta_2$ . Os coeficientes são:

$$a = \left( \frac{-2.Rx.L_2}{(L_3)^2 . \operatorname{cos} \theta_1} + \frac{2.L_1.L_2}{(L_3)^2} \right)$$

$$b = \left( \frac{2.Rz.L_2}{(L_3)^2} \right)$$

$$c = \left( \frac{(Rx)^2}{(L_3)^2 . \operatorname{cos}^2 \theta_1} - \frac{2.Rx.L_1}{(L_3)^2 . \operatorname{cos} \theta_1} + \frac{(L_2)^2}{(L_3)^2} + \frac{(Rz)^2}{(L_3)^2} - 1 \right)$$

Sendo conhecidos os ângulos  $\theta_1$  e  $\theta_2$ , pode-se calcular  $\theta_3$  da equação [3]. Os coeficientes desta nova equação são:

$$a = -L_3 . \operatorname{sen} \theta_2$$

$$b = -L_3 . \operatorname{cos} \theta_2$$

$$c = -L_2 . \operatorname{sen} \theta_2 - Rz$$

Como há múltiplas soluções matemáticas e físicas para  $\theta_i$  ( $i = 1, 2, 3$ ) restrições adicionais foram impostas ao modelo adotado.

## 7. CONCLUSÃO

Neste trabalho foi apresentado o estudo da cinemática - direta e inversa, diferentes trajetórias para os pés, a estabilidade estática do mecanismo e o sistema de controle hierárquico de um robô de seis pernas. Este sistema hierárquico de controle recebe informações de velocidade e direção - desejada - do operador via joystick e calcula as trajetórias de todas as pernas utilizando os cálculos apresentados da cinemática direta e inversa. Existe uma retroalimentação dos dados reais de posição e condições gerais de estabilidade do sistema que objetiva corrigir os erros de posicionamento e orientação de todo o mecanismo.

### Agradecimentos

Os autores agradecem ao CNPq e a FAPERJ pelo apoio financeiro dado a este projeto.

### BIBLIOGRAFIA

- [1] Preumont, A. & Ghuys, D. & Malékian, Ch. On the Static Stability of Hexapods. *Workshop of Advances in Robot kinematics*, Ferrara, 1992.
- [2] Choi, Byoung S. & Song, S.-M. Fully Automated Obstacle-Crossing Gaits for Walking Machines, *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics*, Vol. 18, No. 6, 1988.
- [3] Kato, I. & Fujie, M. & Yoshida, T. & Ichiryu, K. *Development of the Legged Walking Robot*, Hitachi Review Vol. 36, No. 2, 1987.
- [4] Song, S-M & Waldron, K. G. *Machines that Walk*, MIT Press, Massachusetts, 1989.
- [5] Dutra, M. S. Kinematical Analysis of a Six-Legged Walking Machine, *Anais do Diname 97 - VII Symposium on Dynamic Problems of Mechanics*, Rio de Janeiro, 1997.
- [6] Cruse, H. & Frantsevich, L. The Stick Insect, *Obrimus asperrimus* (Phasmida, Bacillidae) Walking on Different Surfaces, *J. Insect Physiol.* Vol. 43, No. 5, pp. 447-455, London, 1997.
- [7] Cruse, H., Bartling, C., Dean, J., Kindermann, T., Schmitz, J., Schumm, M. & Wagner, H. Coordination in a six-legged walking system. Simple solutions to complex problems by exploitation of physical properties, *Proceedings of the fourth international conference on simulation of adaptive behavior*, MIT Press, Massachusetts, 1997.



PAPER CODE: COB485

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE INFORMAÇÃO  
PARA PIPEFA / DEVELOPMENT OF AN INFORMATION SYSTEM FOR PIPEFA**Renato de Campos<sup>1,2</sup>, Marcius Fabius H. Carvalho<sup>1,2</sup>, João Maurício Rosário<sup>1</sup>*(1) Laboratório de Automação e Robótica, DPM, FEM, UNICAMP, Campinas-SP, Brasil**(2) Instituto de Automação, Fundação Centro Tecnológico para a Informática, Rodovia D. Pedro I, Km143,6 - Caixa Postal 6162 - CEP 13081-970 - Campinas-SP, Brasil - E-mail: marcius@ia.cti.br***Abstract**

This paper presents concepts and tools for information system design of production planning and control system of an experimental platform. In the first phase of the methodology for the specification of database schema (requirements analysis), the CIMOSA model, that covers the function, information, resource and organizational aspects of an enterprise, is proposed. In the second phase (conceptual design), is proposed the EXPRESS language or PDN-Object model to specify the database schema.

**Keywords**

Modelagem de sistema de informação, modelagem de empresas, CIMOSA, EXPRESS, PDN-Object  
Information system modeling, enterprise modeling.

**1. INTRODUÇÃO**

Manufatura integrada por computador é o uso eficiente da tecnologia de informação para o aumento da produtividade e eficiência de empresas de manufaturas modernas. Obviamente, o projeto do sistema de informação de tais sistemas de manufatura é de grande importância na implementação de ambientes CIM e tem sido reconhecido como estratégico por vários projetos como CIMOSA (Open System Architecture for Computer Integrated Manufacturing) (CIMOSA, 1996) ou PERA (Pardue Enterprise Reference Architecture) (Williams, 1994).

Uma metodologia para o projeto de sistemas de informação consiste de modelos (e suas linguagens correspondentes), usados para descrever o mundo real em análise (por exemplo uma empresa de manufatura), e métodos, isto é estratégias de projeto para construir a descrição do mundo real. Dados e informações devem servir às funções (processos e atividades) da empresa. Apenas a informação usada, processada ou trocada por processos de negócios são relevantes. Isto significa que os processos de negócios devem ser analisados e modelados antes do projeto do sistema de informação da empresa.

O objetivo deste artigo é apresentar metodologias e linguagens para a modelagem de um sistema de informação para o planejamento e controle da produção de um sistema de produção experimental, dentro do projeto PIPEFA (Plataforma Industrial para Pesquisa, Ensino e Formação em Automação). Assim é apresentado brevemente o projeto PIPEFA, descrito alguns conceitos e ferramentas para modelagem de empresas e a modelagem do sistema de informação para o sistema de produção PIPEFA e as conclusões e perspectivas.



## 2. PROJETO PIPEFA

Na tentativa de fornecer recursos para desenvolvimentos e pesquisas aplicadas à área de automação de manufatura tornam-se necessários esforços no sentido da montagem de um ambiente que retrate os possíveis problemas encontrados num sistema real de produção. Esforços semelhantes ocorrem no CERTI, no LIISI (Frachet, 1995), Universidade de São Carlos, Departamento de Mecatrônica da USP e outros. Nosso esforço está no sentido de montar uma plataforma para formação, pesquisa e desenvolvimento na área de automação industrial que tenha baixo custo operacional, e que simule um sistema de produção discreta. Dentro deste sistema de produção, podemos distinguir o sistema físico representado pelos componentes e processos de uma célula de montagem, o sistema de decisão, relativo ao domínio de planejamento e controle da produção, e o sistema de informação a ser projetado para o suporte às funções do sistema físico e de decisão (Scheer, 1989). A célula de montagem e sua supervisão estão sendo instalados na UNICAMP e a estrutura de planejamento e controle da produção relacionados com os níveis superiores de decisões estão sendo instalados na Fundação CTI. A integração entre os componentes do sistema de produção e respectivos institutos será realizada através da internet. Assim o Projeto PIPEFA permitirá a procura de soluções complementares, a integração de dois diferentes grupos e a realização de um trabalho na área de integração e automação industrial que considere desde do projeto e implantação de um sistema automático de manufatura à sua integração com os aplicativos mais modernos de planejamento e controle da produção.

A célula de montagem deverá contemplar os principais elementos de um Sistema Automatizado de Produção (SAP), tais como carregamento/d Descarregamento, transporte de material, execução de operações, armazenagem intermediária, controle de qualidade, supervisão e controle de processos. O SAP executará as operações descritas anteriormente de maneira totalmente realista com relação a Parte de Comando, fazendo uso de componentes e sistemas de controle industriais, como por exemplo controladores programáveis (CP). Ao mesmo tempo seu projeto é suficientemente próximo à realidade com relação a Parte Operativa (utilizando atuadores elétricos, pneumáticos, hidráulicos, etc.) de um SAP, de maneira a validar uma arquitetura que permita um diálogo concreto com o meio industrial. Inicialmente a plataforma será composta de quatro postos possuindo um CP cada (dois postos de montagem, um posto de inspeção e um posto de carregamento e descarregamento), interligados mecanicamente por um sistema de transferência. Um computador dedicado à supervisão da célula e uma rede de comunicação proporcionam a integração lógica (Figura 1). Nesta célula pode ser simulada a confecção de um produto genérico constituído de placas padrão como base, com a montagem de cubos em diversas posições. Dependendo do número e posição dos cubos montados nestas placas, os produtos finais serão considerados diferentes. A utilização da placa padrão, ao mesmo tempo que permite a simulação de um problema real, torna-o facilmente desmontável e reutilizável, fazendo com que a plataforma não tenha gastos com insumo. Outras células similares podem ser simuladas. Assim, temos alguma complexidade relacionada com o gerenciamento de produtos, equipamentos e processos, criando um cenário propício para a aplicação de conceitos e ferramentas na área de planejamento e controle da produção (Campos, 1995).

Assim, deve-se construir uma hierarquia de planejamento, que considere desde as decisões de longo prazo até as decisões de curto prazo. Trabalhando numa estrutura com vários níveis, a decisão de mais longo prazo torna-se a entrada e meta para o próximo nível de decisão e deve fazer parte de um sistema de decisões integradas que permita atingir os objetivos determinados para o processo de produção, atendendo suas restrições. Um outro



aspecto a ser considerado é a realimentação da informação. O mundo real não é linear e determinístico como normalmente são os modelos utilizados para descrevê-lo. Ao contrário, é altamente não linear e aleatório, fato este que leva as realizações se diferenciarem das atividades planejadas. Esta diferença deve ser medida e realimentada para que os níveis hierárquicos superiores venham corrigir distorções ou estabelecer novas metas. Uma hierarquia torna-se importante para contemplar diferentes interesses no processo de tomada de decisão contemplando as principais funções relacionadas com o planejamento e controle da produção de uma organização de manufatura como o planejamento mestre, MRP, análise de capacidades, scheduling da produção, controle de estoque, etc. (Gershwin, 1986).

Para o suporte e integração das funções dos sistemas físicos e de decisão torna-se necessário o projeto de um sistema de informação, levando à análise e modelagem dessas funções e informações envolvidas. A seguir são descritos alguns conceitos na modelagem de empresas e de sistemas de informação.

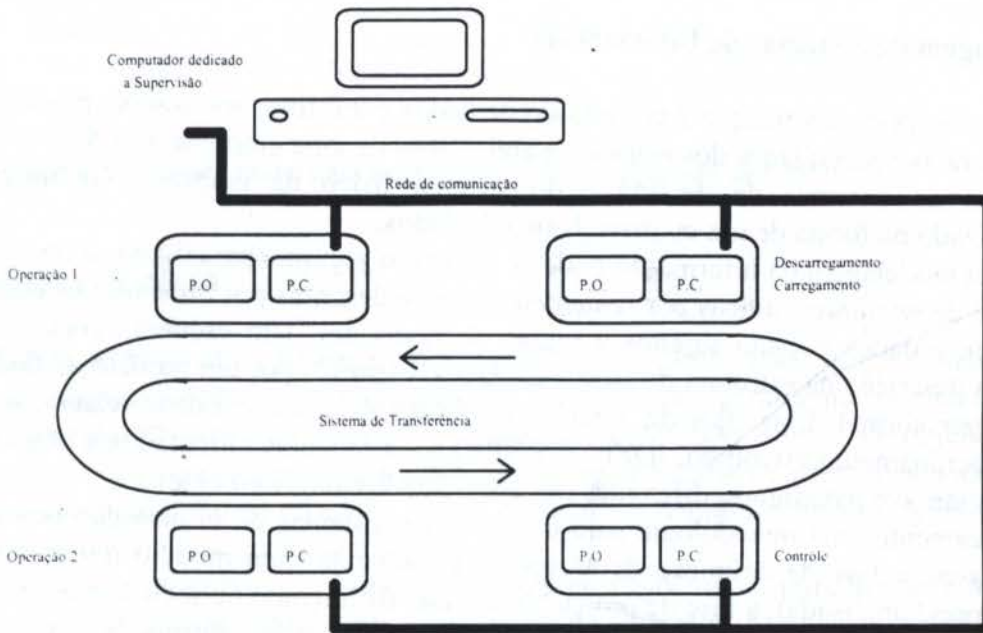


Figura 1- Estrutura da célula de montagem do sistema de produção de PIPEFA.

### 3. MODELAGEM DE EMPRESA E DE SISTEMAS DE INFORMAÇÃO

#### 3.1 Modelagem e Integração de Empresas

Os objetivos da modelagem de uma empresa podem ser: facilidade no gerenciamento de complexidades, o suporte para a análise e projeto de expansão da empresa, integração, documentação do conhecimento, e o controle e monitoração de operações. Os aspectos básicos a serem modelados e integrados dentro de um sistema de manufatura podem ser definidos em termos de:

- Produtos (dados técnicos do produto e de processos descrevendo como produzir os produtos);
- Recursos (máquinas, homens, equipamentos computacionais e softwares);
- Informação (banco de dados CAD, CAPP, CAE, etc. );

- Organização e estrutura de decisões (níveis organizacionais, ordens, pedidos, requisições, etc.);
- Processos de negócios: (processos de manufatura, administrativos, gerenciais, técnicos ou processos de suporte);
- Homens (questão complexa dentro da modelagem de empresas devido a sua habilidade e flexibilidade de comportamento).

Algumas estruturas, arquiteturas, metodologias e formalismos têm sido recentemente propostas para a modelagem e integração de empresas (Vernadat, 1996). Estas propostas são originadas de consórcios privados, grandes programas governamentais ou de entidades de padronização. Algumas das mais representativas arquiteturas existentes atualmente são a ISO, CEN, PERA, CIMOSA, GRAI e GERAM, todas em diferentes estados de desenvolvimento. Dentre os primeiros formalismos utilizados para a modelagem de empresas podemos citar SADT, IDEF e rede de Petri.

### 3.2 - Modelagem de Sistemas de Informações

Um sistema de informação é constituído de dados e informações usados, processados, guardados para as necessidades dos usuários e aplicativos de uma empresa. Ela deve suportar as atividades do sistemas de decisão e do sistema físico da empresa. Geralmente é computadorizado na forma de um ou mais banco de dados.

Para a modelagem da informação pode-se utilizar o seguinte paradigma: o mundo real é constituído de *entidades*, unidas por *relacionamentos* e descritas por *atributos* os quais são definidos como dados e estão sujeitos a regras de *restrições*. Um esquema conceitual de dados é uma descrição da estrutura do banco de dados, expresso por um modelo de dados ou uma linguagem formal. Exemplos de modelos e linguagens são o entidade-relacionamento, entidade-relacionamento estendido, IDEF1x, EXPRESS e modelos Orientados a Objetos (os quais se baseiam em paradigmas diferentes dos apresentados anteriormente).

Basicamente uma metodologia para o projeto de sistemas de informação possui três principais fases: a fase de definição de requisitos (resultando num modelo que descreve a parte da empresa analisada), a fase de projeto conceitual (resultando num esquema conceitual de banco de dados descrevendo aspectos estruturais e dinâmicos de informações), e a fase de implementação (modelo físico particular do Sistema de Gerenciamento de Bancos de Dados - SGBD), como ilustrado na Figura 2. Assim as funções da empresa devem ser analisados antes da modelagem do sistema de informação. Os formalismos a serem utilizados no processo de modelagem são sucintamente descritos a seguir.

## 4. FORMALISMOS PARA MODELAGEM

Neste trabalho visando o desenvolvimento de um sistema de informação, deve-se abordar as duas primeiras fases dentre as citadas anteriormente. A fase de implementação depende do SGBD escolhido e não será abordado. Dentre os vários formalismos para a modelagem de empresa existentes e em desenvolvimento deve-se utilizar o formalismo fornecido pela arquitetura CIMOSA na fase de definição de requisitos e EXPRESS ou PDN-Object na fase de especificação do esquema conceitual de dados.



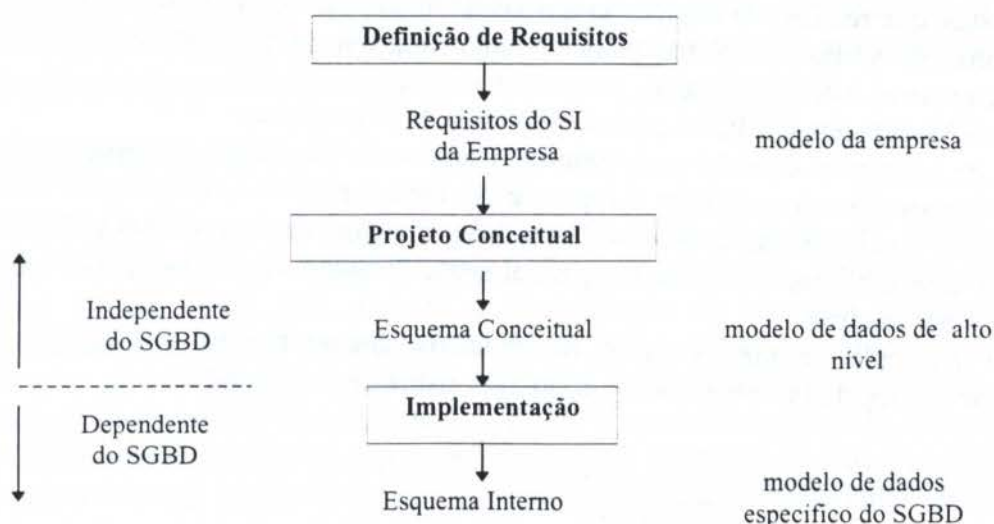


Figura 2 - Principais fases para desenvolvimento de sistemas de informações.

#### 4.1 - Arquitetura CIMOSA

CIMOSA, a Arquitetura baseada em sistemas abertos, esta sendo desenvolvida pela associação de fornecedores de componentes de sistemas de manufatura integrada por computador, grandes usuários e centros de pesquisa (CIMOSA, 1996). O objetivo de CIMOSA é ajudar empresas a gerenciar mudanças e integrar recursos e operações para fazer face à competição mundial com relação a preço, qualidade e tempo de entrega. A base para chegar à isso é um modelo de empresa integrada.

CIMOSA tem promovido o termo “processos de negócios” e introduzido a análise baseada em processos para a modelagem e integração de empresas, rompendo os limites da organização, oposto à análise baseada em funções ou atividades. Mais importante, CIMOSA introduz a idéia de Arquitetura de Sistemas Abertos para empresas de manufatura integrada por computador, constituída de módulos padrões, descritos em termos de seus aspectos funcionais, de informação, de recursos e organizacionais, e que podem ser conectados em uma arquitetura consistente, modular e evolucionária para uso operacional. CIMOSA também tem consolidado e provado a validade do método para integração de empresas baseado em modelos.

A estrutura arquitetural de CIMOSA compreende três maiores componentes:

- uma Estrutura de Modelagem de Empresa (figura 3);
- uma Infraestrutura de Integração; e
- um Ciclo de Vida de Sistema CIM.

A Estrutura de Modelagem CIMOSA é baseada nos princípios de:

- Derivação de Modelos, que advoga a empresa ser modelada em três sucessivos níveis de modelagem: Definição de Requisitos, Especificação de Projeto e Descrição da Implementação;

- Particularização de Blocos de Construções, baseado em três camadas: Camada Genérica, Camada Parcial e a Camada Particular; e
- Geração de Vistas, que recomenda modelar empresas de manufatura de acordo com quatro básicos e pontos de vistas complementares de uma empresa: a vista de função, de informação, de recursos e de organização.

A Estrutura de Modelagem CIMOSA pode ser dividida em duas partes:

1. A arquitetura de referência é usada para suportar usuários de negócios no processo de construção de sua arquitetura particular. É separada em duas camadas: a camada genérica, fornecendo blocos de construção genéricos de modelos e a camada de modelos parciais, consistindo de uma biblioteca de modelos parcialmente “instanciados”, que podem ser particularizados por usuários.
2. A arquitetura particular é um conjunto de modelos documentando a empresa e descrevendo vários aspectos da empresa em diferentes níveis de modelagem.

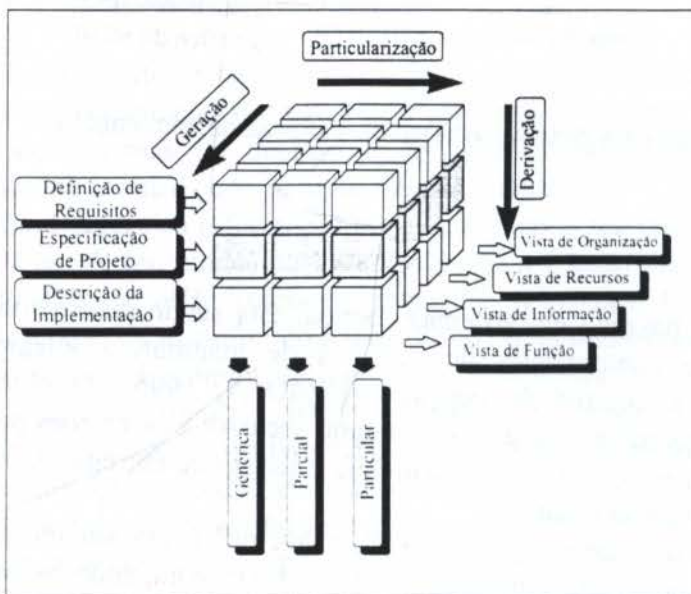


Figura 3 - Estrutura de Modelagem de Empresa CIMOSA.

A Infraestrutura de Integração CIMOSA é um conjunto de serviços de Tecnologia de Informação (hardwares e softwares) permitindo a interoperabilidade e a integração física e de aplicativos da empresa, baseada em sistemas multi-fornecedores. Ela permite a implementação do seu modelo.

O Ciclo de Vida CIMOSA consiste das seguintes maiores fases: Definição do Plano Mestre; Definição de Requisitos; Projeto do Sistema; Construção e Liberação do Sistema; Operação do Sistema; Mudanças e Manutenção do Sistema; e Obsolescência da Empresa.

CIMOSA fornece uma linguagem de modelagem e também um formalismo gráfico. Construtores da linguagem são proporcionados para a modelagem dos diferentes aspectos de uma empresa como os construtores: Domínio da Empresa, Processo de Domínio, Processo de Negócio, Atividade da Empresa, Operação Funcional, Eventos (para a modelagem de aspectos funcionais e de comportamento), Objeto da Empresa, Vista de Objetos, Elementos de Informação, Relacionamento de Objetos (aspectos de informação), Recursos, Conjunto de Habilidades (aspectos de recursos), Responsabilidade, Autoridade, Unidade de Organização, Célula de Organização (aspectos de organização).



A visão de modelagem CIMOSA é baseada em dois conceitos fundamentais:

- uma empresa é uma federação de agentes chamados entidades funcionais; e
- a empresa é uma grande coleção de processos de negócios comunicantes processando vistas de objetos de objetos da empresa e sincronizado por eventos e mensagens ao contrário da abordagem tradicional baseada na análise funcional.

#### 4.2 Modelo PDN-Object

PDN-object é um formalismo para especificação de banco de dados unindo o paradigma da orientação a objetos e rede de Petri de alto nível, fornecendo um modelo executável (Berio, 1995). Ele permite a especificação da estrutura estática de dados (definindo classes de objetos e respectivos atributos, relacionamentos e hierarquias de dados), especificação do comportamento de dados (através de métodos das classes de objetos) e especificação de processos sobre o banco de dados (através de um modelo baseado em rede de Petri, definindo rotinas de transações de dados como transições da rede e vistas de objetos como lugares da rede). Vistas de objetos são subconjuntos do banco de dados envolvidos em algum tipo de transação. O conceito de mensagem e a especificação de ciclo de vida de dados também são contemplados. Assim obtém-se um modelo de dados, um conjunto de rotinas sobre os dados e uma rede de rotinas coordenadas por mensagens possibilitando a especificação de esqueletos de programas aplicativos ou de acessos ao banco de dados.

#### 4.3 Linguagem EXPRESS

A linguagem EXPRESS (Bouazza, 1995) é uma linguagem declarativa especialmente projetada para a especificação de esquema de dados para o propósito do projeto STEP e está tornando-se uma linguagem popular para especificação formal. Ela consiste de construtores de linguagem os quais permitem a definição de objetos e especificações de restrições nos objetos sem ambigüidade. EXPRESS não é uma linguagem de programação. Originalmente, ela foi baseada no modelo entidade-relacionamento estendido. Recentemente ela foi modificada para receber características de modelo orientado à objetos. EXPRESS não possui todas as propriedades de uma linguagem orientada à objetos e não permite as definições de vistas, mensagens, transações de dados e de redes de processos como PDN-Object, porém é normalizada. Ela é suportada por uma sintaxe de linguagem formal (a linguagem EXPRESS) e uma notação gráfica (EXPRESS\_G, baseada no IDEF1x). Construtores básicos da linguagem EXPRESS incluem: schema, entity, type, function, procedure, e rule.

### 5 - CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

O objetivo deste artigo foi a apresentação de conceitos, metodologias e linguagens a serem utilizadas no projeto de um esquema conceitual de banco de dados para o planejamento e controle da produção dentro do projeto PIPEFA. Formalismos para as duas fases do trabalho são analisadas: na primeira (análise de requisitos) a arquitetura CIMOSA proporciona uma avançada estrutura e linguagem para modelagem de empresas e considera aspectos funcionais, comportamentais, de informações, de recursos e organizacionais. Na segunda fase (projeto conceitual) o modelo PDN-Object ou EXPRESS deverá ser utilizado. PDN-Object é uma linguagem orientada a objetos e proporciona a modelagem de aspectos estáticos e dinâmicos do esquema de banco de dados, unindo o paradigma de orientação a objetos com rede de Petri. EXPRESS é uma linguagem padronizada para a especificação de esquema de dados e esta se tornando uma linguagem popular. Porém não possui todas as



características de uma linguagem orientada a objetos e não fornece a capacidade de especificar os aspectos dinâmicos da informação.

Assim, as funções dentro de uma estrutura (níveis de decisão e ferramentas computacionais de apoio) para o planejamento e controle do sistema simulado de produção PIPEFA deverão ser analisados e modelados utilizando a estrutura de modelagem CIMOSA (fase de definição de requisitos). Os aspectos de informação deverão ser focalizados. Após, deve-se obter a especificação do esquema de banco de dados para PIPEFA utilizando EXPRESS ou M\*-Object (fase de projeto conceitual). Softwares para a automação das atividades de modelagem devem ser utilizadas em todos os casos.

## 6. BIBLIOGRAFIA

Berio G., Di Leva A., Giolito and Vernadat F.: *'The M\*-OBJECT Methodology for Information System Design in CIM Environments'*, IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, vol. 25, nº1, January, 1995.

Bouazza M.: *'Le Language EXPRESS'*, Paris: Hermès, 1995.

Campos, R., Rosário, J.M., Carvalho, M.F.: *'Aplicação de Conceitos de Gestão da Produção em uma Plataforma Automatizada'*, Anais COBEM-CIDIM/95, Belo Horizonte, dezembro de 1995.

CIMOSA Association, *'CIMOSA Technical Baseline'*, CIMOSA Association e. V., Stockholmerst. 7, D-70731, Boblingen, Germany, 1996.

Frachet, J. P.: *'Méthodes et outils en Génie Automatique et Productique pour le Développement de la Qualité et de la Productivité dans les PME/PMI'*, projet de recherche, CAPES-COFECUB, Juin 1995.

Gershwin, S.B.; Hildebrant, R.R. et al.: *'A Control Perspective on Recent trend In Manufacturing Systems'*, IEEE Control System and Magazine, vol. 6, no 2, 1986.

Scheer, A. W.: *'Enterprise-Wide Data Modeling - Information System in Industry'*, Springer-Verlag, 1989.

Vernadat F. B.: *'Enterprise Modeling and Integration, Principles and Applications'* Chapman & Hall, 1996.

Williams, T. J., *'The Pardue Enterprise Reference Architecture'*, Computers in Industry, 24 (2-3), 141-58., 1994.





PAPER CODE: COB486

**FERRAMENTAS PARA CONCEPÇÃO DE  
 SISTEMAS AUTOMATIZADOS  
 UMA APLICAÇÃO À PLATAFORMA INDUSTRIAL PARA PESQUISA,  
 ENSINO E FORMAÇÃO EM AUTOMAÇÃO (PIPEFA) / TOOLS FOR  
 CONCEPTION OF THE AUTOMATION SYSTEMS AN APPLICATION IN AN  
 AUTOMATION INDUSTRIAL PLATFORM**

Emerson dos Santos Araujo, João Maurício Rosário & Antônio Celso Hunnicutt Cortada  
*Laboratório de Automação Integrada e Robótica - DPM - FEM/UNICAMP*  
 Campinas - SP, Brasil - E-mail: rosario@dpm.fem.unicamp.br

**Abstract**

This work will describe methodologies for integration of elements of the Automation System of Production. This ideas will be applied at several posts of the Industrial Platform to Research, Teaching and Formation (PIPEFA), implemented at UNICAMP into a project of scientific cooperation to the LIISI in France. The objective of the PIPEFA platform is development of methods and tools for automation of small and middle size industry.

**Keywords**

Automação Industrial, Modeling, Modular Platform, PLC programming, GRAFCET.

**1. INTRODUÇÃO**

Num projeto de cooperação científica com o objetivo de transferência de tecnologia para as Pequenas e Médias Empresas (PME's), foi implementada na UNICAMP a plataforma PIPEFA, que permitirá o ensino, pesquisa e formação de tecnologias básicas na área de automação industrial. Projetada para ter baixo custo operacional e capacidade de materializar aplicações em automação que possibilitem melhoria de desempenho, menores custos, maior flexibilidade e qualidade de um sistema de manufatura.

A parte física da plataforma está sendo implementada no Laboratório de Automação Integrada e Robótica na Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP. A mesma utilizará componentes e sistemas industriais existentes no mercado (Controladores Lógicos Programáveis - CLP's, cilindros pneumáticos, sensores, "software" de supervisão, etc.), e realizará operações típicas de sistemas automatizados de produção (SAP), tais como, carregamento/descarregamento, transferência, planejamento e controle de processos, controle de qualidade, etc.

Finalmente, esta plataforma permitirá a formação básica de profissionais na área Automação e Controle Industrial e o desenvolvimento de métodos e ferramentas para automação destinadas as PME's, possibilitando assim, o ensino de novas tecnologias em

automação, sem perder o realismo necessário para aplicarmos o que aprendemos na plataforma, em uma situação real dentro de uma empresa.

Por estar situado numa área multidisciplinar este projeto tem a participação de vários pesquisadores e empresa que juntos buscam melhores soluções na área de automação industrial (Alcântara, 1996). Este trabalho se refere a representação de sistemas automatizados, através da utilização de ferramentas que visam a formalização do sistema a ser automatizado.

## 2. ARQUITETURA DA PLATAFORMA

A Plataforma idealizada será composta pela integração de postos de trabalho funcionando em torno da confecção de um produto genérico constituído basicamente de uma placa padrão para montagem de cubos. Os produtos serão constituídos de cubos montados sobre as placas de base em dois níveis, e em três posições distintas: esquerda, central e direita (fig. 1).

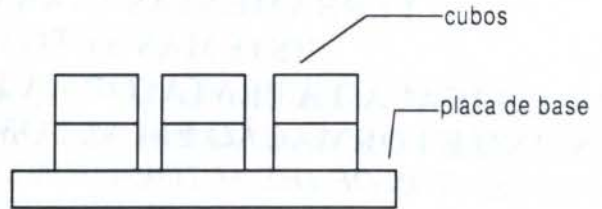


Figura 1: Produto genérico utilizado

A utilização dessa placa padrão, permitirá a simulação de um problema real, apresentando vantagens de ser facilmente desmontável, ou seja, possibilitará a concepção de diferentes produtos (num total de 26, se considerarmos apenas as diferentes posições de montagem), com reciclagem de peças, fazendo com que a plataforma não tenha gastos com insumos. Cada placa possuirá um código de barras que identificará o tipo de produto a ser fabricado.

Assim sendo, a plataforma descreverá os principais elementos constituintes de uma linha de montagem através de quatro postos de trabalho interligados fisicamente através de um sistema de transferência (montagem/desmontagem central e lateral, carregamento/descarregamento e controle de qualidade) (fig. 2). Cada posto de trabalho será composto de uma Parte Comando (PC), constituída de uma CLP industrial, e de uma Parte Operativa (PO) constituída de atuadores eletropneumáticos, componentes mecânicos e sensores (óticos, indutivos, etc.).

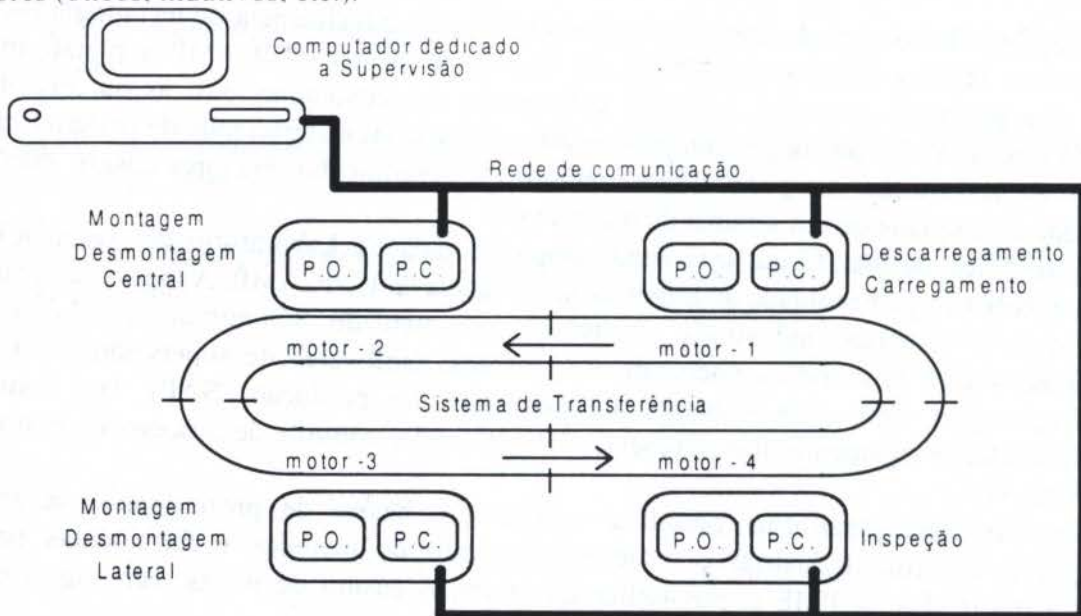


Figura 2: Arquitetura da Plataforma PIPEFA



A Parte Comando (PC) envia ordens para a Parte Operativa (PO), e também recebe sinais, com o objetivo de coordenar suas ações (fig. 3). Estes postos estão interligados entre si através de uma rede de comunicação e o gerenciamento do processo será realizado pelo sistema de supervisão industrial.

Para visualizarmos a integração entre os diferentes postos de trabalho constituintes da plataforma, a implementação da plataforma levou em consideração os seguintes aspectos:

- Cada posto foi montado sobre uma mesa padrão de modo a permitir que este possa trabalhar independentemente ou integrado aos outros postos, além de permitir a modificação da arquitetura física do SAP em função do produto a ser produzido;
- Os componentes da plataforma estão dispostos de maneira acessível e visível;
- A possibilidade da plataforma receber novos postos de trabalho que venham exercer novas técnicas de manufatura.

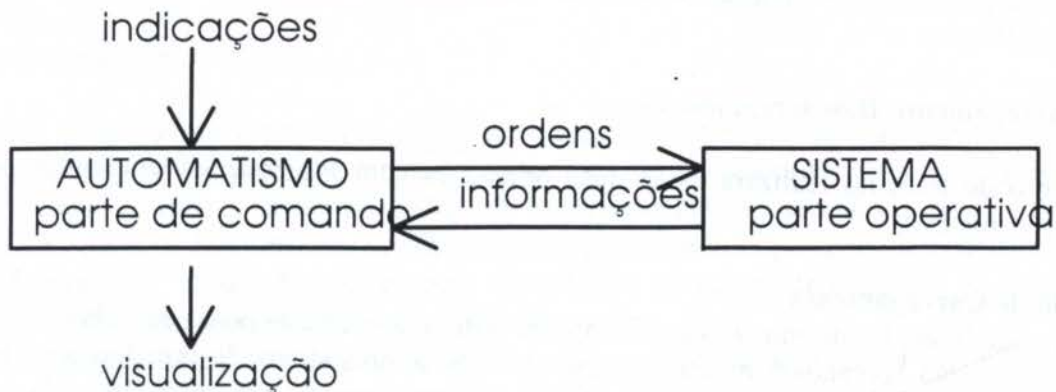


Figura 3: Estrutura de um SAP

Como podemos observar, o objetivo principal dessa plataforma está relacionada ao aspecto de visualização da PC e PO de um SAP, através da descrição do mesmo a partir de um conjunto de entradas e saídas. A sua PO é constituída integralmente de componentes industriais, enquanto que a parte mecânica está relacionada apenas com o produto escolhido. Na realidade, cada SAP possui uma parte mecânica diferente e adaptada ao tipo do produto desenvolvido.

### 3. INTEGRAÇÃO DOS POSTOS DE TRABALHO

#### 3.1 Descrição dos Postos de Trabalho

A plataforma PIPEFA é constituída de postos de trabalho interligados fisicamente através de um sistema de transferência. Cada posto de trabalho possui uma PO e uma PC independentes. A seguir será descrito o funcionamento básico desta plataforma.

#### Sistema de Transferência

O sistema de transferência é responsável pela integração física dos diferentes postos de trabalho constituintes da plataforma para concepção do produto. A forma construtiva da plataforma PIPEFA é modular, isto é, cada posto de trabalho possui um sistema de transferência próprio, acionado através de um motor cc, permitindo assim que novos postos de trabalho sejam integrados ao mesmo. Esses sistemas de transferência modulares possuem basicamente os mesmos elementos, ou seja um elevador para transferência das placas para os

postos e um sistema de posicionamento para o elevador ou para leitura do sistema de codificação.

No posto de M/D - Lateral, o elevador, além de seu deslocamento vertical, poderá efetuar um movimento de rotação, possibilitando assim, a realização das mesmas operações de montagem/desmontagem na parte lateral esquerda da placa de base.

O sistema de transferência da plataforma será considerado como sendo a união de todos os sistemas de transferências constituintes dos postos de trabalho, onde um CLP dedicado ao mesmo controlará todos estes elementos.

Numa concepção inicial, a identificação do produto será realizada através de dois leitores de código de barra dispostos no sistema de transferência, um na saída do posto de carregamento da placa de base, destinado a identificação do tipo de produto e das operações necessárias para a sua realização, e outro na saída do posto de montagem/desmontagem final do produto, que fornecerá informações necessárias para identificação do produto, inspeção e controle de qualidade.

### **Posto de Carregamento/Descarregamento**

Este posto de trabalho realizará essas duas operações com PO independentemente, e utilizando a mesma PC.

- **Operação de Carregamento**

As placas de base são introduzidas no sistema de transferência neste posto de trabalho. O sistema de supervisão comandará o carregamento das placas no sistema de transferência de acordo com as ordens de produção preestabelecidas, bem como o número de placas disponíveis. No posto de carregamento as placas bases são empilhadas num magazine de armazenamento, e assim que uma placa sair do mesmo, sob a ação da gravidade uma outra placa estará pronta para alimentar o sistema.

- **Operação de descarregamento**

Após a passagem pelo posto de inspeção, o posto de descarregamento poderá solicitar a retirada do produto final do sistema de transferência. Desta forma o produto deverá estar posicionado em frente do posto de descarregamento para realização desta operação.

### **Posto de Montagem e Desmontagem Central e Lateral**

Nestes postos serão realizadas as operações de montagem ou desmontagem dos cubos na placa base (fig. 4), a seqüências das operações serão determinadas através de um sistema de codificação associado ao produto. O mesmo conterà informações que poderão ser enviadas para a PC do posto em operação, indicando as operações que deverão ser realizadas em pelo menos um dos postos, isto dependerá do tipo de produto que será montado.

As operações realizadas nestes postos são bem parecidas, o que facilita a modelagem, a única diferença será que o elevador do posto M/D - Lateral terá um cilindro rotativo, que possibilitará o giro da placa de 180<sup>0</sup> graus, fazendo possível a montagem de cubos na parte lateral esquerda da placa.



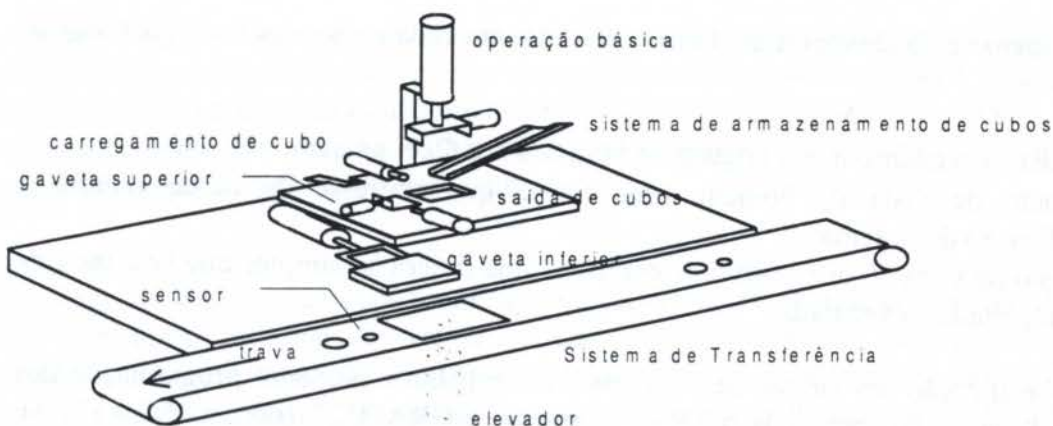


Figura 4: Posto de montagem/desmontagem

### Posto de Inspeção

Este posto será responsável pela verificação da operação de montagem realizada, inspecionando se o produto montado esta ou não de acordo com a configuração preestabelecida. Após a leitura do código de barra associado ao produto, a placa entrará no posto de inspeção e dois sensores de fibras óticas identificarão as posições dos cubos na placa, dessa forma a PC associada a este posto de trabalho irá comparar os sinais de entrada do código de barra com os sinais dos sensores de fibra ótica

Obedecendo critérios previamente estabelecidos os produtos poderão ser considerados montados ou desmontados, de modo correto ou não. No primeiro caso, o produto deverá ser descarregado no próximo posto de trabalho, enquanto que no segundo caso, o produto poderá ser rejeitado caso a operação realizada for considerada ruim, sem possibilidades de ser refeita, ou incompleta, sendo que neste caso o produto deverá passar novamente pelo posto de montagem/desmontagem. A partir dessas informações um programa de gestão e controle de qualidade do produto poderá ser implementado no sistema de supervisão, e realizar um controle estatístico da qualidade dos produtos montados, permitindo assim, a identificação de problemas associados a confecção do produto.

## 4. FERRAMENTAS DE MODELAGEM DE SISTEMAS SEQUENCIAIS

Todos os postos de trabalho, incluindo o sistema de transferência terão como elemento principal da PC controladores programáveis (CLP) disponíveis no mercado, com capacidade de comunicação com o nível de supervisão (Babb, 1996). Os CLP's serão responsáveis por adquirir dados dos vários sensores distribuídos na plataforma e em função disto, controlar os vários atuadores que constituem a plataforma, de acordo com um programa de controle e seqüenciamento definido a priori para a tarefa que se está executando.

Devido à complexidade dos sistemas de controle atuais e a grande variedade de CLP's existente no mercado, é fundamental que o desenvolvimento destes programas seja feito em um ambiente de programação, que permita o desenvolvimento de tarefas, independente da PC utilizada, e que adicionalmente ofereça a opção de se programar em uma linguagem mais natural para os vários níveis de usuários. Por isto, será utilizado um sistema de desenvolvimento, disponível comercialmente, que implemente as linguagens padronizadas no IEC-1131 (SFC - Seqüencial Function Charts, diagramas ladder, diagramas de blocos de funções, lista de instruções, linguagem estruturada de alto nível). Neste padrão, a linguagem SFC é o núcleo, dividindo o ciclo de processo em passos bem definidos, as outras linguagens

são utilizadas apenas para descrever as ações executadas em cada passo e as condições lógicas para as transições.

Hoje em dia é necessário que a linguagem utilizada nos CLP's sejam:

- Do ponto de vista do homem, uma forma que expresse de modo natural a especificação do sistema;
- Do ponto de vista do dispositivo de controle, uma descrição simples que seja fácil de ser interpretada e executada.

Para a especificação das tarefas de cada posto de trabalho e posterior programação dos Controladores Lógicos Programáveis (CLP's), adotamos o GRAFCET (norma IEC 1131-3), que se baseia numa descrição gráfica de sistemas seqüenciais, dividindo o processo em um número definido de etapas, separadas por transições (David, 1995). Esta especificação oferece muitas vantagens aos usuários e programadores, principalmente na modelagem de problemas complexos de automação, pois podemos dividir o problema em várias partes, tornando mais simples a programação, ficando fácil visualizarmos as seqüências de operações, alteração de especificação e a detecção de falhas conceituais no programa.

#### 4.1 O GRAFCET

O GRAFCET (Grafo de Comando Etapa - Transição) é um método de descrição do caderno de encargos de sistemas seqüenciais, é composto basicamente por um conjunto de etapas, transições e ligações orientadas (fig. 5).

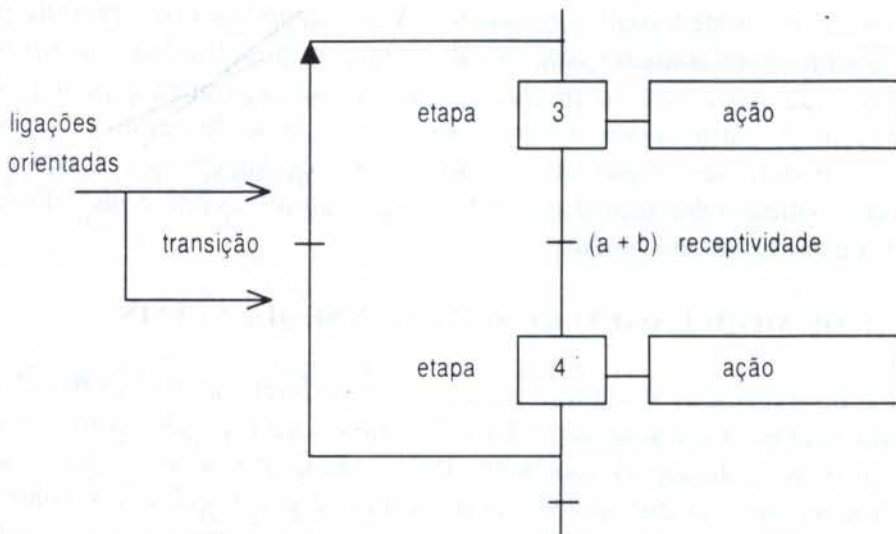


Figura 5: Esquema ilustrativo de um GRAFCET

#### Os Elementos do GRAFCET

- Etapas

Uma etapa corresponde a uma situação durante a qual o comportamento da totalidade ou parte do sistema em relação às suas entradas e saídas é invariável, ou seja, a PC permanece numa mesma etapa, enquanto o comportamento do sistema se mantém constante.



A etapa é representada por um quadrado referenciado numericamente, aos quais estão associados uma ou mais ações. As ações a serem realizadas quando uma etapa está ativa são descritas de modo literal ou simbólico no interior de um retângulo associado à etapa.

Uma etapa pode estar ativa ou inativa em um determinado instante, desta forma o sistema será representado pelo conjunto de etapas ativas

- **Transições**

São funções lógicas que coordenam a evolução entre as etapas, em um determinado instante uma transição pode ser válida ou não. A cada transição está associada uma receptividade, esta é a condição lógica que permite distinguir entre todas as informações disponíveis num dado instante, apenas aquelas que permitem a evolução da Parte Comando.

As receptividades associadas as transições são escritas numa forma lógica, sendo função de um conjunto de informações exteriores e de variáveis auxiliares do estado ativo ou inativo de outras etapas. Quando a transição é válida, possibilita a ativação das etapas destino e a desativação das etapas que a precedem.

- **Ligações Orientadas**

As ligações orientadas indicam o caminho de evolução de estado do GRAFCET. São representadas por linhas que possuem sentido de orientação de cima para baixo. Quando o sentido de evolução é inverso, será necessário a inclusão de uma seta.

### **Regras de Evolução:**

1. A inicialização fixa as etapas ativas no início do funcionamento;
2. Uma transição pode ser validada ou não validada;
3. A transição de uma transição provoca a ativação de todas as etapas imediatamente a seguir e a desativação de todas as etapas imediatamente precedentes;
4. Várias transições simultaneamente transponíveis são simultaneamente transpostas;
5. Se no decurso do funcionamento, uma mesma etapa deve ser desativada e ativada simultaneamente, ela permanece ativa.

## **4.2 Aplicação na PIPEFA**

Porém antes de fazermos a representação dos postos da plataforma através do GRAFCET foi preciso fazer uma descrição funcional de cada um dos postos, nesta descrição todas as operações dos elementos que formam a plataforma foram especificados detalhadamente, utilizando esta metodologia a passagem para qualquer tipo de representação de sistemas seqüenciais, se torna bem simplificada (Panetto, 1990).

Com já foi comentado cada posto será comandado por um CLP, sendo assim dividimos o sistema de cada posto em subsistemas menores, com esta metodologia tivemos grandes benefícios, pois alguns elementos da plataforma se repetem, com isso por exemplo, foi necessário apenas modelarmos uma vez o elevador do sistema de transferência e depois utilizarmos o mesmo modelo, com algumas alterações com relação as receptividades, nos outros postos da plataforma que possuíam este mesmo dispositivo.

Entretanto quando se considera sistemas de maior complexidade, aparece uma dificuldade na etapa de definição das necessidades do sistema, pois tais definições em geral não são claras e além disso, é muito difícil de verificar se as especificações estão de acordo com as especificações do cliente, a solução é discutir o problema até que se tenha um visão clara de qual é a real necessidade do cliente.

## 5. CONCLUSÃO

Neste trabalho foram apresentadas metodologias para a integração de elementos constituintes de um Sistema Automatizado de Produção (SAP), através utilização da plataforma industrial PIPEFA.

A utilização de ferramentas de representação, tal como o GRAFCET, permite um formalismo do sistema a ser automatizado, isto é fundamental quando se quer representar um sistema de um forma clara e não ambígua, facilitando a programação dos CLP's.

A PC desta plataforma utilizará componentes industriais, permitindo assim a realização de estudos teóricos na área de Integração de Sistemas e sua validação num ambiente próximo ao encontrado no meio produtivo.

A partir desse projeto será possível o desenvolvimento de metodologias que possibilitem a implementação de ferramentas em automação nas Pequenas e Médias Empresas (PME's).

Finalmente, a integração de conhecimentos adquiridos pelos pesquisadores envolvidos neste projeto permitirá a formação de um polo de excelência com estreita ligação com o meio industrial para transferência de tecnologia para as PME's.

## 6. REFERÊNCIAS

Alcântara, S. C. et al. Industrial Implementation of CIM Technology: Applied Experience of a Brazilian Vocational Training Institution. *CAD / CAM Robotics and Factories of the Future*, 12, 1996, London. Proceedings... London: p. 1-7, 1996.

Babb, M., IEC 1131-3: A Standard Programming Resource for PLCs. *Control Engineering*, v.43, n.2, p. 67-76, Feb. 1996.

David, R., GRAFCET a powerful tool for specification of logic controllers, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, France, v.3, n 3, p. 253-268, Sept. 1995.

Panetto, H., et al., Contribution of the GRAFCET model to synchrony in discrete events systems modeling, *In: 20th International Conference on Industrial Electronics, Control and Instrumentation*, Bologna. Proceedings: Part 3, p. 1527-1532, 1990.





PAPER CODE: COB591

## PROJETO AUTOMATIZADO DE MANIPULADORES MECÂNICOS FLEXÍVEIS / AUTOMATED DESIGN OF FLEXIBLE MANIPULATORS

ALCY RODOLFO DOS SANTOS CARRARA

*Departamento de Engenharia Elétrica, Faculdade de Engenharia de Joinville - UDESC -Joinville  
CEP 89223-100, Joinville, Brazil - E-mail: dee2arsc@dcc.fej.udesc.br*

EDUARDO ANDRÉ PERONDI

*Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia - UFRGS - Porto Alegre  
CEP 90050-170, Porto Alegre, Brazil - E-mail: perondi@emc.ufsc.br*

### Abstract

Industries have suffered with the high operational cost of old industrial robots which are heavy, slow and have low productivity. There is a compromise between weight and rigidity which is the key for the success in the use of industrial manipulators. The ratio of payload to robot weight used to be around 5% and nowadays robots are reaching 10% using lightweight structures. It is proposed a computer tool that based on CAD designs can dynamically simulate a robot manipulator of industrial complexity. The method used is to integrate motion equations using RBSM ("Rigid Body Spring Models") and finite differences. Geometric nonlinearities originated from the manipulator's mechanism are computed in a stable and economical manner. Stress levels and oscillatory motion can, therefore, be analysed and the robot's architecture is rebuilt in the CAD. Another module to be developed for this Flexible Robots CAD is the controller simulator where control actions and actuator dynamics are introduced and analysed by the designer.

### Keywords

Robô Flexível, Diferenças Finitas, Projeto Automatizado, Robô-CAE, *Flexible Robot, Finite Differences, Automated Design.*

### 1. INTRODUÇÃO

A Robótica atingiu uma importância enorme no Brasil como mostra o artigo do Jornal Folha de São Paulo (18/06/96) de título "Indústria quer Robô para Globalizar". Segundo este artigo deverão ser vendidos 600 robôs este ano no Brasil, o que equivale a 121% mais do que em 1995 e 237% mais do que em 1994. Apesar da crescente importância, são grandes os problemas enfrentados por este segmento da ciência. Não se dispõe de ferramentas computacionais que possibilitem o desenvolvimento do projeto estrutural do robô junto com a Análise de Engenharia.

O projeto de um robô é ao mesmo tempo um projeto de *Mecânica de Precisão* e um projeto de *Estrutura Otimizada em Relação ao Peso e à Rigidez*. De fato leva-se muito tempo otimizando juntas, rolamentos, redutores harmônicos, etc. Visto que hoje existem tantos programas de CAD e CAE poder-se-ia criar uma espécie de "Robo-CAE" onde poder-se-ia testar estratégias de controle em módulos separados, algoritmos de pequenos modelos dinâmicos, análise de tensões, etc. Pela simples razão que um robô se move rapidamente fica difícil saber quais são as tensões induzidas pelo movimento dado o grande número de partes em movimento. Já houve muitos autores que tentaram elaborar programas de Elementos Finitos que poderiam simular o funcionamento de todos os componentes do robô [Dado e Soni, 1988; Sunada e Dubowsky, 1983]. Porém sempre vão existir

problemas quando se simula um mecanismo como este, por ser caracterizado como um caso de grandes deslocamentos e/ou grandes deformações, com não-linearidades e singularidades por toda parte. Desta forma a idéia geral seria obter um sistema que funcione da seguinte maneira

Como se vê na Fig.1 se todos estes subsistemas estiverem prontos pode-se seguir uma metodologia de projeto que vai permitir, de certa forma, otimizar o projeto em relação aos requisitos de *precisão, repetibilidade e resolução espacial*.

Entretanto, na parte de CAD/CAE existem dificuldades peculiares aos manipuladores mecânicos que são descritas a seguir. Em primeiro lugar as não-linearidades geométricas e, em segundo, as não-linearidades inerentes ao controle computadorizado do manipulador. Para resolver esta dificuldade é necessário encontrar um sistema que possa atingir rápida convergência mesmo em situações de *não-linearidades de extrema magnitude*. É de pouca utilidade empregar sistemas que são "pacotes

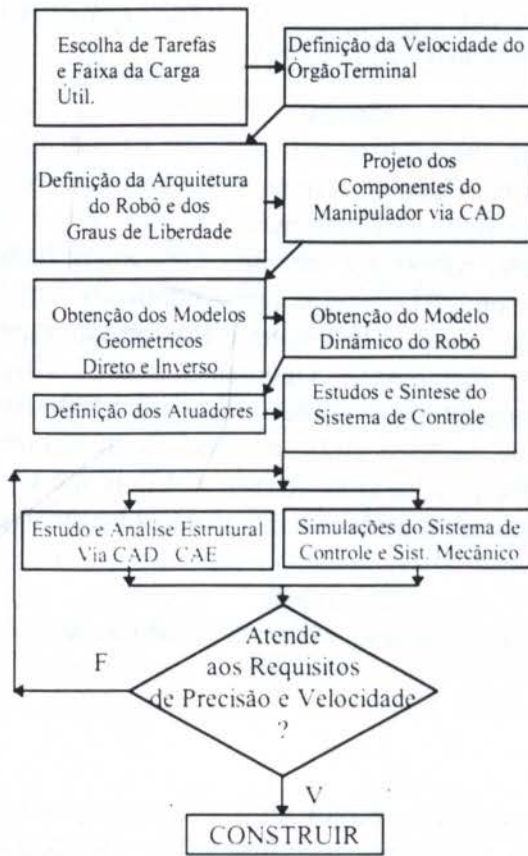


Figura.1: Fluxograma do Projeto Automatizado.

fechados" onde não se pode substituir os algoritmos que não estão convergindo por outros mais promissores. Hoje, existem programas de computador bastante avançados no mercado que acomodam algoritmos escritos pelo usuário com certa facilidade. Porém, é difícil crer que estes resolveriam problemas tão não-lineares como os robôs industriais. Uma nova estratégia é aqui, então, proposta, baseada no método da Fig.1.

## 2. METODOLOGIA DE PROJETO AUTOMATIZADO

Se na parte de convergência dos algoritmos adotados está o problema, tem-se, então que direcionar os esforços para resolver o problema neste sentido. Notadamente, os pacotes de *Elementos Finitos* apresentam problemas na convergência da Solução dita Modal ou, até mesmo, na



solução de deslocamentos da estrutura no espaço. Nos dias atuais, o progresso máximo da *Análise por Elementos Finitos* aponta para uma solução chamada de: *Integração Direta pelo Método Newton-Raphson* com solução Modal via *Sub-Espaço de Iteração* [Bathe, K.-J.; Wilson, E.L., 1976]; Solução Cinemática pelo Método "*Lagrangeano Atualizado*" e, ainda mais, *Co-Rotacional* [Mattiasson et alii, 1985]. Exemplos de tentativas como esta são ilustrados nas Figs. 2(a),(b),(c). Alguns sensores de vibração poderiam validar estes modelos se instalados na estrutura de forma criteriosa, onde os pontos de medição devem coincidir com os nodos da malha de Elementos Finitos.

Por outro lado, temos melhores perspectivas de convergência rápida, fácil e barata computacionalmente pelo emprego de uma teoria recente que utiliza o *Método das Diferenças Finitas Centrais* [Perondi, E. A., 1990] que teve sua convergência comprovada por testes de impacto. Este sistema foi posteriormente complementado com algoritmos pré e pós-processadores escritos utilizando os pacotes de computação gráfica *3D/STUDIO* e *VISUAL BASIC*. Exemplos que

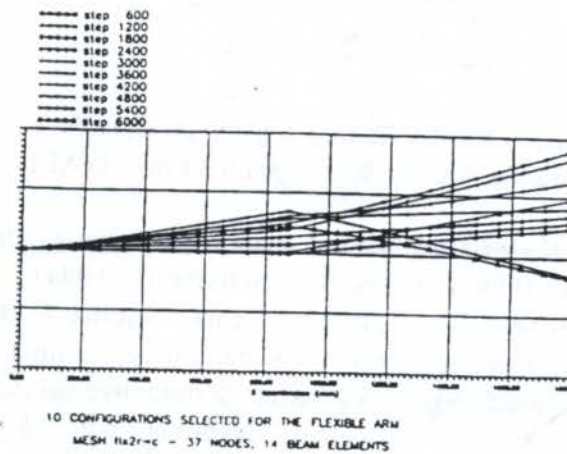


Figura 2(a): Integração Direta.

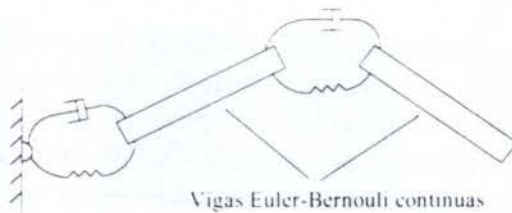


Fig.2(b): Duas Juntas Articuladas, Dois Braços Flexíveis.

comprovam a eficiência desta última modificação são encontrados em (Perondi, E.A.; Teixeira, R.G.; Mendes, L.A., 1994). Exemplos do referido método são ilustrados nas Figs.3 e 4.

Isto posto o próximo passo é elaborar a respeito das outras partes do projeto: (a) a dinâmica dos manipuladores flexíveis e; (b) o controle dos manipuladores flexíveis. infelizmente, não é apropriado discutir estes dois aspectos em profundidade pelo fato de que, facilmente, vamos

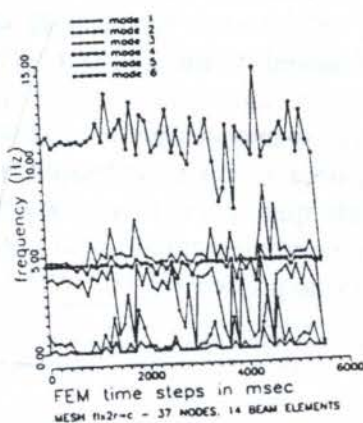


Fig.2 (c): Solução Modal via Sub-Espaço de Iteração.  
 Figura 2: Soluções via Análise de Elementos Finitos (AEF).

encontrar milhares de publicações. No entanto, podemos apontar (Carrara, 1995; Carrara et. alii, 1995; Spong, M.W. ; Vidyasagar, M., 1989, Fonseca, R.A; Schäfer, B., 1994)

Nos ensaios mostrados foram realizados testes com uma máquina de impacto tipo “queda livre”. Acelerômetros foram colocados no carro móvel da máquina e em uma chapa de aço (Fig.3 massa  $m$ ). Com a utilização de um modelo sísmico aplicado à modelização da Fig.3 montou-se as equações de equilíbrio dinâmico do sistema, que foram integradas pelo Método das *Diferenças Finitas Centrais*.

Se, no entanto, pudermos fazer esta Síntese de Controle utilizando as ferramentas “*Robo-CAE*” citadas anteriormente isto seria uma grande alternativa. Isto é o que examinaremos a seguir.

#### 4. Conclusão

A metodologia de projeto automatizado mostra resultados bem realistas como se pode ver pelas figuras de simulação gráfica (Figs. 5 a 8). Nestas é utilizado o *Método das Diferenças Finitas Centrais* e o programa DINAM. Os parâmetros dinâmicos do braço com juntas flexíveis pode ser encontrado em [Carrara, 1995]. Para sumarizar os resultados apresentamos o resultado final de nosso “*Robo-CAE*” ilustrando o ambiente computacional com a interface com o usuário do sistema DINAM.



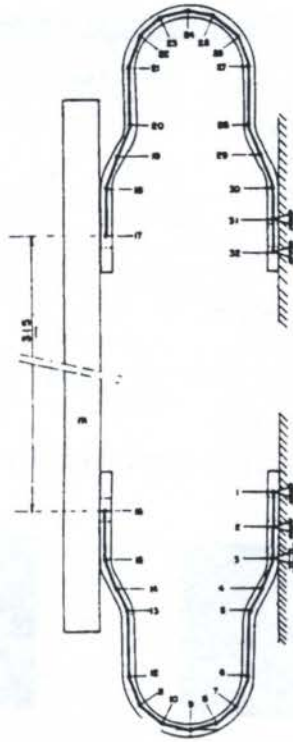


Figura 3: modelo do isolador de choque com elementos de barra. [Perondi, 1989].

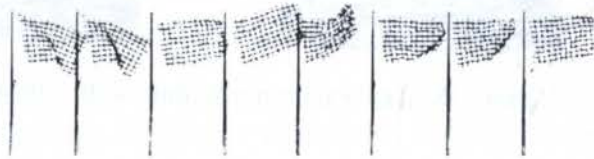


Figura 4: A eficiência do Método das Diferenças Finitas Centrais com Auxílio de Computação Gráfica. [Fonte: Perondi, E. A.; Teixeira, R.G.; Mendes L.A., 1994]

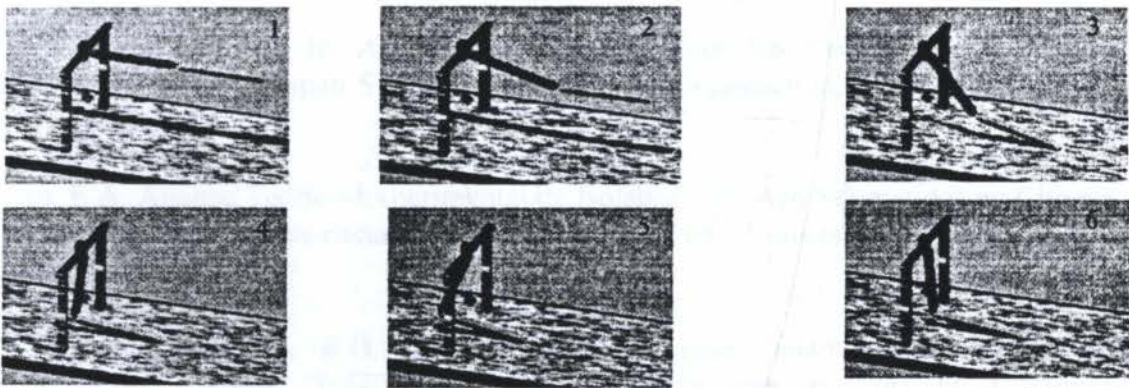


Figura 5: Estrutura bi-articulada submetida a queda-livre contra reparo rígido na posição do solo.



Figura 6: Curvas de deslocamento espacial do cotovelo e do extremo do braço 2.

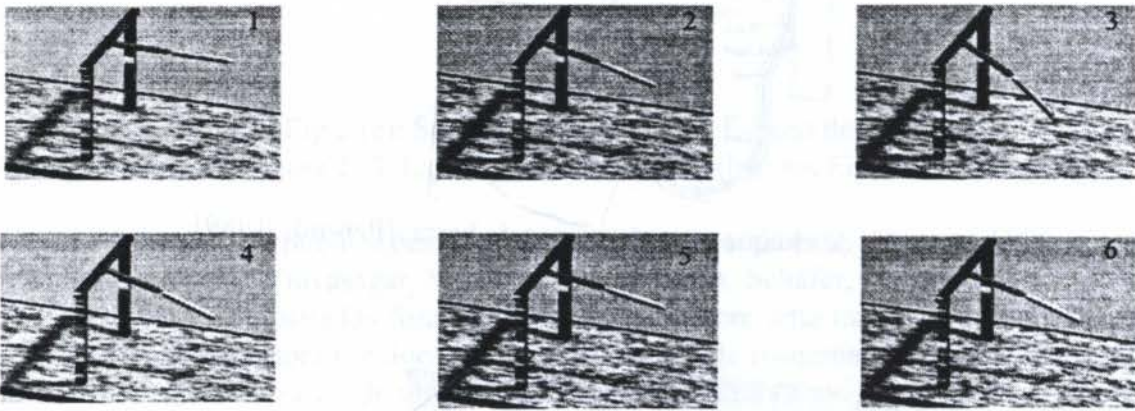


Figura 7: Sequência de posições calculadas para a estrutura com juntas flexíveis.

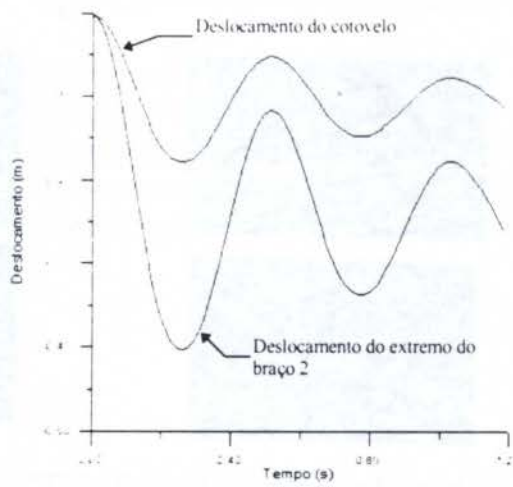


Figura 8: Deslocamento do braço flexível submetido a uma onda quadrada de torque.



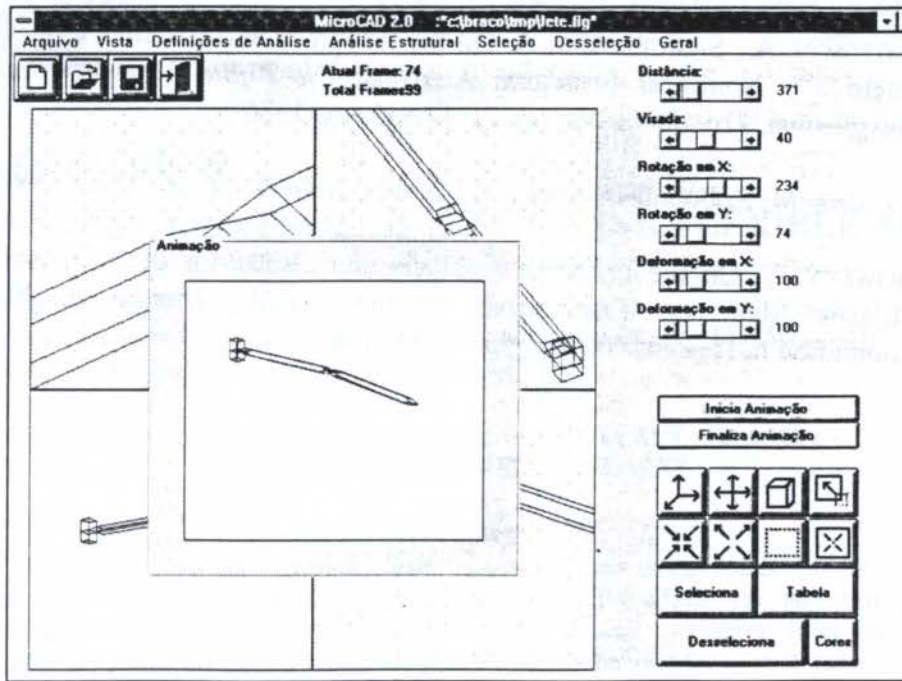


Figura 9: Tela do usuário do "Robo-CAE".

## 5. REFERÊNCIAS

BATHE, K.-J.; WILSON, E.L. Finite Elements in Engineering Analysis, McGraw-Hill, 1976.

CARRARA, A.R.S., Dynamics, Simulation and Control of Flexible Robotic Systems, *Tese de Doutorado, Depto. Eng. Mecânica, McMaster University, Ontário, Canadá, 1995.*

CARRARA, A.R.S.; MANSOUR, W.M.; DOKAINISH, M.A. Dynamics and Tracking Aspects of an Elbow Arm Robot with Flexibility in the Revolute, *in: Ninth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, vol. 3 pgs. 2101-2105, 1995.*

DADO, M.H.; SONI, A . H. A Dynamic Analysis Tool for Flexible Robotic Manipulators, *Proceedings of the USA-Japan Symposium on Flexible Automation, Minneapolis, Minnesota, pp. 399-405, 1988.*

PERONDI, E.A. Análise Teórico-Experimental de Isoladores de Aço Submetidos ao Choque, *Tese de Mestrado, Programa de Pós-graduação em Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 1989.*

PERONDI, E.A; TEIXEIRA, R.G.; MENDES, L.A. Análise Dinâmica Não-Linear Aplicada à Sintetização de Imagens "True-Motions" de Estruturas Flexíveis, *in: XV Congresso Ibero-Americano sobre Métodos Computacionais para Engenharia, pgs. 1177-1183, 30/11 a 2/12/1994, Belo Horizonte, 1994.*

FONSECA, R.A.; SCHÄFER, B. Free Vibration Analysis of Flexible Beams and Joints as Models for Space Robotic Manipulators, *in: XV Congresso Ibero-Americano sobre Métodos Computacionais para Engenharia, pgs. 1281-1290, 30/11 a 2/12/1994, Belo Horizonte, 1994.*

MATTIASSON, K.; BENGTTSSON, A.; SAMUELSSON, A. On the Accuracy and Efficiency of Numerical Algorithms for Geometrically Nonlinear Structural Analysis, *IN: Finite Element Methods for Nonlinear Problems Symposium, Trondheim, Norway, Proceedings*, 1986.

SPONG, M.W.; VIDYASAGAR, M. Robots Dynamics and Control, *John Wiley and Sons*, 1989.

SUNADA, W.H.; DUBOWSKY, S. On the Dynamic Analysis and Behavior of Industrial Robotic Manipulators with Elastic Members, *Transactions of the ASME, Journal of Mechanics, Transmissions and Automation in Design*, vol.105, pp. 42-51, 1983.





PAPER CODE: COB592

## PARALLEL CONTROL OF A TWO-LINK FLEXIBLE ARM

ALCY RODOLFO DOS SANTOS CARRARA

*Departamento de Engenharia Elétrica, Faculdade de Engenharia de Joinville - UDESC - Joinville  
CEP 89223-100, Joinville, Brazil - E-mail: dee2arsc@dcc.fej.udesc.br*

MILTON ANTONIO ZARO

*Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia - UFRGS - Porto Alegre  
CEP 90050-170, Porto Alegre, Brazil - E-mail: ZARO@VORTEX.UFRGS.BR*

### Abstract

The need for lightweight, fast and accurate robots is evident. Increasing complexity is observed in the mechanisms of control and dynamic models with structural flexibility added. The nonlinear stiffness of the *harmonic drive reducer* poses very high frequencies that are difficult to control. Joint and link flexibility originate a complex algorithm that may simulate the arm, but cannot be used for control due to real-time control cycle limitations. Economical models can be obtained condensing degrees of freedom. Parallel processors are available which can process complex algorithms with good accuracy in short time. *Transputers* are used in a parallel controller, developed over an industrial robot platform. A new control strategy is proposed and referred to as *Nonlinear Integrated Tabular control* (NIT). It allows the calculation of robot tip position in real-time and also active control of oscillations. A test rig was built to confirm results obtained in the analytical simulation. It consists of a two-link elbow arm with flexible joints and a flexible forearm.

### Keywords

Flexible Robots, Elbow Arm, Nonlinear Control, Parallel Controller, Transputer, *Robôs Flexíveis, Braço Cotovelar, Controle Não-Linear, Controlador Paralelo, Transputer.*

## 1. INTRODUCTION

The robots which are currently in use have their parts oversized to achieve some degree of rigidity and consequently are slow. They have high operational costs because most of the energy is consumed to overcome the inertial forces of the oversized links. There is a need for light, fast and precise robots to meet the industrial demands. Reduction of weight induces flexibility which has to be treated with care.

Such flexible robots are in demand by space programs as well as by production lines in automotive industry. There is also an increasing demand for these robots in assembly lines for computer, electronic equipment, eletrodomestic appliances and textile industries.

In the course of about twenty years, starting from the 70's up to now there has been considerable progress reached in the area of control of flexible structures. Part of this can be also applied to flexible robots but some are useless because of time constraints posed by the fast motion of robots. Usually this time limitation is caused by control timecycles of about miliseconds. In fact it a strong limitation when regular computer processors are involved together with complex algorithms used in robotics. This fact also explains the reason for the large amount of dedicated architecture that has been developed for robot controllers.

If this time constraint is a strong limitation for rigid robots, for flexible ones it will be even worst. Two main aspects come to sight: more sensors are necessary to monitor the extra degrees of freedom and more algorithms are processed in order to control them.



One of the first investigations presented was the one by Good et alii (1985) where the *flexibility in the joints* of industrial robots was addressed. Many other works have followed since then with complex models, most of them have nonlinear dynamics. The *harmonic drive* reducers have a type of hardening spring that provokes their nonlinear behaviour. In this line one can mention Marilier and Richard (1989). A comprehensive review is improper for being introduced here due to space limitations. For a complete review the reader is referred to Carrara (1995).

Some other researchers dedicate themselves to *flexible link* robots. One of the very first, Book et al. (1975) have tried modal control strategy reporting useful results that shed light over vibration control problems. Some of the work progressed and one can find at present Carusone et al (1993), Carrara (1995) and many others that are not mentioned here due to lack of space. In general dynamic models of the arms are in the form of Finite Elements or lumped-parameter models using Hamilton Principle as a way to obtain the governing equations. Many works try to avoid the presence of gravity due to a strong nonlinearity introduced by it. This is one of the factors that precludes flexible arms to be introduced in industrial environments.

**2. FLEXIBLE JOINT DYNAMICS**

The presence of *harmonic drive* reducers robots undergo a nonlinear effect of a hardening spring. Nonetheless to assume it as a linear spring suffices, given that manufacturers design it to behave in the linear region. For completeness, the reports mentioned above give thorough simulation results where the nonlinear behavior is attested.

Another added effect is the actuator dynamics. DC servomotors are mostly used in robots, although lately AC servos are coming to the market controlled by vectorial control drives. Coupled with joint dynamics, complex dynamics arise and that is what is presented next.

DC servomotors are modelled by three basic equations from Kirchhoff's Laws:

$$\tau_m = K_t \phi_f i_a = K_m i_a \tag{1}$$

$$R_a i_a + L_a \frac{di_a}{dt} + v_b = u(t) \tag{2}$$

$$v_b = K_h \phi \tag{3}$$

Adding the load of coupled inertias introduced by the links together with joint flexibility one can obtain a Flexible Joint Dynamic Model (FJM) in the form of dimensionless equations (Carrara, 1995). In this case the flexible robot is composed of two rigid links and two flexible joints in the presence of gravity. The equations above are added of flexibility in the form:

$$\tau_m^* = K_h (\phi - N\Psi) \tag{4}$$

where:

$K_h$  = Torsional stiffness of the harmonic drive.

With proper accounting for the flexibility effects one obtains expressions of the form:



$$\phi_1'' + b_{11} \phi_1 + \omega_1^2 \phi_1 - b_{12} \Psi_1 = \mu_1^0 \dot{u}_1$$

$$\Psi_1'' + b_{21} \Psi_1 + \omega_2^2 \Psi_1 + b_{22} c_{21} \Psi_2'' - b_{22} s_{21} (\Psi_2')^2 - b_{23} \phi_1 + b_{24} c_1 = 0$$

$$\phi_2'' + b_{31} \phi_2 + \omega_3^2 \phi_2 - b_{32} \Psi_2 = \mu_2^0 \dot{u}_2$$

$$\Psi_2'' + b_{41} \Psi_2 + \omega_4^2 \Psi_2 + b_{42} c_{21} \Psi_1'' + b_{42} s_{21} (\Psi_1')^2 - b_{43} \phi_2 + b_{44} c_2 = 0 \quad (5)$$

where:

$$b_{11} = \alpha_1^0 \quad ; \quad \omega_1^2 = \beta_1^0 \quad ; \quad b_{12} = \gamma_1^0$$

$$b_{21} = \alpha_1^+ \gamma_1^* \quad ; \quad \omega_2^2 = \gamma_1^+ \gamma_1^* \quad ; \quad b_{22} = \alpha_1^*$$

$$b_{23} = \beta_1^+ \gamma_1^* \quad ; \quad b_{24} = \beta_1^*$$

$$b_{31} = \alpha_2^0 \quad ; \quad \omega_3^2 = \beta_2^0 \quad ; \quad b_{32} = \gamma_2^0$$

$$b_{41} = \alpha_2^+ \gamma_2^* \quad ; \quad \omega_4^2 = \gamma_2^+ \gamma_2^* \quad ; \quad b_{42} = \alpha_2^*$$

$$b_{43} = \beta_2^+ \gamma_2^* \quad ; \quad b_{44} = \beta_2^*$$

- $\tau_m$  = Torque applied to the inertia  $J_m$ .
- $J_m$  = Moment of inertia of the rotor around its rotating axis.
- $K_1, K_2, K_m$  = Constant coefficients with  $K_m = K_1 \phi_f = K_2 i_f$
- $i_a, i_f$  = Armature and field current, respectively and  $i_f$  being constant.
- $\phi_f$  = Magnetic field in the space between armature and rotor. =  $K_2 i_f$
- $t$  = Time.
- $R_a, L_a$  = Armature resistance and inductance..
- $u(t)$  = Input voltage to the DC motor.
- $v_b$  = Back electromagnetic force.
- $K_b$  = Back electromagnetic force constant.
- $\phi$  = Shaft Output angular displacement of the motor before reducer.
- $b_m$  = Damping coefficient of motor.
- $\tau_m$  = Net torque delivered to motor's shaft before harmonic reducer.
- $\phi^*$  = Angular displacement of output shaft after occurrence of flexibility in harmonic reducer.
- $\Psi$  = Angular displacement of robot arm after harmonic reducer.
- $b_L$  = Damping coefficient in the robot arm side.
- $\tau$  = Torque delivered to robot arm minus joint friction.
- $\tau_i^*$  = Dimensionless torque applied to  $i$ 'th manipulator link.

- $\tau_i$  =  $\tau_i / (m_i a_i g)$
- $m_i, a_i$  = Mass and length of link.
- $g$  = Gravitational acceleration.
- $u_i^*$  = Dimensionless control signal =  $u_i / E_0$
- $E_0$  = Reference voltage = 100 V
- $E$  = Young's modulus [ $N / m^2$ ]
- $N_i$  = Gear transmission ratio
- $\rho$  = Mass density (Aluminum)
- $A_i$  = Cross sectional area of beam
- $a_{ci}$  = Center of mass of robot link, relative to joint
- $\Gamma_i$  = Mass moment inertia of link, relative to its center of mass
- $K_{hi}$  = Linear Stiffness of harmonic drive reducer (estimated from laboratory results).

$$\alpha_i = \frac{[ b_{m,i} + \frac{b_{L,i}}{N_i^2} + \frac{K_{b,i} K_{m,i}}{R_{a,i}} ]}{[ \omega_0 J_{m,i} ]}$$

$$\beta_i = \frac{[ \frac{E_0 K_{m,i}}{R_{a,i}} ]}{[ N_i \omega_0^2 J_{m,i} ]}$$

$$\gamma_i = \frac{[ m_i g a_i ]}{[ N_i^2 \omega_0^2 J_{m,i} ]}$$

$$\alpha_i^+ = \frac{b_{L,i} \omega_0}{m_i g a_i} ; \beta_i^+ = \frac{K_{h,i} N_i}{m_i g a_i} ; \gamma_i^+ = \frac{K_{h,i} N_i^2}{m_i g a_i}$$

$T = \omega_0 t$  , Dimensionless Time

$\omega_0$  = Time scale coefficient =  $\sqrt{g/a_1}$

$a_1$  = Length of forearm

One can see that the actuators couple strong nonlinearities. One fast and accurate alternative of controlling motion in the presence of joint flexibility is the use of *Nonlinear Control*. This will be explored further.

### 3. FLEXIBLE LINK DYNAMICS

For the case of flexibility in the links, it is possible to use Finite Element models to describe distributed flexibility. One problem arises when using such type of modelling and that is the excess of degrees of freedom. It is of no use to model with a large number of elements a simple beam. Difficulties will show in the process of simulating equations and designing controls. Therefore it is proper to use reduced models and in the case of a beam, one can use a two-node element to derive equations (Carrara, 1995).

In a simple approach one can model link flexibility, using the nodes coinciding with the joints of the robot. Conditions of compatibility are reinforced at the nodes. Also, one has to include gravity as a present body force in the element. For generality and good convergence properties the FLM (Flexible Link Model) is presented as:

$$[M] \underline{U}'' + [C] \underline{U}' + [K] \underline{U} = \underline{R} \tag{6}$$



where each of  $[M]$ ,  $[C]$  and  $[K]$  is an  $(8 \times 8)$  symmetric matrix. The vector  $\underline{U}$  reads:

$$\underline{U} = [ \Psi_1, X_2, Y_2, \Psi_2^*, \Psi_2, X_3, Y_3, \Psi_3^* ]^T \quad (7)$$

The nonzero coefficients of the symmetric  $[M]$  matrix are denoted by  $m_{ij}$ ;  $i=1,2,\dots,8$  and  $j=i,i+1,\dots,8$  and are obtained from proper transformations of coordinates and axis for the two-link flexible robot (Carrara, 1995).

#### 4. FLEXIBLE ROBOT CONTROL USING NIT

With such a nonlinear dynamic system one can take advantage of the fact that the robot usually tracks a trajectory. This trajectory contains information that can be used to obtain the *Inverse Solution (Inverse Dynamics)* (Carrara, 1995). If the information extracted from trajectory can be stored in a tabular form, it can be used for control in real-time. The scheme has to follow an adaptive algorithm to accompany changes introduced by strong nonlinear terms. Following this type of procedure the steps are:

- a) definition of desired trajectory
- b) solution from inverse kinematics
- c) determination of time markers
- d) calculation of joint coordinates derivatives using interpolation for smoothing
- e) obtain command voltages using actuator model
- f) feed data from (e) into manipulator dynamic simulator
- g) obtain actual trajectory
- h) determine errors

The adaptation law in this case is quite simple because of information used from inverse kinematics model. Nonlinear control arises for the fact that nonlinear dynamics relationships are used for control.

Results at Fig.1 show the performance in tracking a three-leaved rose. Marks given for desired trajectory were in the form of a square  $\blacksquare$  and circle for actual trajectory  $\circ$ . Therefore one can find almost no

difference between them. Plot on the right is the error associated with tracking.

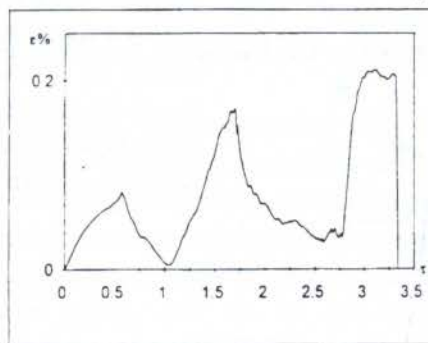


Fig.1 - Results for NIT control simulations

Parameters used in the simulations are shown in Table 1. These dynamic parameters were actually extracted from an experimental

facility called "FLEXROD" (Flexible

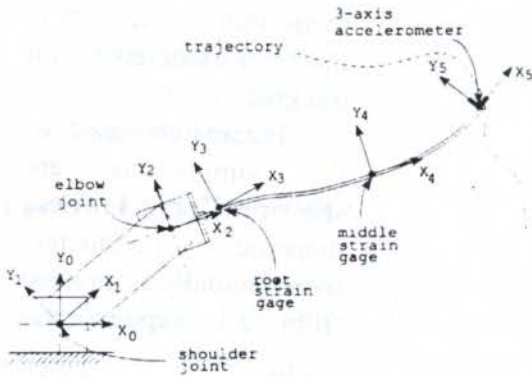
Robot Device) designed and built at McMaster University, Ontario, Canada. The reason for building such a testbed was that there was a need to confirm the fundamental issues in controlling a flexible manipulator. One important aspect of this facility is the sensorial part of flexibility. One of the main problems in controlling flexible structures is that they frequently need complicated sensors in order to construct state vectors. That is what is discussed in the next section.

**Table 1: Simulation Parameters (see Nomenclature for definition)**

$$\begin{aligned}
 g &= 9.81 \text{ m/s}^2 \\
 a_1 &= a_2 = 0.305 \text{ m} & ; & a_{c1} = a_{c2} = 0.145 \text{ m} \\
 m_1 &= m_2 = 4.803 \text{ kg} & ; & I_1 = I_2 = 0.025 \text{ kg.m}^2 \\
 A_1 &= A_2 = 0.001 \text{ m}^2 & ; & I_1^* = I_2^* = 0.4996 \times 10^{-7} \text{ m}^4 \\
 E &= 0.68 \times 10^{11} \text{ N/m}^2 & ; & \rho = 2700 \text{ kg/m}^3 \\
 N_1 &= N_2 = 100 & ; & K_{h1} = K_{h2} = 209.8 \text{ N.m/rad} \\
 J_{m1} &= J_{m2} = 0.9532 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2 \\
 b_{m1} &= b_{L1} = 0.687 \text{ N.m/rad/s} & ; & b_{m2} = b_{L2} = 0.687 \text{ N.m/rad/s} \\
 K_{m1} &= K_{m2} = 0.142 \text{ N.m/amps} & ; & K_{h1} = K_{h2} = 0.3952 \text{ V/rad/s} \\
 R_{a1} &= R_{a2} = 0.84 \text{ ohms} & ; & E_0 = 100 \text{ V}
 \end{aligned}$$

**5. FROM SENSOR SIGNAL TO ACTIVE CONTROL**

One of the main issues that is important in flexible structures is the way by which flexibility is monitored. One simple idea is to use strain gauges to define intermediate angles on the beam and recover the instant shape of the flexible forearm. The angles defined by the strain gauges can be used for proper transformation matrices if a signal from a three-axis accelerometer is acquired. This matrix transformation uses Denavit-Hartenberg parameters. Following figure illustrates the sensing idea. In the figure one can notice that only three measures of strain are used. These measures will define proper D-H homogeneous transformation matrices using strains and angles of rotation.



One simple choice is to model the flexible beam as a Bernoulli-Euler beam without damping and consider only the first mode of vibration. Experimental results from Carrara (1995) actually confirm this hypothesis. Expression considered for the beam is actually:

**Fig.2 - Sensing scheme for the Flexible Robot.**

$$\eta(\xi, t) = \{ A(\cosh \beta \xi - \cos \beta \xi) + B(\sinh \beta \xi - \sin \beta \xi) \} \sin \omega t \tag{8}$$

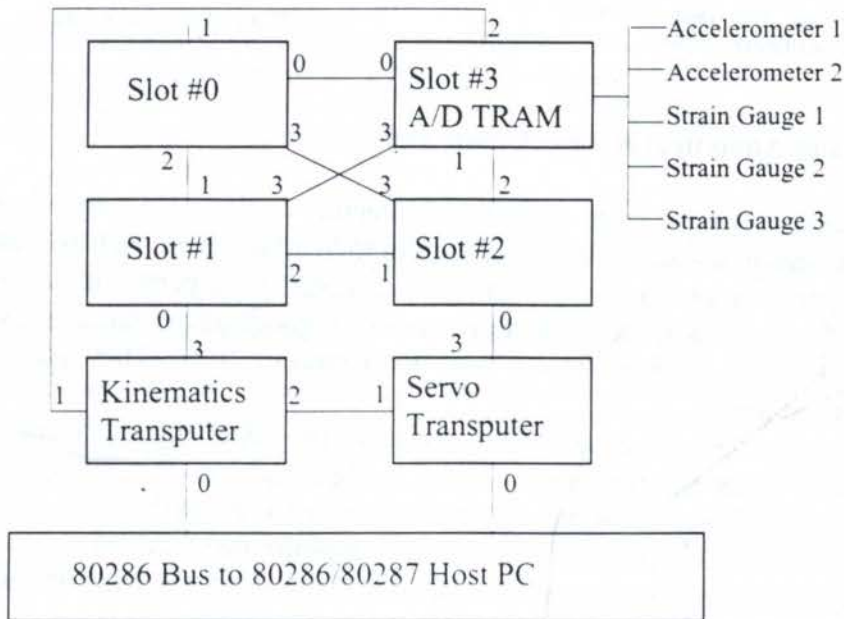
where  $\xi$  and  $\eta$  are the longitudinal coordinates and lateral deflections of a point on the centre level beam. A and B are coefficients to be determined from the boundary conditions and the constant  $\beta$  is given by:



$$\beta = \sqrt[4]{\frac{\rho\omega^2}{EI}} \quad (9)$$

where  $\rho$  is the mass per unit length,  $E$  and  $I$  are Young's modulus and the area moment of inertia of the cross section respectively.

With purpose of validating this control scheme a tool was encoded in C++ to be integrated to the Parallel C code already written for the industrial robot from where FLEXROD was started. A different architecture had to be designed to accommodate the flexible sensors. This is illustrated in the next figure where the nodes of the parallel network and its pipelines are detailed.

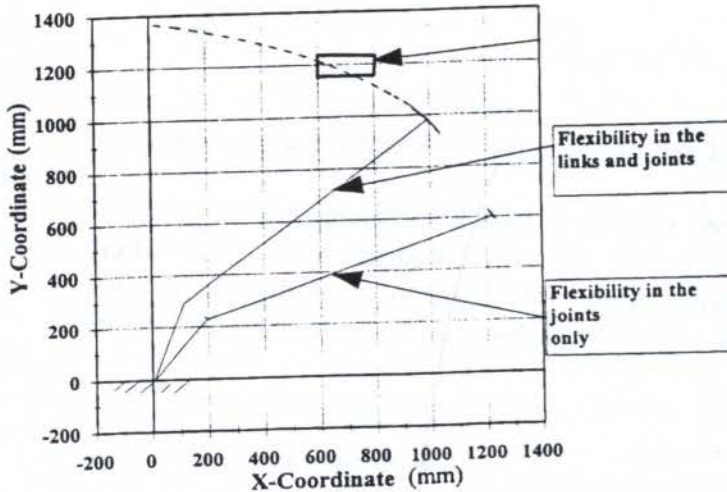


**Fig.3 - Parallel Network designed for active Control.**

A comparison was made as to confirm if the controller could track the tip position as the first step for active control. The flexible model was simulated with a QUICKBASIC computer program and both results, experimental and analytical were compared. At Fig. 4 this is shown. In this figure the two robots: experimental and analytical are staggered for clarity. Also the two have different sources of flexibility: one has flexibility at the joints and the other has flexibility at the forearm and at the joints also. So far, the experiment only qualifies the sensing scheme and tells that the model is appropriate. Validation can be done using an infrared point source filming the trajectory with a camera. Then this would be compared with the sensed trajectory. It is just another form of confirming the appropriateness of the model.

## 6. CONCLUSIONS

A proper and economical model was used for flexible joints and another for flexible links using reduced Finite Elements. Models that were obtained are economical and realistic for they use actual parameters of real experimental setup. They show good performance with very low errors when actually simulated.



**Fig.4 - Experimental and Analytical Results Compared.**

The proposed method of control using parallel architecture can process complex models in a speed that is convenient to usual timecycles of current industrial robots. Results can show that the model is just appropriate because it is difficult to measure each parameter used in the nonlinear dynamic model. Although the tracking error shows good performance for smooth trajectories there is more tests for non-smooth ones in [Carrara, 1995]. They are just too numerous to be reproduced here.

Results shown above are for the experimental model in the upper trajectory and for the analytical model in the lower tip trajectory. There is flexibility in the forearm in the experimental model and not in the theoretical model but both have flexibility in the joints. That is the reason why one can say that the model is just appropriate. To discuss accuracy a good method is to use high speed cameras infrared sensors at the tip to mark the tip path.

## 7. REFERENCES

- BOOK, W.J.; MAIZZA-NETO, O.; WHITNEY, D.E. "Feedback Control of a Two Beam , Two Joint Systems with Distributed Flexibility", *Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, pp. 424-431, 1975.
- CARRARA, A .R.S. "Dynamics, Simulation and Control of Flexible Robotic Systems", *Ph.D. Thesis, McMaster University, Dept. of Mechanical Engineering, Hamilton, Ontario, Canada*, 1995
- CARUSONE, J.; D'ELEUTERIO, G.M.T. "Tracking Control for End-Effector Position and Orientation of Structurally Flexible Manipulators", *Journal of Robotic Systems* 10(6), pp. 847-870, 1993.
- GOOD, M.C.; SWEET, L.M.; STROBEL, K.L. "Dynamic model for Control System Design of Integrated Robot and Drive Systems", *Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurements and Control*, vol. 107, pp. 53-59, 1985.
- MARILIER, T.; RICHARD, J.A. "Non-Linear Mechanic and Electric Behaviour of a Robot Axis with a Harmonic-Drive' Gear", *Robotics & Computer - Integrated Manufacturing*, vol. 5, no. 2/3, pp. 129-136, 1989.



PAPER CODE: COB612

**SISTEMA MECATRÔNICO PARA SOLDAGEM MULTIPASSES  
MONITORADO POR VISÃO COMPUTADORIZADA / A VISION  
ASSISTED MECHATRONIC SYSTEM FOR ARC WELDING**

Carlos Eduardo Ferreira Silva, Luís Gonzaga Trabasso

Departamento de Engenharia Aeronáutica e Mecânica - Área de Mecatrônica e Dinâmica de Sistemas -  
Instituto Tecnológico de Aeronáutica - Centro Tecnológico de Aeronáutica - São José dos Campos - S.P. -  
CEP12200-000 - E\_mail: gonzaga@mec.ita.cta.br

**Abstract**

The industrial companies which use extensively the arc welding process seek to improve the productivity of the process through the use of automated systems which yield high quality and repeatability. When the welding process is made in a multipass fashion, used for instance, in high thickness plates, the performance requirements for the automated systems are even tighter. Some companies which can afford it, solve this problem with a robotic welding unit, constituted by one or more anthropomorphic robots with six degrees of freedom in general, indexing tables and the welding unit itself. Medium sizes companies however, do it with a lower cost mechanical solution which has a displacement unit that drives the welding torch at a constant speed through the plates to be welded. This solution puts a heavy load on the operator who is required to monitor constantly the welding process for welding pass tracking as well as for adjustments of some welding parameters, for instance, the height of the torch. As compared with these two possible approaches, this paper presents an alternative, mechatronic approach for the multipass arc welding process which adds the essential monitoring features to the latter, with a cost that is far less to the former.

**Keywords**

Soldagem a Arco (Arc Welding) Visão por Computador (Computer Vision), Mecatrônica (Mechatronics),  
Automação da Manufatura (Manufacturing Automation)

**1. INTRODUÇÃO**

As empresas industriais que utilizam extensivamente processos de soldagem estão buscando o crescimento de sua produtividade através de sistemas de soldagem automatizados que apresentem alta produção e repetibilidade (Cary, H. B., 1995) (Santos, J. F. O., 1992). Para os casos onde a soldagem é feita por multipasses em chapas de larga espessura (Lincoln Electric, 1973), as exigências de execução desta atividade para os sistemas automatizados são ainda mais rígidos.

Algumas empresas com certa disponibilidade financeira resolvem este problema com uma unidade robótica de soldagem, constituída por um ou mais robôs antropomórficos, em geral com seis graus de liberdade, mesas indexadas e a própria unidade de soldagem. Empresas de médio e pequeno porte, no entanto, resolvem este problema com uma solução de baixo custo, o qual corresponde a uma unidade motora que desloca a tocha de soldagem a uma velocidade constante através da chapa a ser soldada. Esta solução, extremamente rígida, coloca uma carga de trabalho muito grande sobre o operador, que é exigido na monitoração constante da correta colocação do passe de soldagem, reposicionamento da tocha ao final de cada passe, e

regulagem da altura da tocha de soldagem. Considerando essas duas possíveis soluções, este trabalho vem a introduzir uma solução mecatrônica para a soldagem multipasses, com as mesmas condições de monitoramento do primeiro caso e com custos na ordem de grandeza daqueles observados no segundo.

## 2. SISTEMA MECATRÔNICO

O sistema mecatrônico, mostrado na figura 1, constitui-se de uma unidade motora operando com motorização DC, adicionado de dois motores de passo para correção da tocha de soldagem nas direções horizontal e vertical e uma câmera CCD dedicada a realizar a captura de imagens para o monitoramento das operações do sistema mecatrônico: reposicionamento da tocha na posição adequada para reinício da soldagem, seguimento de junta e detecção de fim de passe de solda. Essas ações são controladas por algoritmos de visão especialmente desenvolvidos que extraem as informações necessárias ao controle do sistema mecatrônico a partir das imagens capturadas pela câmera CCD.

Todas as informações fornecidas pelo sistema de visão, que correspondem aos vários estágios da soldagem multipasses, são codificadas em várias frequências de áudio; estas são capturadas por uma placa de aquisição de frequências que as transforma em sinais analógicos de tensão. Estes por sua vez, são as entradas para o controlador da unidade motora assim como para os controladores dos motores de passo nas direções vertical e horizontal. Filtros especiais tem sido utilizados na câmera CCD visando solucionar o problema de saturação da iluminação.

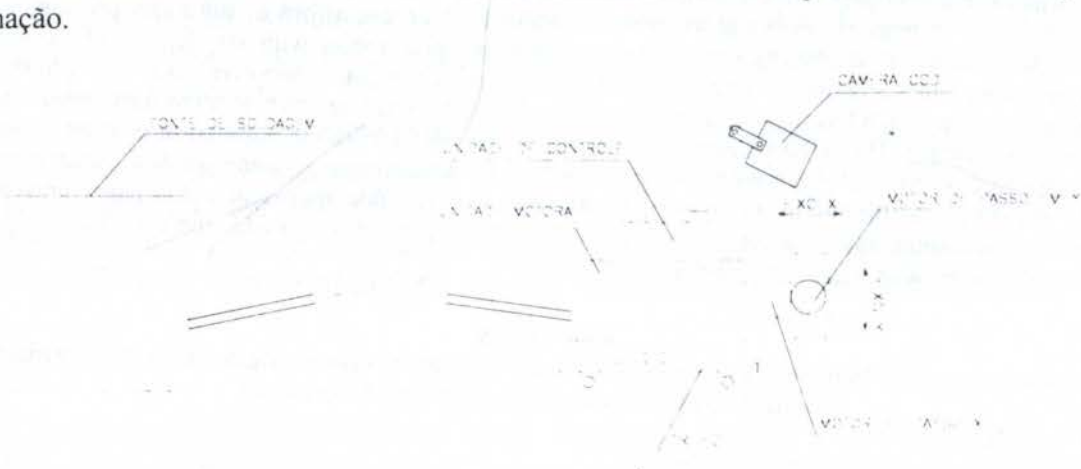


Figura 1- Lay out do sistema mecatrônico monitorado por visão

## 3. SEQUÊNCIA DE OPERAÇÃO

O sistema mecatrônico foi concebido para desenvolver suas atividades sem que haja qualquer intervenção humana, e de forma contínua e cíclica, conforme fluxograma mostrado na Figura 2.

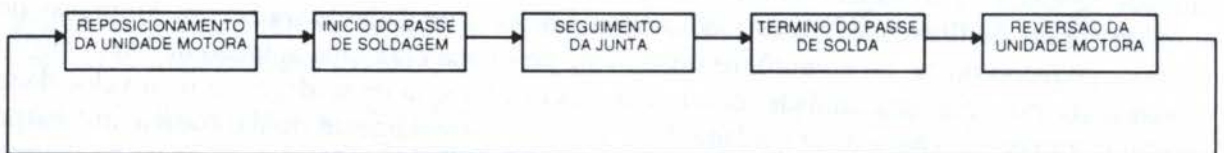


Figura 2- Sequência de operações do sistema mecatrônico



## 4. SISTEMA DE VISÃO

O sistema de visão é responsável pelo comando de todo o sistema mecatrônico, representando o elemento mais importante de todo o conjunto (Fu, K. S., 1987). Este realiza o gerenciamento de toda a os sinais de controle do sistema. Cabe ao sistema de visão captar a imagem através de uma câmera CCD, enviá-la a uma placa de digitalização de imagens alocada num dos *slots* de um PC e realizar o processamento das imagens por meio de algoritmos especialmente desenvolvidos de modo a extrair as informações de interesse contidas nesta imagem.

Os principais algoritmos do sistema de visão são aqueles responsáveis pelo reposicionamento da tocha de soldagem quando do reinício de cada passe e pelo seguimento de junta (tracking) durante a operação de soldagem. Esses dois algoritmos se baseiam nas posições das bordas da chapa para obter todas as informações necessárias ao seu processamento.

### 4.1 PROCESSAMENTO DE IMAGENS

A partir do processamento de uma imagem é possível se obter inúmeras informações qualitativas e quantitativas, porém para o caso do sistema mecatrônico em questão, apenas a operação de *detecção de bordas* se faz necessário. As bordas representam as *linhas de referência (LR)* que são entidades de fundamental importância para o funcionamento dos algoritmos do sistema de visão. É a partir dessas linhas de referência que os algoritmos *decidem* pelas ações a serem executadas.

### 4.2. REPOSICIONAMENTO DA TOCHA DE SOLDAGEM

O sistema de reposicionamento da tocha de soldagem baseia-se em dois motores de passo, responsáveis pelo deslocamento da tocha nas direções horizontal (eixo X) e vertical (eixo Y). Essas direções representam o reposicionamento da tocha quando do início do cordão e ajuste de stick out quando do início de uma nova camada, respectivamente.

A escolha de motores de passo em detrimento dos motores AC ou DC baseou-se nas seguintes vantagens:

- trabalha em malha aberta, ou seja, não necessita de realimentação para que se saiba sua posição;
- possui boa precisão;
- são relativamente robustos e duráveis;
- são simples e de fácil manutenção.

Os motores de passo são acionados mediante trens de pulsos que são enviados para sua unidade de controle durante um determinado intervalo de tempo. No sistema de visão, os algoritmos de reposicionamento calculam o tempo necessário para que o motor promova o reposicionamento da tocha de soldagem a partir da diferença observada entre a linha de referência adotada e a atual posição da tocha de soldagem.

Este algoritmo é responsável por transformar uma distância a ser percorrida em tempo de atuação de sinal para acionamento do motor de passo. Essa conversão é feita utilizando-se da fórmula (1).

$$T = \frac{D}{(K_1 * K_2 * K_3)} \quad (1)$$

onde,  $T$  = tempo de disparo do sinal

$D$  = distância em pixels entre a linha de referência adotada e posição atual da tocha de soldagem

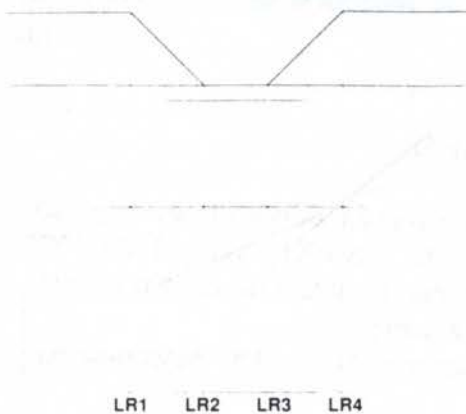
$K_1$  = relação pulsos / tempo

$K_2$  = relação distância / pulso

$K_3$  = relação pixel / distância

A partir desse ponto o algoritmo dispara a freqüência previamente ajustada para o acionamento do motor durante o intervalo de tempo calculado  $T$ , para que então se proceda o posicionamento. Observando a seqüência abaixo, pode-se verificar como o algoritmo de reposicionamento de tocha de soldagem analisa e decide pela linha de referência (LR) pelo qual a tocha de soldagem deve ser reposicionada.

Nas figuras 3(a - e), a parte superior representa uma vista da junta a ser soldada e a parte inferior representa as linhas de referência mostradas por um monitor de vídeo mediante a utilização de uma câmera localizada perpendicularmente sobre esta junta.



#### **PASSO 01**

- Detecção da linha de referência mais à esquerda e que representa a borda do chanfro (LR1);
- Detecção de LR2 - 1a. linha de referência à direita da borda;
- Detecção de LR3 - 2a. linha de referência à direita da borda;
- Detecção de LR4 - 3a. linha de referência à direita da borda;
- Adoção de LR2 para posicionamento da tocha de soldagem;
- Posicionamento da tocha de soldagem.

Figura 3a

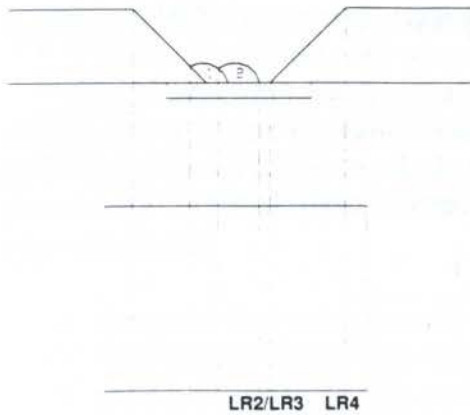


#### **PASSO 02**

- Execução do cordão de solda #1;
- Retorno da unidade motora;
- Faz-se LR2 do passo 01 igual a LR1 a fim de evitar repetição;
- Detecção de LR2 - 1a. linha de referência à direita de LR1;
- Detecção da LR3 - 2a. linha de referência à direita de LR1;
- Detecção de LR4 - 3a. linha de referência à direita de LR1;
- Adoção de LR2 para reposicionamento da tocha de soldagem.
- Posicionamento da tocha de soldagem.

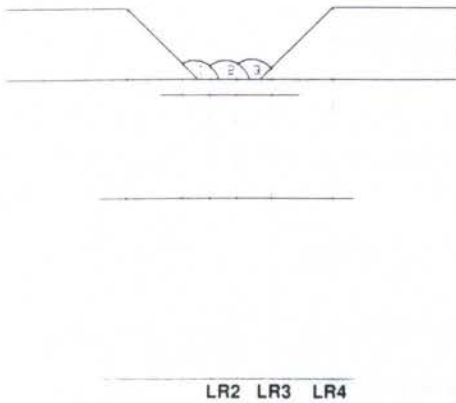
Figura 3b



**PASSO 03**

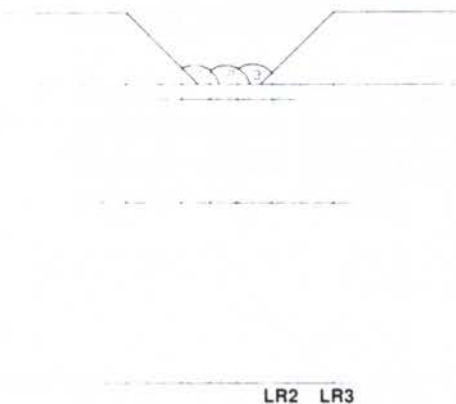
- Execução do cordão de solda #2;
- Demais itens idem ao passo 02.

Figura 3c

**PASSO 04**

- Execução do cordão de solda #3;
- Demais itens idem ao passo 02.

Figura 3d

**PASSO 05**

- Faz-se LR2 do passo anterior igual a LR1;
- Detecção de LR2 - 1a. linha de referência à direita de LR1;
- Detecção de LR3 - 2a. linha de referência à direita de LR1;
- Tentativa falha de detecção da LR4 - 3a. linha de referência à direita de LR1 - devido a não ocorrência dessa linha de referência;
- Descartado valores de posição de LR1, LR2 e LR3;
- Reinício do rastreamento de linhas de referência pela borda do chanfro.

Figura 3e

**4.3. SEGUIMENTO DE JUNTA**

O algoritmo de seguimento de juntas baseia-se essencialmente na detecção de bordas, assim como o algoritmo de reposicionamento de tocha. Porém, este ocorre dinamicamente, ou seja, são realizadas sucessivas capturas de imagens a partir das quais se detecta os desvios. Estes desvios são medidos, comparando-se a posição atual da tocha de soldagem e a sua posição futura, ou seja, aquela que a tocha ocupará após um determinado intervalo de tempo.

Observando-se a Figura 4, pode-se verificar como se processa a correção de desvios: num dado instante, a câmera CCD captura uma imagem que, uma vez processada, fornece a distância D, que representa o desvio entre duas linhas de referência. Até o ponto A não ocorre desvios. Após o ponto B, assume-se a nova linha de referência A área entre o pontos A e B, onde deve ocorrer o reposicionamento da tocha, é considerada de transição, ou seja, é nesse trecho que deve ocorrer a atuação do motor de passo promovendo a correção do desvio.

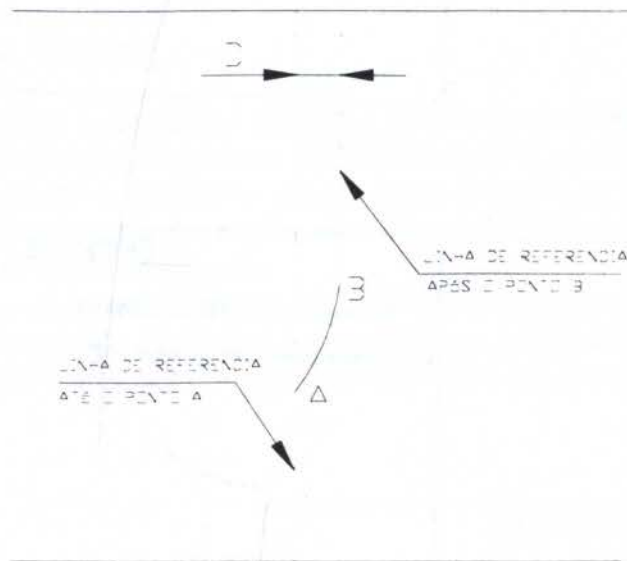


Figura 4 - Representação de desvio na linha de referência

Assim como o algoritmo de reposicionamento da tocha de soldagem, cabe a esse algoritmo obter o tempo necessário de atuação do motor para se proceder o ajuste do desvio. Esse cálculo pode ser feito mediante a fórmula (2).

$$T = \frac{(RC_x - LR2_x)}{(K_1 * K_2 * K_3)} \quad (2)$$

onde  $RC_x$  : referência fixa da câmera  
 $LR2_x$  : valor da abcissa da linha de LR2  
 $K_1$  : relação pulsos / tempo  
 $K_2$  : relação distância / pulso  
 $K_3$  : relação pixel / distância

Após esta correção, procede-se uma nova captura de imagem para se calcular um eventual desvio e então procede-se, se necessário, uma nova captura, reiniciando o ciclo. Pequenos valores de desvios detectados não deverão gerar ações de correção, a fim de atribuir uma certa estabilidade ao sistema. Essas tolerâncias devem ser observadas caso a caso, levando-se em consideração principalmente a precisão que se deseja no seguimento de junta.



#### 4.4. ALGORÍTMO DE AJUSTE DE ALTURA

Algoritmo usado para ajustar a altura da tocha de soldagem (stick out), mantendo o valor inicialmente ajustado a cada camada de solda executada. Apesar de se utilizar uma única câmara é possível obtermos uma terceira dimensão baseando-se nas linhas de referência previamente adotadas para a execução dos passes. O algoritmo desenvolvido baseia-se nos seguintes passos:

- armazena-se o valor da linha de referência adotado para a execução do primeiro passe de soldagem da primeira camada (denominada LR2[1] na figura 5 abaixo);
- após a execução de toda a primeira camada, captura-se uma imagem onde se detecta a primeira linha de referência LR2 para o início da segunda camada (denominada LR2[2] na figura 5 abaixo);

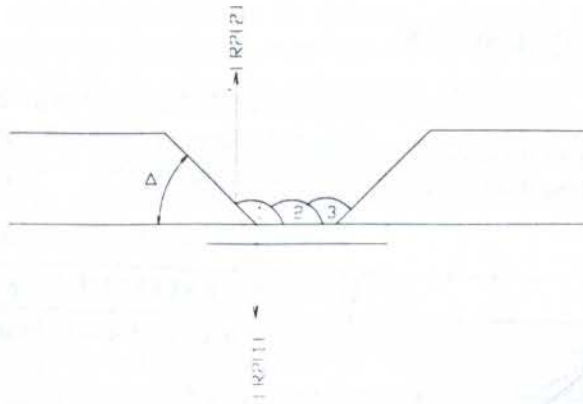


Figura 5 - Linhas de Referências adotadas para a execução do algoritmo de reposicionamento vertical da tocha de soldagem

- mediante o ângulo do chanfro (variável conhecida nos processos de soldagem) e a diferença entre a primeira linha de referência adotada na primeira camada (LR2[1]) e na segunda camada (LR2[2]) pode-se obter por relação trigonométrica o valor da altura H conforme figura 6 abaixo.

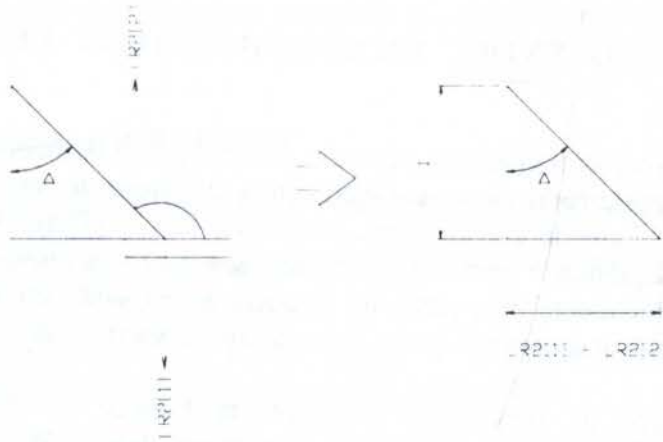


Figura 6 - Obtenção da altura H

Por relação trigonométrica, calcula-se H mediante fórmula (3).

$$H = \frac{(LR2[1] - LR2[2])}{tgA} \quad (3)$$

#### 4.5. DETECÇÃO DE BORDAS TRANSVERSAIS

Cabe a esse algoritmo verificar a ocorrência de bordas transversais. Para o caso da unidade estar sendo acionada à frente, a ocorrência de uma borda transversal representa o final da chapa. No caso inverso, quando a unidade está retornando para que se proceda o reposicionamento da tocha de soldagem, a detecção representa o início da chapa.

#### 4.4.3. GERAÇÃO DE FREQUÊNCIAS

Algoritmo usado para gerar inúmeras frequências distintas de acordo com informações oriundas do processamento das imagens captadas pela câmera CCD. A tabela abaixo descreve as frequências genéricas necessárias ao controle do sistema meco:

FREQÜÊNCIA	AÇÃO CORRESPONDENTE
F1	Acionar motor de passo para reposicionamento da tocha de soldagem na direção X
F2	Abrir arco elétrico e acionar unidade motora à frente
F3	Corrigir desvios de seguimento de junta
F4	Interromper unidade motora ao final ou início do chanfro de solda
F5	Retornar unidade motora à posição inicial
F6	Acionar motor de passo para reposicionamento da tocha de soldagem na direção Y (ajuste de stick-out)

### 5. INTERFACEAMENTO ENTRE MICROCOMPUTADOR DE CONTROLE E SINAL ANALÓGICO

O interfaceamento entre as frequências de áudio geradas pelo microcomputador e os sinais de controle do sistema mecatrônico ocorrem mediante a utilização de uma placa de aquisição de frequências. Esta é baseada em circuitos integrados PLL's (Phase Locked Loop) que recebem os sinais de frequência e geram sinais analógicos de baixa tensão. Essas frequências podem ser captadas diretamente pela placa de frequências na saída do alto-falante do PC. Esses sinais analógicos são responsáveis pelo fechamento ou abertura dos relés que controlam o sistema mecatrônico.

A placa de aquisição de frequências desenvolvida fornece ao sistema uma grande flexibilidade, visto que a mesma não necessita ser alocada em slots de PC, gerando assim uma independência em relação ao tipo ou arquitetura de computador utilizado. Ainda, esta é uma placa de baixo custo de concepção, podendo até mesmo ser comercialmente obtida.



## 6. CONCLUSÃO

O sistema mecatrônico para soldagem multipasses monitorado por visão tem sua grande aplicação nas atividades de emenda de chapas, atividade essa executada por grandes empresas que não encontram outra opção se não realizar emendas de chapas para a concepção de produtos de grande porte (e.g. vasos de pressão); ou ainda pequenas e médias empresas que, buscando a otimização de sobras de chapas, poderão fazer uso destas a partir de suas emendas.

Vantagens quanto ao nível de aplicabilidade e técnico podem ser observadas nesse sistema, o que o torna uma opção real às empresas, independentemente de seu porte.

### Vantagens quanto a aplicabilidade:

- Seu baixo custo favorece inúmeras empresas pequenas e médias que, ao mesmo tempo em que requerem capacitação fabril para enfrentarem os desafios do mercado, não dispõem de recursos financeiros para a aquisição de sistemas automatizados ou robotizados dedicados a soldagem;
- Partindo de uma certa confiabilidade do sistema, é possível reduzir recursos humanos dedicados a atividades de soldagem onde este sistema mecatrônico pode ser aplicado, visto que apenas o início do processo permanece como sendo de responsabilidade do soldador;
- Este sistema elimina a habilidade humana requerida para a realização de soldas de qualidade. A partir de processos de soldagem qualificados é possível realizar soldas de excelente qualidade e com alta repetibilidade.

### Vantagens técnicas:

- A utilização da câmera CCD permite a extração de inúmeras informações de um dado momento da operação de soldagem a partir de uma imagem capturada. Caso necessário, é possível alterar as funções do sistema mecatrônico apenas ao nível de software, alterando ou criando algoritmos, fato este que dispensa a utilização de novos sensores no sistema e o torna consideravelmente flexível;
- A interface entre o PC e o sistema de controle dos motores se faz através de geração de frequências na saída de áudio do PC (alto-falante). Isto posto, não se requer que a placa de aquisição de frequências seja alocada em um *slot* do PC, dando ao sistema completa independência quanto a arquitetura ou tipo de microcomputador utilizado;
- Pelo fato do controle dos motores ser realizado mediante frequências, é possível utilizar rádio frequência em substituição aos cabos de sinais convencionais, reduzindo eventuais manutenções nestes e facilitando o manuseio do sistema mecatrônico devido a redução de peso.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Cary, H. B., *Arc Welding Automation*. USA: Marcel Dekker, 1995. 527p.
- Fu, K. S., Gonzalez, R. C., Lee, C. S. G., *Robotics: Control, Sensing, Vision and Intelligence*. Singapore: MacGrall-Hill, 1987. 580p.
- Groover, M. P., Weiss, M., Nagel, R. N., Odrey, N. G., *Industrial Robotics: technology, programming and applications*. USA: MacGraw-Hill, 1986. 401p.
- Lincoln Electric, *The Procedure Handbook of Arc Welding*. USA: Lincoln Electric Company, 1973. 600p.
- Santos, J. F. O., Quintino, L., *Automação e Robotização*. Portugal: Edições Técnicas do Instituto de Soldadura e Qualidade, 1992. 219p.





PAPER CODE: COB62

## **AUTOMAÇÃO HIDRÁULICA E PNEUMÁTICA EMPREGANDO A TEORIA DE SISTEMAS A EVENTOS DISCRETOS / FLUID POWER AUTOMATION USING DISCRETE EVENT SYSTEMS THEORY**

VICTOR JULIANO DE NEGRI & SERGIO SARQUIS ATTÍE

*Departamento de Engenharia Mecânica – UFSC*

*Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos*

*Cep 88040-900, Florianópolis – Sc, Brasil – E-mail: laship@emc.ufsc.br*

### **Abstract**

This paper discusses the design of automatic systems composed of hydraulic & pneumatic components. For a practical case of a discrete plant, the main modeling tools available for the designers on hydraulic & pneumatic systems and automation are compared. The analysis emphasizes: a) the complement between modeling tools that describe function and behavior; b) the use of Grafcet diagram (IEC 848) for modeling discrete event systems; c) the possibility to use the supervisory control theory of discrete event systems to solve logical problems during the design stages of conception, verification, and modification.

### **Keywords**

Fluid power, automation, discrete systems, Grafcet : hidráulica, pneumática, automação, sistemas discretos.

## **1. INTRODUÇÃO**

A exigência de altos índices de qualificação e padronização tem levado empresas dos setores industrial, agrícola e de serviços a considerarem a automação de seus processos e/ou produtos. Neste contexto, o presente artigo trata de algumas técnicas aplicáveis ao projeto de sistemas automáticos que possuam caráter discreto, sobretudo aqueles que empregam atuadores hidráulicos e pneumáticos.

Os componentes de hidráulica e pneumática (H&P) têm uso já consagrado na automação de processos e máquinas, justificados por características como confiabilidade, boas características dinâmicas e baixa relação peso/potência. Além disso, intensifica-se a utilização conjunta de componentes de H&P com dispositivos eletrônicos como transdutores, amplificadores, controladores programáveis (CP's) e com recursos computacionais.

A característica mecatrônica destes sistemas, por envolver as tecnologias mecânica, eletro-eletrônica e de informática, impõe a necessidade de aplicação de ferramentas de projeto que contemplem o caráter multidisciplinar dos princípios operacionais e construtivos associados.

Para o projeto de sistemas hidráulicos e pneumáticos empregam-se diagramas próprios da área, como circuitos funcionais (ISO, 1991), diagrama de contatos (*Relay Ladder Logic* - RLL) e diagrama de funcionamento (DIN, 1992). Estes dois últimos especificam o



comportamento do sistema em linguagem interpretável pelo especialista em H&P, automação e programação de CP's.

Neste trabalho busca-se a integração destas ferramentas de modelagem comportamental com modelos funcionais. Além disso, agrega-se a teoria de sistemas a eventos discretos (SED's), procurando tornar o projeto de controle/automação mais sistemático. Esta proposta justifica-se em face do aumento da complexidade dos sistemas.

## 2. CONCEPÇÃO DE SISTEMAS AUTOMÁTICOS



Fig.1 - Modelo funcional geral de sistema automático

### 2.1 Representação Funcional Geral

A representação funcional de um sistema automático pode ser realizada por uma Rede de Petri Canal/Agência descrita em De Negri (1996), conforme a fig.1. Esta caracterização ressalta a interagência do sistema automático com o meio externo em termos de informação, energia e matéria. Internamente ao sistema, é possível caracterizar ainda uma parte de informação, destacada da parte energético/material, sobre a qual pesam usualmente as funções de coordenação lógica das ações executadas sobre o processo físico ou químico (energia/matéria).

### 2.2 Modelo Funcional de uma Pequena Planta Química Industrial (PQI)

Como objeto de estudo, considera-se uma pequena PQI conforme mostrado na fig.2. Nesta figura identificam-se os tanques 1 e 2 que devem ser regularmente repletados a partir dos reservatórios dos líquidos A e B.

Correspondentemente à fig.2, pode-se associar um diagrama funcional, cuja parte material está representada na fig.3, na qual depreende-se a **função** de cada elemento do sistema.

O sistema de atuação em bombeamento (SAbb), p.ex., tem como elemento material de entrada o líquido A do reservatório e de saída o líquido bombeado A.

A parte de informação do sistema utilizando um controlador programável pode ser representada na fig. 4, onde fica clara sua função de coordenação diante das informações recebidas/enviadas dos/aos sistemas de medição e atuação.

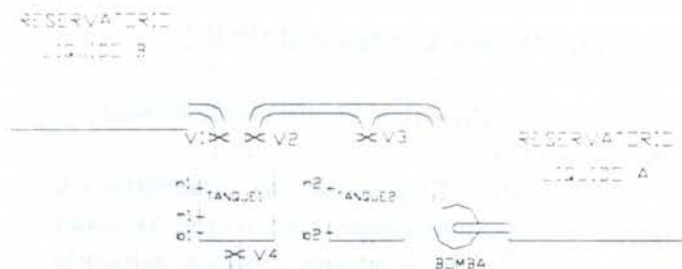


Fig. 2 - Planta a ser controlada

Destaca-se que o modelo constituído das figs.3 e 4 (notação segundo a tabela 1), é um refinamento do modelo funcional geral de sistema automático apresentado na fig.1, em que os canais internos de informação são compreendidos pelos sistemas de atuação e medição.

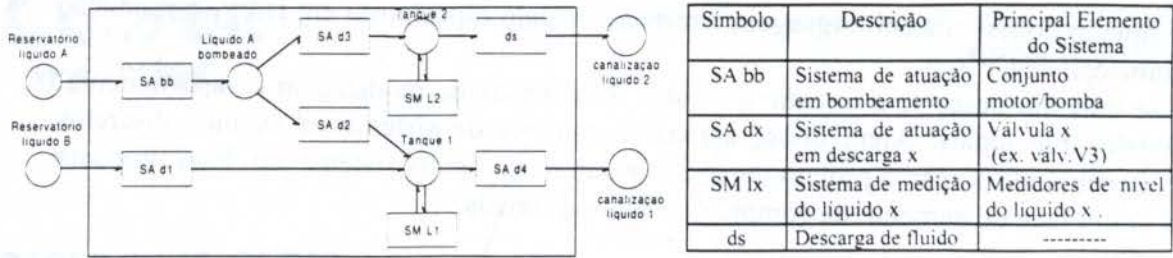


Fig.3 - Modelo funcional da PQI (parte material) e tabela de notação

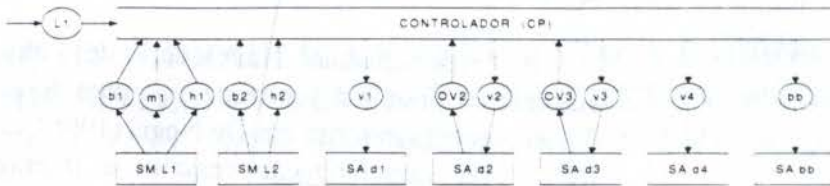


Fig.4 - Modelo funcional da PQI (parte de informação)

Tab.1: Notação utilizada nos diagramas funcionais e comportamentais (figs. 4 a 8)

VARIÁVEL	DESCRIÇÃO DA VARIÁVEL
v1	válvula V1 abre quando o solenóide v1 é energizado (v1=1) e fecha caso contrário
v2	válvula V2 abre quando o solenóide v2 é energizado (v2 =1) e fecha caso contrário
v3	válvula V3 abre quando o solenóide v3 é energizado (v3 =1) e fecha caso contrário
v4	válvula V4 abre quando o solenóide v4 é energizado (v4 =1) e fecha caso contrário
m1	somente sensores m1 e b1 ativados (m1 e b1=1) quando tanque está parcialmente cheio
b1	sensor b1 desativado (b1=0) quando tanque 1 está vazio
b2	sensor b2 desativado (b2=0) quando tanque 2 está vazio
h1	sensores h1 e b1 ativados(h1 e b1=1) quando tanque 1 esta cheio
h2	sensores h2 e b2 ativados(h2 e b2=1) quando tanque 2 esta cheio
OV2	sensor de fim de curso do cilindro de abertura da válvula V2 ativado (OV2=1) quando cilindro é acionado (indicando válvula V2 aberta)
OV3	sensor de fim de curso do cilindro de abertura da válvula V3 ativado (OV3=1) quando cilindro é acionado (indicando válvula V3 aberta)
L1	sistema ligado (L1 = 1)
bb	bomba ligada (bb = 1)

### 2.3 Modelo Comportamental de uma Pequena Planta Química Industrial (PQI)

Para a programação do CP, ou seja, para a coordenação dos sistemas de medição/atuação é necessário descrever o comportamento desejado do sistema.

Considera-se no exemplo adotado, que as válvulas V1,V2,V3 e V4 são semelhantes e abertas pela atuação de um cilindro pneumático (fig. 5). Cada cilindro é ligado a uma válvula eletro-pneumática acionada por solenóide e com retorno por mola. Assim, quando o CP enviar um sinal elétrico energizando o solenóide, a válvula eletro-pneumática permitirá a passagem do ar sob pressão da linha P para a linha A, fazendo atuar o cilindro no sentido de abrir a válvula da PQI. A representação de elementos de H&P são normatizados (ISO, 1991) e permitem uma caracterização precisa do seu tipo (nº de vias, acionamento etc.) sem, no entanto, restringir a sua composição estrutural interna

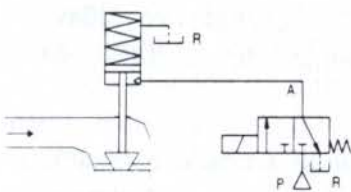


Fig.5 - Válvula da PQI fechada



Para o problema em questão, estabelecem-se as seguintes especificações:

- 1) O sistema só começa o enchimento quando os dois tanques estão vazios.
- 2) O tanque 1 deve ser enchido de b1 a m1 com o líquido B e de m1 a h1 com o líquido A.
- 3) O enchimento do tanque 1 deve ser feito com a válvula V4 fechada.
- 4) O sistema só pode iniciar ou continuar a realizar novos enchimentos com a chave L1 ligada.
- 5) O tanque 2 deve ser enchido com o líquido A até a altura h2.
- 6) A bomba só pode começar a funcionar com as válvulas V2 ou V3 abertas.

Adota-se para o problema a notação apresentada na tabela 1.

Para a descrição do

**comportamento** do sistema que satisfaça às especificações colocadas, são utilizadas três ferramentas de representação, a saber: o diagrama Grafcet mostrado na fig. 6; o diagrama RLL mostrado na fig.7 e o diagrama de estados (autômato de Moore) mostrado na fig.8. Estes diagramas representam de forma semelhante o comportamento do sistema, observando-se que as variáveis de entrada e saída do CP correspondem aos canais mostrados no modelo funcional (figs. 3 e 4).

O diagrama Grafcet (derivado de Rede de Petri), tornou-se norma internacional em 1987 (IEC, 1988 e David & Alla, 1989) e para fins deste artigo será considerado

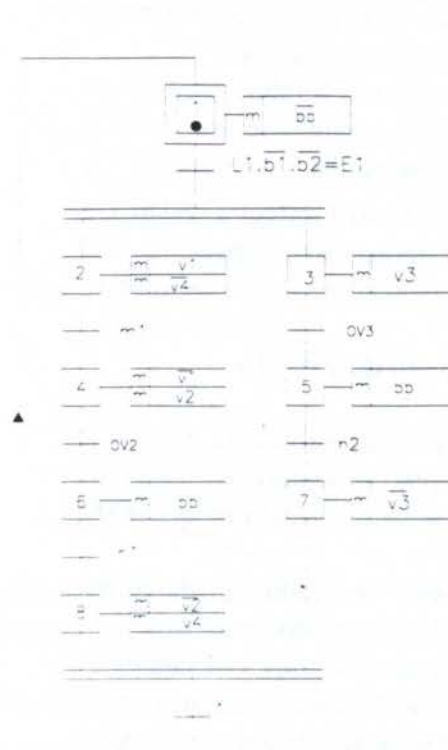


Fig.6 - Diagrama Grafcet

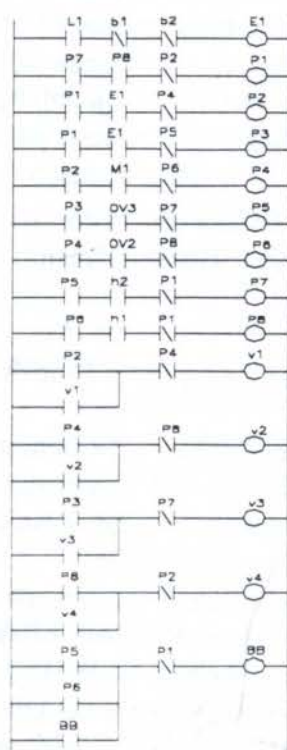


Fig.7 - Diagrama RLL

equivalente, dada a sua estreita semelhança, ao diagrama de funcionamento (DIN, 1992). Na fig. 6 cada quadrado corresponde a um passo ao qual pode ser associado uma ação. O passo inicial é marcado com um duplo quadrado e os passos ativos são marcados com um ponto negro. A letra *m* ao lado significa que esta ação deve permanecer memorizada mesmo se o passo for desativado. A transição de um passo a outro só ocorre se uma condição lógica for satisfeita. Assim, se a condição  $L1 \cdot \bar{b1} \cdot \bar{b2} = 1$ , o passo 1 é desativado e os passos 2 e 3 ativados. No diagrama as ações v1, v2, v3 e v4 estão associadas à abertura das válvulas V1, V2, V3 e V4 respectivamente.

O diagrama RLL é análogo aos sistemas de Relés físicos e permite a programação direta da maioria dos CP's disponíveis no mercado. No diagrama, cada linha corresponde a uma equação Booleana e é associada a cada variável interna e de saída. A variável dependente é representada por círculos. Assim, a primeira linha representa a equação  $E1 = L1 \cdot \bar{b1} \cdot \bar{b2}$ .

No diagrama de estados da fig. 8 cada círculo representa um estado e cada seta uma transição. A cada estado associa-se uma saída mostrada na tabela ao lado. Assim, para o estado 1 a única saída ativada é v4, indicando que nesta situação só a válvula V4 estará aberta. O estado 23 do autômato é a situação correspondente ao caso em que os passos 2 e 3 do



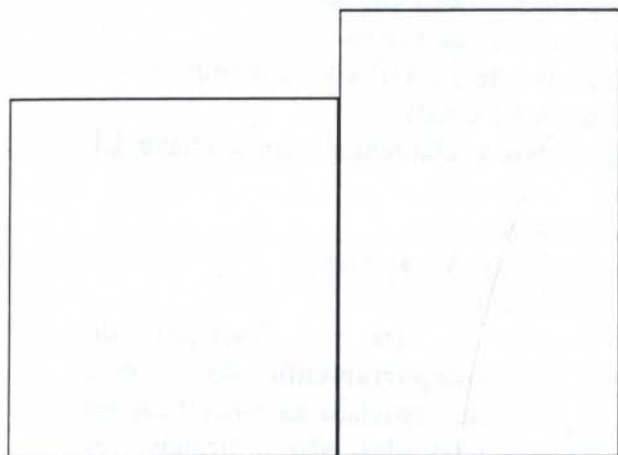


Fig.8 - Diagrama de estados c/ tabela de saídas

Grafcet estão ativados. Nota-se que o paralelismo entre os passos (3, 5, 7) e (2, 4, 6, 8) no Grafcet, geram doze estados no autômato, indicando seu poder limitado de representação.

A análise David (1995) privilegia o diagrama Grafcet face ao seu poder de representação. A principal desvantagem do RLL é a dificuldade de se observar a seqüência de ocorrência das ações e do autômato é o seu limitado poder de representação já mencionado.

A obtenção de um modelo a partir de outro é possível, levando-se em conta a dimensão matemática subjacente a

qualquer deles. A obtenção do diagrama RLL a partir do Grafcet e do Grafcet a partir do autômato é praticamente direta (David & Alla, 1989), enquanto as demais transformações são mais complexas.

## 2.4 Análise e Indicação de Problemas na Concepção e Modificação do Projeto

No caso do exemplo dado foi possível, através do entendimento do problema e de suas especificações, conceber uma representação do comportamento desejado do sistema fortemente baseada na experiência do projetista. Porém, destacam-se as seguintes questões, relevantes sobretudo nos casos de elevada complexidade:

- a) Há casos onde a concepção do comportamento do sistema pode ser deduzida de forma sistemática a partir das especificações, reduzindo a probabilidade de erro do projetista?
- b) É possível fazer alterações sistemáticas no projeto quando se faz uma restrição adicional?

Tais questões podem ser tratadas à luz da teoria de controle de SED's (Ramadge & Wohnam, 1987), baseada na abordagem por autômatos, conforme indicado na próxima seção.

## 3. TEORIA DE SED'S

### 3.1 Exemplos de representação e operação lógica

Nesta seção, discutem-se os aspectos fundamentais da teoria de SED's que permite um tratamento formal bastante útil para análise de sistemas. Para tal, são apresentados dois exemplos de modelagem e, na seqüência, é mostrada a teoria de controle.

Exemplo de representação: considera-se um cilindro hidráulico que pode assumir 2 estados, avançado (A1) e recuado (R1), quando ocorrem eventos "avançar" (L1) e "recuar" (D1) respectivamente. O estado R1 é considerado o estado inicial e final do sistema. A representação desse sistema pode ser dada pela fig. 9.

Exemplo de operação lógica: considerando outro cilindro, como mostrado na fig. 10 pode ser obtido o autômato representativo do comportamento conjunto dos cilindros através da operação produto assíncrono (*Shuffle Product*). A fig. 11 mostra a representação do comportamento conjunto do sistema. Nota-se que resultam quatro estados possíveis para o sistema.

Este procedimento é igualmente aplicável para a representação de sistemas complexos a partir do conhecimento do comportamento das partes envolvidas.



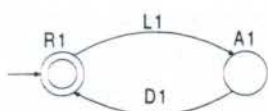


Fig.9 - Representação do cilindro 1

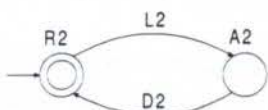


Fig.10 - Representação do cilindro 2

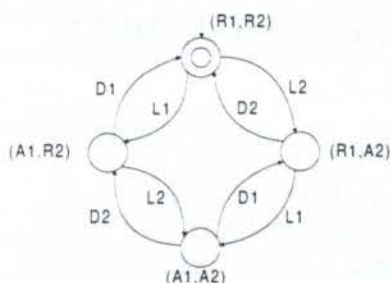


Fig.11 - Representação conjunta do sistema

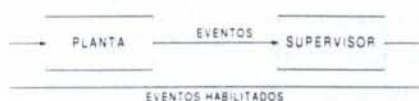


Fig.12 - Controle supervisorio

**Passo 3:** sintetiza-se a lei de controle, ou seja, o controlador, de modo que as especificações sejam atendidas de modo menos restritivo possível.

Na abordagem considerada, os três passos descritos acima podem ser realizados de forma sistemática e a síntese do controlador realizada automaticamente.

Exemplo de aplicação da teoria de controle: para o passo 1 adota-se a planta obtida na

fig.11 acima. Serão considerados como eventos controláveis somente os eventos L1 e L2. Para o passo 2 será dada a seguinte especificação de segurança: os dois cilindros não podem estar avançados simultaneamente. Esta especificação pode ser representada na fig.13. O supervisor pode ser obtido de forma algorítmica como é mostrado em Kumar & Garg (1995) sendo aqui somente analisados os resultados. Para o

caso em questão, o modelo do supervisor é mostrado na fig.14 onde, para cada estado do supervisor, estão correlacionados os eventos por ele desabilitados.

Como ilustração de atuação do supervisor considere a seqüência:

- o supervisor e a planta estão nos estados iniciais - estado 1 do supervisor (fig.14) e estado (R1, R2) da planta (fig.11);
- nesta situação o supervisor não desabilita a ocorrência do evento L1 (conforme tabela da fig.14). Ocorrendo este evento,

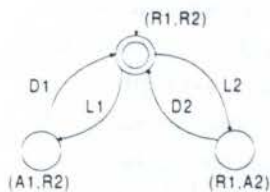


Fig.13 - Especificação de segurança





Fig.14 - Modelo do supervisor

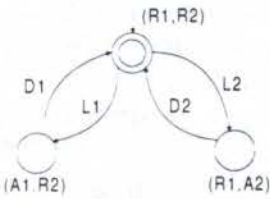


Fig.15 - Modelo do sistema sob supervisão



Fig.16 - Modelo do supervisor

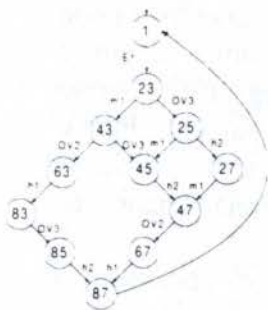


Fig.17 - Modelo do sistema sob supervisão

o supervisor passa para o estado 2 e a planta para o estado (A1,R2), ou seja, o cilindro 1 avançado e o cilindro 2 recuado;

- nesta nova situação (estado 2 do supervisor) o evento L2 é desabilitado, significando que, para a planta, não é permitido evoluir para o estado proibido (A1,A2), cumprindo a especificação.

A fig.15 mostra o comportamento do sistema sob ação do supervisor. Observa-se que neste caso não é atingido o estado (A1,A2).

#### 4. COMENTÁRIOS ÀS QUESTÕES PREVIAMENTE ESTABELECIDAS

Ilustrado o poder de análise da teoria de controle de SED's, pode-se reanalisar as questões a) e b) levantadas na seção 2.4.

Para a questão a), pode-se afirmar que existem casos onde a concepção do comportamento do sistema pode ser deduzido de forma sistemática a partir das especificações. O exemplo da seção 3.2 ilustra este fato.

Para a questão b), será mostrada a possibilidade de alteração do sistema utilizando-se o problema originalmente proposto do reabastecimento dos tanques, rerepresentando-o da seguinte forma:

**Passo 1:** a planta considerada é a representada na fig.8, onde admite-se os eventos OV2 e OV3 como controláveis, considerando a possibilidade de bloqueio da abertura das válvulas V2 e V3.

**Passo 2:** como exemplo de especificação adicional, supõe-se que as válvulas V2 e V3 não possam ser abertas simultaneamente com a bomba ligada. Isto significa que não possam ocorrer simultaneamente os passos 5 e 6 do Grafcet (fig. 6) ou, no diagrama de estados, não deve ser atingido o estado 65 (fig. 8). **Passo 3 :** o supervisor obtido para este caso é mostrado na fig. 16, juntamente com a tabela de eventos desabilitados em cada situação.

Observa-se que o evento OV3 é desabilitado no estado 63 e OV2 no estado 45. O autômato representativo do sistema sob ação do supervisor é mostrado na fig. 17 onde percebe-se que o estado 65 não é atingido.

O exemplo mostrado (como também o descrito na seção 3.2) é relativamente simples, não ocorrendo o conflito entre as especificações. Os casos mais complexos são discutidos em Kumar & Garg (1995).

Para a obtenção do Grafcet do sistema com a modificação, uma das possibilidades é a geração do Grafcet correspondente ao autômato do sistema sob ação de supervisão seguindo orientação de David & Alla (1989). Entretanto, para este exemplo, tal modificação pode ser facilmente implementada, condicionando a ação de abertura da válvula V3 a que o sistema não esteja nos passos 3 e 6 simultaneamente e a abertura da válvula V2 a que o sistema não esteja nos passos 4 e 5 simultaneamente. Isto pode ser



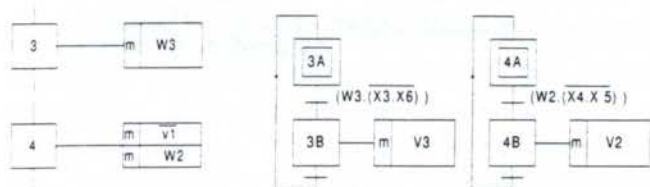


Fig.18 - Modificações no Grafcet original

feito alterando os passos 3 e 4 do Grafcet da fig. 7, segundo a fig. 18 ( $X_n = 1$  indica que o estado  $n$  está ativado) e adicionando uma estrutura adicional.

Este exemplo mostra que é possível, a partir do projeto original, fazer uma modificação para atender

uma nova especificação com um número mínimo de restrições ao sistema. O caso em que o modelo do sistema sob ação de supervisão seja idêntico ao original, significa que a restrição imposta já era satisfeita, servindo a teoria apenas como verificação.

## 5. CONCLUSÃO

Observa-se que, com relação às ferramentas de representação que privilegiam aspectos funcionais (ex: Rede de Petri C/A) e comportamentais (ex: Grafcet), existe uma correlação formal que permite uma utilização conjunta e complementar para especificação de projeto.

No aspecto comportamental, enfatiza-se o uso do diagrama Grafcet face ao seu poder de representação. Observa-se ainda que, sobretudo nas situações de elevada complexidade (p.ex. pelo nº de especificações), a abordagem por diagrama de estados conjuntamente com a utilização da teoria de controle de SED's pode ser bastante útil na solução de problemas lógicos durante as fases de concepção, verificação e modificação do projeto.

A integração do estudo de sistemas híbridos no âmbito da automação H&P constitui uma futura extensão do presente trabalho.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- CURY, J.E.R. *Notas de Sistemas a Eventos Discretos*. Florianópolis, 1994. (apostila-UFSC).
- DAVID, R. & ALLA, H. *Du Grafcet aux Réseaux de Petri*. Paris: Hermes, 1989.
- DAVID, R. Grafcet: A Powerful Tool for Especification of Logic Controllers. *IEEE transaction on control systems technology*, v.3 n.3 p. 253-368, 1995.
- DE NEGRI, V.J. *Estruturação da Modelagem de Sistemas Automáticos e sua Aplicação a um Banco de Testes para Sistemas Hidráulicos*. Florianópolis: CPGEM, 1996. (Tese de doutorado).
- DIN. *DIN 40719-6 - Diagrams, Charts, Tables; Rules for Function Charts*. Germany, 1992.
- IEC. *IEC 848 - Preparation of Function Charts for Control Systems*. 1988.
- ISO. *ISO 1219-1 Fluid Power Systems and Components-Graphic Symbols*.Switzerland, 1991.
- KUMAR, R. & GARG, V.K. *Modeling and Control of Logic Discrete Event System*. USA: Kluwer Academic Publishers, 1995.
- RAMADGE, P.J. & WONHAM, W.M. On the Supremal Controllable Sublanguage of a Given Language. *SIAM Journal of Control and Optimization*, v.25(3), p. 637-659, 1987.



PAPER CODE: COB642

## **CARACTERÍSTICAS MECÂNICAS DE UM SISTEMA MÓVEL COM DESLOCAMENTO POR SALTOS / MECHANICAL CHARACTERISTICS OF A MOBILE SYSTEM WITH ADVANCEMENT BY BOUNCES**

SANDRA FRID, MARC DAHAN & PIERRE JACQUET

*Departamento de Engenharia Mecânica, PUC-Rio, CEP 22453-900, Rio de Janeiro, Brasil,*

*E-mail: sanfrid@mec.puc-rio.br*

*Laboratoire de Mécanique Appliquée, Université de Franche-Comté, Besançon, França,*

*E-mail: marc.dahan@univ-fcomte.fr*

### **Abstract**

This paper is a contribution to the study of a mode of locomotion allowing robots to displace on artificial or natural soils without loss of speed. In order that, a progression by bonds is suggested. The main two problems posed concern jump trajectory to go from a position to the following and the damping to platform reception on the ground.

### **Keywords**

Damping, jump, mobile robot, robô móvel, salto.

## **1. INTRODUÇÃO**

Os robôs móveis têm alcançado bons desempenhos quando os deslocamentos são sobre superfícies planas dentro de ambientes conhecidos. Propomos neste trabalho um modo de locomoção para possibilitar aos robôs o deslocamento sobre terrenos naturais ou artificiais (transpor obstáculos, adaptar-se à qualidade do solo,...) sem perda de velocidade. Sugerimos neste estudo a locomoção por saltos. O estudo do desempenho de uma estrutura tetraédrica é apresentado como solução para o equipamento saltador. O objetivo do mecanismo é poder aceder em pouco tempo à localização desejada desenvolvendo para isso velocidades compatíveis com a distância a ser percorrida. O mecanismo saltador pode ser uma solução que tem a vantagem de não apresentar as típicas perdas de velocidade que ocorre com os robôs que se locomovem por rodas ou por patas no momento em que se deparam com os obstáculos que naturalmente se apresentam no trajeto entre o ponto de partida e o ponto de execução da sua tarefa. Os principais problemas que se colocam no deslocamento por saltos são a propulsão, a trajetória do salto e o amortecimento da plataforma na recepção ao solo. Neste trabalho são abordados o aspecto da propulsão e o aspecto do amortecimento do mecanismo no momento da aterrissagem. No estudo que fazemos do amortecimento do mecanismo são consideradas as características de soluções diferentes, a saber: o amortecimento por molas e o amortecedor hidráulico. É desenvolvida a solução tecnológica de um amortecedor hidráulico obedecendo às características de desempenho desejadas para o equipamento saltador. Estudos sobre o deslocamento de animais (Alexander, 1990) permitem apreciar os desempenhos dos



deslocamentos por saltos. No campo do controle dos movimentos são desenvolvidos projetos de robôs com mobilidade por saltos, por exemplo o controle dinâmico da postura de um monópode e a aplicação do mesmo controle a bípedes e quadrúpedes (Raibert, 1986). O monópode atinge a velocidade de corrida máxima de 1,2 m/s. Nesses robôs o equilíbrio para os seus movimentos é função do controle dinâmico adotado. Entretanto, o equilíbrio estático necessário para o robô executar suas tarefas, não é objeto de estudo. Orientamos nosso trabalho no sentido de propor uma forma alternativa de mobilidade para superar os obstáculos que se interponham na movimentação do robô e assegurar o equilíbrio estático necessário para que o mesmo possa executar as tarefas para as quais foi especificado.

## 2. A PROPULSÃO

Vamos apresentar nesta seção as questões que relacionam a geometria do robô com a sua propulsão. Iniciamos propondo uma geometria simples para a plataforma móvel do robô, apresentamos em seguida o estudo cinemático deste tipo de plataforma cuja geometria poderá assegurar a postura do robô com deslocamento por saltos.

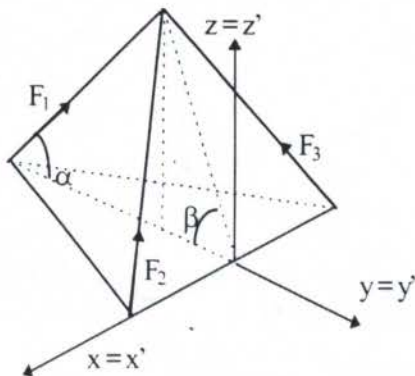


Figura 1

Seja um tetraedro regular. Três arestas do triângulo de uma das faces do tetraedro se situam paralelamente ao solo. Nos vértices desse triângulo, outras três arestas que completam o tetraedro têm uma inclinação de  $35,3^\circ$  com a vertical. As forças  $F_1$ ,  $F_2$  e  $F_3$ , responsáveis pela propulsão do equipamento, são localizadas nessas três últimas arestas (figura 1).

Equações que configuram o equilíbrio das forças que agem no tetraedro, quando as três arestas que formam a face paralela à direção horizontal estão pousadas no solo (figura 1):

$$\begin{aligned} F_x = F_{x'} &= -F_2 \cos \alpha \cos 30^\circ + F_3 \cos \alpha \cos 30^\circ \\ F_y = F_{y'} &= F_1 \cos \alpha - F_2 \cos \alpha \sin 30^\circ - F_3 \cos \alpha \sin 30^\circ \\ F_z = F_{z'} &= F_1 \sin \alpha + F_2 \sin \alpha + F_3 \sin \alpha - mg \end{aligned} \quad (1)$$

Nas condições de equilíbrio estático quando uma face está pousada no solo temos:

$$F_1 = F_2 = F_3 = \frac{mg}{3 \sin \alpha} \quad (2)$$

onde  $\alpha = 54,74^\circ$ .

As arestas funcionam como mecanismos de propulsão e também de orientação. A partir de uma adequada telescopagem desses mecanismos podemos gerar o alongamento das arestas do tetraedro obtendo assim a reorientação desejada para a força de propulsão. Para simplificarmos, consideremos a telescopagem de apenas uma das arestas do tetraedro. Seja um alongamento  $\delta$  de uma das arestas e por conseqüência uma rotação em torno da aresta oposta que na figura 2 é o eixo  $x$ . Temos um triângulo formado a partir das seguintes retas: o alongamento da aresta, a mediana da face inicialmente paralela ao solo e a projeção no solo que forma a reta unindo a extremidade do alongamento da aresta ao ponto mediano da aresta oposta. Um dos ângulos desse triângulo é constante e equivalente a  $180 - \alpha^\circ$  (figura 2).

Portanto, a soma dos outros dois ângulos desse triângulo equivale a  $\alpha$ , isto é,  $54,74^\circ$ . Temos para uma inclinação  $\psi$  a seguinte igualdade:

$$\delta \sin(\alpha - \psi) = \frac{\sqrt{3}}{2} l \sin \psi \Rightarrow \delta = \frac{\sqrt{3}}{2} l \frac{\sin \psi}{\sin(\alpha - \psi)} \quad (3)$$

onde  $l$  é o comprimento da aresta.

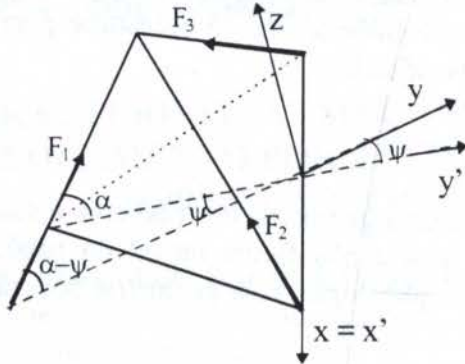


Figura 2

Para que a igualdade acima seja válida devemos ter a inclinação  $\psi < 54,74^\circ$ . Vamos analisar agora as equações cinemáticas para as novas projeções das forças que agem no equipamento quando aplicamos uma rotação  $\psi$  no sentido horário em torno do eixo  $x$  do referencial inercial. Nessa situação, para obter-se as projeções  $F_x$ ,  $F_y$  e  $F_z$ , aplica-se a transformação de rotação em torno de  $x$  como se segue:

$$F = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \psi & \sin \psi \\ 0 & -\sin \psi & \cos \psi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{x'} \\ F_{y'} \\ F_{z'} \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$F_x = -F_2 \cos \alpha \cos 30^\circ + F_3 \cos \alpha \cos 30^\circ = m\ddot{x} \quad (5)$$

$$F_y = F_1 \cos(\alpha - \psi) + F_2 \left( \sin \alpha \sin \psi - \frac{\cos \alpha \cos \psi}{2} \right) + F_3 \left( \sin \alpha \sin \psi - \frac{\cos \alpha \cos \psi}{2} \right) = m\ddot{y}$$

$$F_z = F_1 \sin(\alpha - \psi) + F_2 \left( \sin \alpha \cos \psi - \frac{\cos \alpha \sin \psi}{2} \right) + F_3 \left( \sin \alpha \cos \psi - \frac{\cos \alpha \sin \psi}{2} \right) - mg = m\ddot{z}$$

onde  $m$  é a massa do equipamento e  $\ddot{x}$ ,  $\ddot{y}$ ,  $\ddot{z}$  são as projeções da aceleração.

Considerando os casos em que as forças  $F_2$  e  $F_3$  tem o mesmo valor, o movimento a ser analisado transcorrerá no plano  $yz$ .

### 3. A TRAJETÓRIA

Analisamos a seguir a trajetória dos vértices da forma adotada. O ponto de aplicação da força de propulsão não coincidindo com o centro de massa, temos, além do movimento de translação, o movimento de rotação do tetraedro em torno do seu centro de massa. Então a posição dos vértices depende também do valor da rotação. Como na fase do salto o equipamento não é acelerado, temos que o movimento de rotação só depende do ponto de aplicação da força de propulsão, isto é, da sua distância ao centro de massa  $G$ . Supomos também que a força de propulsão resultante está contida no plano  $yz$ , que contém  $G$ . Em consequência a rotação se faz em torno do eixo  $x''$  de um referencial paralelo ao referencial inercial que tem sua origem em  $G$  e que se desloca juntamente com o equipamento.  $A$ ,  $D$  e  $V$  são pontos do tetraedro nas extremidades da seção de um plano perpendicular ao solo que passa pelo centro de massa do tetraedro:  $A$  é um vértice da base,  $D$  é um ponto do meio da aresta da base oposta e  $V$  é o vértice superior.



Consideramos o referencial inercial (referencial de base) com origem no ponto  $D$  (figura 3). As coordenadas dos vértices do tetraedro e do ponto  $G$  (centro de massa) em relação a este referencial inercial, quando a base está pousada no solo, são as seguintes:

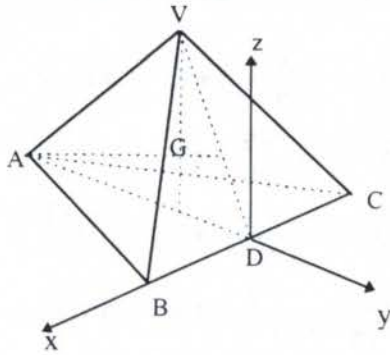


Figura 3

$$A = (0, -\frac{l\sqrt{3}}{2}, 0); B = (\frac{l}{2}, 0, 0); C = (-\frac{l}{2}, 0, 0);$$

$$V = (0, -\frac{l\sqrt{3}}{6}, \frac{l\sqrt{6}}{3}); G = (0, -\frac{l\sqrt{3}}{6}, \frac{l\sqrt{6}}{12}).$$

onde  $l$  é o comprimento da aresta.

As coordenadas desses pontos em relação a um referencial fixo ao equipamento, cuja origem coincide com o ponto  $G$  (figura 4), são as seguintes:

$$A = (0, -\frac{l\sqrt{3}}{3}, -\frac{l\sqrt{6}}{12}); D = (0, \frac{l\sqrt{3}}{6}, -\frac{l\sqrt{6}}{12});$$

$$B = (\frac{l}{2}, \frac{l\sqrt{3}}{6}, -\frac{l\sqrt{6}}{12}); C = (-\frac{l}{2}, \frac{l\sqrt{3}}{6}, -\frac{l\sqrt{6}}{12});$$

$$G = (0, 0, 0); V = (0, 0, \frac{l\sqrt{6}}{4}).$$

A velocidade de um ponto  $P$  do tetraedro é definida por:

$$\mathbf{v}_P(t) = \mathbf{v}_G + \omega \mathbf{GP} \quad (6)$$

onde  $\mathbf{v}_P$  é a velocidade do ponto  $P$ ,  $\mathbf{v}_G$  é a velocidade do centro de massa  $G$ ,  $\omega$  é a velocidade angular do tetraedro e  $\mathbf{GP}$  é a posição do ponto  $P$  em relação ao centro de massa  $G$ .

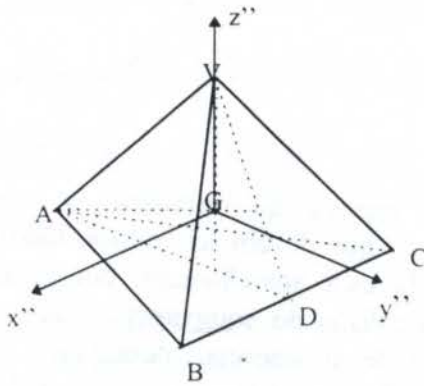


Figura 4

As projeções da velocidade do ponto  $P$  em relação ao referencial inercial são:

$$\dot{x}_P(t) = \dot{x}_G(t) + \omega_y(z_P(t) - z_G(t)) - \omega_z(y_P(t) - y_G(t)) \quad (7)$$

$$\dot{y}_P(t) = \dot{y}_G(t) + \omega_z(x_P(t) - x_G(t)) - \omega_x(z_P(t) - z_G(t))$$

$$\dot{z}_P(t) = \dot{z}_G(t) + \omega_x(y_P(t) - y_G(t)) - \omega_y(x_P(t) - x_G(t))$$

Consideramos o movimento no plano  $yz$  e condições iniciais  $x_P(0) = x_0$ ,  $y_P(0) = y_0$ ,  $z_P(0) = z_0$ , onde  $x_0$ ,  $y_0$  e  $z_0$  são as coordenadas do ponto  $P$  no tempo  $t_0$  no referencial inercial. As respectivas equações para o deslocamento são:

$$x_P(t) = x_0 \quad (8)$$

$$y_P(t) = (z_0 - z_G(0)) \text{sen}(\omega t) + (y_0 - y_G(0)) \text{cos}(\omega t) + y_G(t)$$

$$z_P(t) = -(y_0 - y_G(0)) \text{sen}(\omega t) + (z_0 - z_G(0)) \text{cos}(\omega t) + z_G(t)$$

Temos que:

$$y_G = y_G(0) + v_0 t \cos \theta \quad (9)$$

$$z_G = z_G(0) + v_0 t \text{sen} \theta - \frac{gt^2}{2}$$

onde  $\theta$  é o ângulo da direção da velocidade inicial  $v_0$  ou direção da resultante com relação à horizontal. Consideramos os pontos nos limites do tetraedro que estão contidos no plano que

passa pelo centro de massa, perpendicular ao plano da base. As equações de trajetória dos pontos  $A$ ,  $D$  e  $V$  são dadas por:

$$\begin{aligned}
 y_A(t) &= -\frac{l\sqrt{6}}{12}\text{sen}(\omega t) - \frac{l\sqrt{3}}{3}\text{cos}(\omega t) + v_0 t \text{cos}\theta - \frac{l\sqrt{3}}{6}; \\
 z_A(t) &= \frac{l\sqrt{3}}{3}\text{sen}(\omega t) - \frac{l\sqrt{6}}{12}\text{cos}(\omega t) + v_0 t \text{sen}\theta - \frac{gt^2}{2} + \frac{l\sqrt{6}}{12}; \\
 y_D(t) &= -\frac{l\sqrt{6}}{12}\text{sen}(\omega t) + \frac{l\sqrt{3}}{6}\text{cos}(\omega t) + v_0 t \text{cos}\theta - \frac{l\sqrt{3}}{12}; \\
 z_D(t) &= -\frac{l\sqrt{3}}{6}\text{sen}(\omega t) - \frac{l\sqrt{6}}{12}\text{cos}(\omega t) + v_0 t \text{sen}\theta - \frac{gt^2}{2} + \frac{l\sqrt{6}}{12}; \\
 y_V(t) &= \frac{l\sqrt{6}}{4}\text{sen}(\omega t) + v_0 t \text{cos}\theta - \frac{l\sqrt{3}}{12}; \\
 z_V(t) &= \frac{l\sqrt{6}}{4}\text{cos}(\omega t) + v_0 t \text{sen}\theta - \frac{gt^2}{2} + \frac{l\sqrt{6}}{12}.
 \end{aligned} \tag{10}$$

#### 4. O EQUILÍBRIO

Nesta seção tratamos do equilíbrio do conteúdo no interior do tetraedro, o que corresponde aos instrumentos, sensores, motores, processadores que devem ser transportados para que o equipamento desempenhe suas atividades. Toda esta aparelhagem, em geral bastante sensível, deve estar bem protegida no momento da colisão do equipamento com a superfície. A estrutura deve propiciar o amortecimento dessa energia, permitindo a transformação da energia cinética em energia de deformação. Para minimizar o problema do amortecimento do choque interpõe-se entre a estrutura externa e o seu conteúdo ligações de molas e amortecedores.

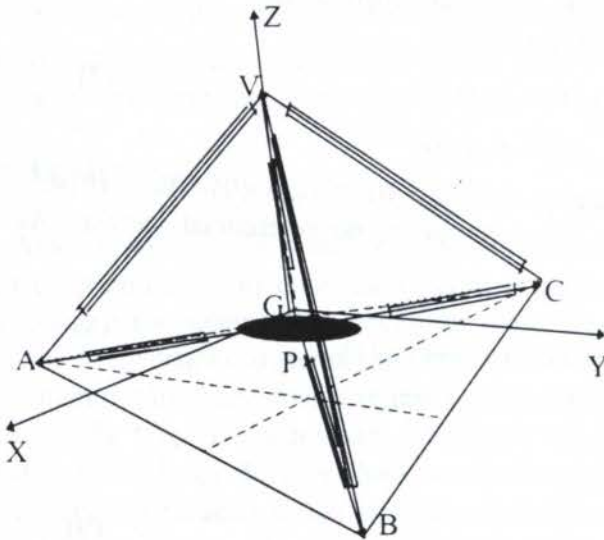


Figura 5

Analisamos o equilíbrio estático do conteúdo com relação à disposição das quatro molas. O conteúdo é representado por um ponto  $P$  de massa  $m$  localizado no centro do tetraedro. Esta massa deve ser mantida em equilíbrio com o auxílio de quatro molas que são fixadas nos quatro vértices do tetraedro (fig. 5). Designamos por  $x$ ,  $y$  e  $z$  as distâncias do centro da massa representada pelo ponto  $P$  com relação à origem  $G$  do sistema de coordenadas  $XYZ$ . O corpo é mantido em equilíbrio pelas molas, a soma das quatro forças elásticas deve igualar o peso do conteúdo:

$$E_V + E_A + E_B + E_C = mg; \tag{11}$$

$E_A$ ,  $E_B$ ,  $E_C$  e  $E_V$  são as forças elásticas que agem respectivamente nos vértices  $A$ ,  $B$ ,  $C$  e  $V$ . Os comprimentos das quatro molas após a aplicação do peso do conteúdo são respectivamente  $AP$ ,  $BP$ ,  $CP$  e  $VP$ . As deformações das molas são as diferenças entre o comprimento final da



mola após a aplicação da força e seu comprimento quando liberada da força. Portanto as respectivas deformações são:  $(AP - AG)$ ,  $(BP - BG)$ ,  $(CP - CG)$  e  $(VP - VG)$ . Admitindo que as constantes elásticas  $k$  das molas são iguais, temos as seguintes expressões para as forças elásticas:

$$\begin{aligned} E_A &= k(|AG| - |AP|) \frac{AP}{|AP|} = -k \left(1 - \frac{|AG|}{|AP|}\right) AP \\ E_B &= k(|BG| - |BP|) \frac{BP}{|BP|} = -k \left(1 - \frac{|BG|}{|BP|}\right) BP \\ E_C &= k(|CG| - |CP|) \frac{CP}{|CP|} = -k \left(1 - \frac{|CG|}{|CP|}\right) CP \\ E_V &= k(|VG| - |VP|) \frac{VP}{|VP|} = -k \left(1 - \frac{|VG|}{|VP|}\right) VP \end{aligned} \quad (12)$$

As expressões dos segmentos em (12) são:

$$\begin{aligned} AP &= xi + \left(\frac{l\sqrt{3}}{3} + y\right)j + \left(\frac{l\sqrt{6}}{12} + z\right)k \\ BP &= \left(-\frac{l}{2} + x\right)i + \left(-\frac{l\sqrt{3}}{6} + y\right)j + \left(\frac{l\sqrt{6}}{12} + z\right)k \\ CP &= \left(\frac{l}{2} + x\right)i + \left(-\frac{l\sqrt{3}}{6} + y\right)j + \left(\frac{l\sqrt{6}}{12} + z\right)k \\ VP &= xi + yj + \left(-\frac{l\sqrt{6}}{4} + z\right)k \end{aligned} \quad (13)$$

As forças que mantêm a massa em equilíbrio no interior do equipamento, projetadas nos eixos  $X$ ,  $Y$  e  $Z$  do referencial com origem em  $G$  (figura 5), produzem as seguintes igualdades:

$$\begin{aligned} F_x &= -kx\left(1 - \frac{a}{AP}\right) - k\left(-\frac{l}{2} + x\right)\left(1 - \frac{a}{BP}\right) - k\left(\frac{l}{2} + x\right)\left(1 - \frac{a}{CP}\right) - kx\left(1 - \frac{a}{VP}\right) = 0 \\ F_y &= -k\left(\frac{l\sqrt{3}}{3} + y\right)\left(1 - \frac{a}{AP}\right) - k\left(-\frac{l\sqrt{3}}{6} + y\right)\left(1 - \frac{a}{BP}\right) - k\left(-\frac{l\sqrt{3}}{6} + y\right)\left(1 - \frac{a}{CP}\right) - ky\left(1 - \frac{a}{VP}\right) = 0 \\ F_z &= -k\left(\frac{l\sqrt{6}}{12} + z\right)\left(1 - \frac{a}{AP}\right) - k\left(\frac{l\sqrt{6}}{12} + z\right)\left(1 - \frac{a}{BP}\right) - k\left(\frac{l\sqrt{6}}{12} + z\right)\left(1 - \frac{a}{CP}\right) - k\left(-\frac{l\sqrt{6}}{4} + z\right)\left(1 - \frac{a}{VP}\right) = mg \end{aligned} \quad (14)$$

onde  $AG=BG=CG=VG= a = \frac{l\sqrt{6}}{4}$  é o valor do comprimento inicial das molas.

Considerando como hipótese  $AP = BP = CP$ , obtemos para o equilíbrio no eixo  $z$ :

$$F_z = -4kz + 3kz \frac{a}{AP} + kz \frac{a}{VP} = mg \quad (15)$$

onde:

$$AP = \sqrt{\left(\frac{l\sqrt{3}}{3}\right)^2 + \left(\frac{l\sqrt{6}}{12} + z\right)^2}; VP = \left(-\frac{l\sqrt{6}}{4} + z\right).$$

Temos que a constante elástica é uma função não-linear do alongamento  $z$ . Quando a massa se mantém bem próxima ao ponto  $G$ , o valor da constante elástica equivalente  $k_{eq}$  corresponde ao dobro do valor da constante elástica de uma das molas, mas essa relação cresce à medida que o afastamento da massa ao ponto  $G$  é maior.

## 5. O AMORTECIMENTO

O amortecimento do movimento do equipamento em queda livre é um dos principais objetos de estudo nesse projeto. As técnicas de amortecimento utilizando molas, cilindros hidráulicos e cilindros pneumáticos são algumas das possibilidades de amortecimento. Consideramos para nossas investigações um equipamento com massa total  $M$ , incluindo a dos amortecedores. Consideramos um salto de altura  $H$ . A solução desejada é amortecer suavemente a massa num movimento uniformemente desacelerado, com desaceleração  $\gamma$  constante. No movimento de queda livre a energia  $W$  absorvida é:

$$W = M g H. \quad (16)$$

I. Solução utilizando molas: A mola aplica um esforço progressivo  $F$  que varia linearmente de zero a um valor  $F_{max}$ , proporcional ao valor de deformação elástica  $\delta_{max}$  da mola. A energia armazenada pela mola é portanto:

$$W = \frac{k\delta_{max}^2}{2} = \frac{F_{max}\delta_{max}}{2} \quad (17)$$

Características definidas para o cálculo dos limites técnicos de uma mola helicoidal: a carga axial máxima admissível  $F_{max}$ , o diâmetro da espira  $d$ , o diâmetro médio do enrolamento helicoidal  $D$ , o passo da espira  $p$ , o número de espiras  $n$ , a rigidez da mola  $k$ , o módulo de Coulomb  $G$  do material da mola, a resistência à ruptura do material por cisalhamento  $R_g$ , a massa volumétrica do material  $\rho$ . Principais relações:

a) Resistência à ruptura  $R_g$  e tensão do material  $\tau$ :

$$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} \leq R_g \quad (18)$$

b) Rigidez  $k$ :

$$k = \frac{Gd^4}{8D^3n} \quad (19)$$

c) Flecha  $\delta$ :

$$\delta = \frac{8FD^3n}{Gd^4} \quad (20)$$

Substituindo na expressão da energia armazenada, no limite da relação (18) obtemos:

$$W = \frac{F\delta}{2} = \frac{1}{2} \left( \frac{\pi d^3 R_g}{8D} \right) \left( \frac{8D^3 n}{Gd^4} \right) = \frac{\pi^2 D n d^2 R_g^2}{16G} \quad (21)$$

A expressão para a massa da mola é dada por:

$$m = \rho \left( \frac{\pi d^2}{4} \right) \pi D n \quad (22)$$

Finalmente, a relação entre a energia armazenada  $W$  antes da ruptura e a massa da mola é dada por:

$$\frac{W}{m} = \frac{R_g^2}{4\rho G} \quad (23)$$



II. Solução utilizando amortecimento por cilindro hidráulico: No momento de recepção do salto, quando o equipamento se choca com a superfície de aterrissagem, temos:

$$W = MgH = \frac{1}{2} Mu^2 \quad (24)$$

onde  $u$  é a velocidade alcançada. Num movimento uniformemente desacelerado por um cilindro de curso  $h$ , temos para a desaceleração  $\gamma$  a relação:

$$\gamma = \frac{H}{h} g \quad (25)$$

Para a velocidade  $u$  de deslocamento do pistão de seção reta  $A$  e a velocidade  $v$  de passagem do fluido no estrangulamento de seção  $S$  temos:

$$A u = S v \quad (26)$$

Uma solução é manter  $v$  constante na seção estrangulada e uma pressão efetiva  $\Delta p$  constante fazendo variar a seção estrangulada em função da posição do pistão. O fluido escapa por orifícios existentes na parede do cilindro. O pistão no seu curso obstrue progressivamente os orifícios em função da distribuição dos mesmos. O funcionamento adequado depende da correta distribuição dos  $n$  orifícios. Temos:

$$A u = S v = n s v \quad (27)$$

Da relação entre energias cinética e potencial, para um deslocamento  $z$  do pistão temos:

$$u = \sqrt{2 \gamma z} \quad (28)$$

Substituindo (28) em (27) temos o número  $n$  de orifícios:

$$n = \frac{A}{s v} \sqrt{2 \gamma z} \quad (29)$$

Visando aperfeiçoar o modo de amortecimento sugerimos uma forma de fazer variar a seção de estrangulamento. A solução dos orifícios na parede do cilindro exige uma segunda parede externa formando um outro compartimento para onde o fluido deve escoar, com isso acrescentamos uma massa maior ao amortecedor. Uma solução é adotar um cilindro com seção variável. À medida que o pistão avança no seu curso, a seção de estrangulamento para a passagem do fluido varia deixando passar o fluido de uma câmara para outra pela folga entre o pistão e o cilindro, mantendo uma desaceleração constante.

## 6. CONCLUSÃO

Com o objetivo de contribuir para o estudo de um dispositivo adotado para robôs com deslocamento por saltos apresentamos uma estrutura tetraédrica que suporta uma plataforma com conexões feitas por molas e amortecedores que favorecem a absorção da energia ao colidir-se com a superfície de aterrissagem.

## 7. REFERÊNCIAS

- ALEXANDER, R. MCN. Three uses for springs in legged locomotion, *International Journal of Robotics Research*, 9, n° 2, pp. 53-61, 1990.
- FRID, S. *Contribution à la Conception Mécanique d'un Système Mobile à Progression par Bonds*, tese de Doutorado, Université de Franche-Comté, Besançon, França, 1995.
- RAIBERT, M. H. *Legged Robots that Balance*, The MIT Press, Cambridge, Massachusetts, 1986.



PAPER CODE: COB645

**ANÁLISE DE VARIAÇÃO NA POSIÇÃO E ORIENTAÇÃO DA  
PLATAFORMA DE STEWART TIPO 3-3 EM FUNÇÃO DE ERROS NOS  
ATUADORES / 3-3 STEWART PLATFORM POSITION AND ORIENTATION  
VARIATION ANALYSIS FUNCTION OF ACTUATORS ERRORS**

Cláudio Humberto Junqueira de Sousa & João Carlos Mendes Carvalho  
*Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia  
CEP 38400-902 Uberlândia-MG, Brasil - E-mail: jcmendes@ufu.br*

**Abstract**

In many manipulator tasks the accuracy in positioning of the end-effector is very important. The traditional serial manipulators do not have the required level of accuracy. An alternative is using the parallel structure. A well-known parallel structure is the 3-3 Stewart Platform. The question we pose is: given an error of the six spherical-prismatic-spherical segments, how is the position and orientation errors of the platform? We developed an algorithm that enable us to analyse the shape of the errors. The analysis has been carried out by considering a initial position and orientation of the platform, obtaining the nominal length of the SPS segments, using the inverse position kinematic problem. Imposing length errors from 0 to 20% to the SPS segments, the new position and orientation of the platform can be obtained using the direct position kinematic equations. Results of the shape of the errors are presented.

**Keywords**

Estruturas robóticas. Manipulador paralelo. Plataforma de Stewart. Robôs de alta precisão / *Robotic structures, Parallel manipulator, Stewart platform, Robot precision*

**1. INTRODUÇÃO**

As estruturas robóticas antropomórficas, apesar dos inúmeros estudos já realizados e do seu alto grau de desenvolvimento, possuem restrições de aplicação devido à sua própria constituição - segmentos e articulações dispostos em série. Estas restrições são devidas principalmente aos efeitos inerciais (estrutura extremamente pesada), solução complexa da modelagem geométrica inversa e ocorrência de erros, de forma aditiva, ao longo da estrutura até atingir o órgão terminal.

Novas soluções têm sido estudadas de forma a permitir a utilização de robôs em atividades que exijam altas velocidades de operação e/ou alto grau de precisão.

Uma dessas soluções consiste no uso de estruturas denominadas paralelas. Tais estruturas são constituídas em uma ou mais cadeias fechadas que unem simultaneamente a base e o órgão terminal.

Estas estruturas paralelas possuem vantagens, devido à sua forma construtiva, tais como a rigidez; os erros ao longo da estrutura não são aditivos, permitindo grande precisão de operação; tem baixa inércia e muitas vezes têm construção modular.



Neste trabalho é apresentado um estudo sobre o comportamento dos erros de posição e de orientação do órgão terminal da estrutura robótica paralela denominada Plataforma de Stewart tipo 3-3. A análise de erros é realizada a partir do modelo geométrico inverso simplificado e do modelo geométrico direto. Para isto, a partir de uma situação inicial do órgão terminal, tem-se a configuração inicial da estrutura. Através da imposição de erros nos segmentos da estrutura obtém-se a nova situação do órgão terminal, permitindo verificar os erros absolutos obtidos. Tal análise considera variações no comprimento dos segmentos da ordem de 0 a 20%, em várias configurações e dimensões da estrutura. As inúmeras simulações realizadas permitiram obter conclusões importantes para a aplicação da estrutura estudada. Exemplos de curvas do comportamento dos erros são apresentados.

## 1.2. Plataforma de Stewart

A plataforma de Stewart consiste em uma estrutura paralela onde a base e a placa de fixação do órgão terminal (normalmente denominada plataforma móvel) são unidas por seis segmentos spherical-prismatic-spherical (SPS) ou seja, um acionador prismático unido à base e à plataforma móvel através de articulações esféricas, tendo forma octaédrica.

A plataforma de Stewart pode ser classificada de acordo com a fixação dos segmentos SPS na base e na plataforma móvel ou seja, plataforma de Stewart tipo m-n onde m representa o número de pontos de fixação da articulação esférica na base e n o da plataforma móvel. Os tipos existentes são: 6-6, 6-3, 3-3 e 4-4 conforme apresentado na figura 1.

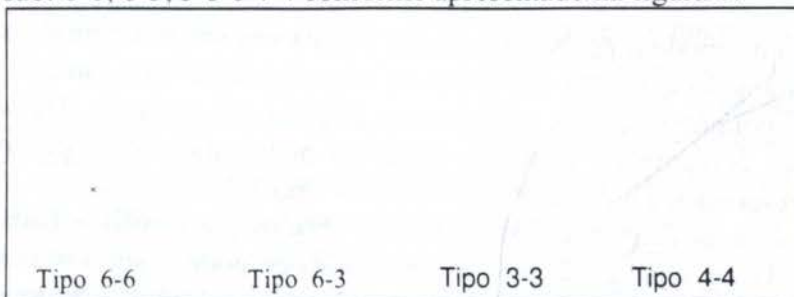


Figura 1. Formas construtivas da plataforma de Stewart.

O estudo de erros apresentado neste trabalho é relativo à plataforma de Stewart tipo 3-3. Nesta estrutura, a base e a plataforma móvel consistem em triângulos equiláteros sendo que os segmentos SPS são unidos dois-a-dois em cada vértice, possuindo 6 g.d.l., figura 2.

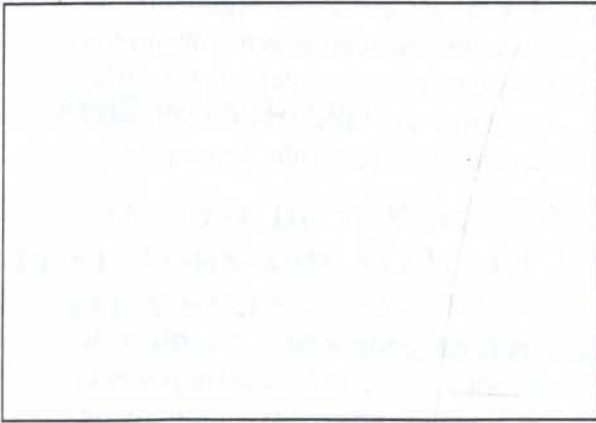
## 2. MODELO GEOMÉTRICO DIRETO

O modelo geométrico direto da plataforma de Stewart tipo 3-3 permite obter a posição e a orientação da plataforma móvel em relação a um referencial fixo na base, conhecendo-se o comprimento dos seis segmentos SPS.

A modelagem utilizada neste trabalho



consiste em associar um mecanismo esférico de quatro barras a cada vértice da base conforme apresentado na figura 3, onde pode-se verificar os seguintes ângulos (figura 2):  $\alpha$  (ângulo da base),  $\beta_i$  (ângulo de saída),  $\lambda_i$  (ângulo da biela) e  $\gamma_i$  (ângulo de entrada).



Os ângulos  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  e  $\varphi_3$  definem a inclinação dos triângulos  $B_1B_2M_1$ ,  $B_2B_3M_2$  e  $B_3B_1M_3$ , respectivamente, em relação à base. Sendo conhecidos os comprimentos dos segmentos SPS, as dimensões da base e da plataforma móvel, pode-se determinar os quatro ângulos  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\lambda$ ,  $\gamma$ , associados a cada vértice. O procedimento utiliza a lei dos cossenos aplicada a cada um dos três quadriláteros esféricos.

O desenvolvimento das equações tem sido estudado por diversos autores como Griffis e Duffy (1989), Innocenti e Parenti-Castelli (1990), Murthy e Waldron (1992), Dasgupta e Mruthyunjaya (1994, 1996) entre outros. Neste trabalho não será apresentada a sua obtenção pois foge ao objetivo que é o de analisar o comportamento dos erros de posição e orientação da plataforma móvel. Assim, nos limitaremos a descrever de forma sucinta, sua obtenção.

O equacionamento do modelo geométrico direto resulta em um polinômio do 16º grau, cuja variável é o semi-ângulo que uma das faces do octaedro faz com a base. A partir dos valores obtidos com o polinômio acima, obtém-se os ângulos  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  e  $\varphi_3$ . Da solução das equações, obtém-se um conjunto de dezesseis soluções matematicamente possíveis de se montar o octaedro correspondente à plataforma de Stewart tipo 3-3.

As simulações realizadas confirmam os resultados obtidos por Griffis e Duffy (1989) e Hunt e Primrose (1993) ou seja: as dezesseis configurações podem ser vistas como dois conjuntos de oito configurações bilateralmente simétricas em relação a qualquer um dos planos das oito faces triangulares do octaedro, tal face sendo a escolhida como referência. Isto significa que, para se chegar a uma configuração de montagem diferente, é necessário desmontar e remontar a estrutura na nova configuração ou então a estrutura tem que ganhar um grau de liberdade, sendo o que ocorre quando ela passa por uma posição singular. Pode-se também verificar que sendo a base a face de referência, algumas soluções são números complexos, não tendo significado físico; outras não são possíveis de serem atingidas partindo da configuração inicial do mecanismo (choque entre os segmentos SPS devido à rotação de 180º da plataforma móvel). Pode-se comprovar então que das dezesseis soluções matemáticas apenas uma consiste em configuração fisicamente possível.

Conhecendo-se os ângulos  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  e  $\varphi_3$ , pode-se obter as coordenadas dos vértices do triângulo da plataforma móvel, definindo sua orientação e a posição de seu ponto central.

Assim, a solução do modelo geométrico direto da plataforma de Stewart tipo 3-3 fornece apenas uma solução fisicamente possível para a orientação e posição da plataforma móvel, sendo conhecidos os comprimentos dos segmentos SPS.

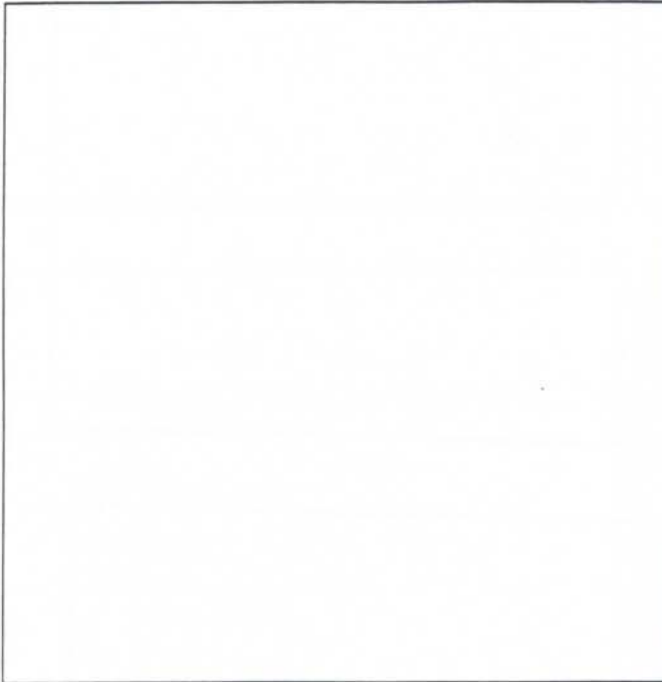
### 3. SIMULAÇÃO DOS ERROS DE POSIÇÃO E ORIENTAÇÃO

Devido à forma construtiva da plataforma de Stewart tipo 3-3 (estrutura hiperestática), pode-se considerar que o erro na orientação e na posição da plataforma móvel é função direta



da variação do comprimento dos segmentos SPS. Esta variação pode ser devida a erros de fabricação, sistema de controle dos acionadores, tipo de acionador, entre outros.

Devido ao forte acoplamento entre a posição e a orientação da plataforma móvel, foi considerado que, para cada situação inicial, ela seja sempre perpendicular ao vetor  $\mathbf{d}$  que une o seu centro ao centro da base, figura 4.



Ainda com o objetivo de simplificar o equacionamento, permitindo uma visualização do comportamento dos erros e aliado à confiabilidade dos resultados, considerou-se duas situações para o centro O da plataforma móvel: a) O ponto O movendo-se no plano XZ, b) O ponto O movendo-se no plano YZ.

Desta forma, o ângulo  $\xi_i$  ( $i = x, y$ ), entre o vetor  $\mathbf{d}$  e o eixo horizontal, define a orientação da plataforma móvel na configuração inicial.

Assim, se forem definidas a orientação e a posição iniciais da plataforma móvel, pode-se determinar o comprimento inicial de cada segmento SPS, utilizando-se o que denominamos de modelo geométrico inverso simplificado. Este cálculo é apresentado

no anexo, para a condição em que o ponto O (centro da plataforma) se movimenta no plano YZ. Para o movimento no plano XZ o processo de cálculo é semelhante.

A simulação dos erros é realizada através do seguinte procedimento:

- Estabelecimento das dimensões da base e da plataforma móvel (dimensões  $m$  e  $b$ )
- Definição da orientação e da posição da plataforma móvel (ângulo  $\xi$  e vetor  $\mathbf{d}$ )
- Cálculo dos comprimentos iniciais dos segmentos SPS (dimensões  $r_i$ , obtidos através do modelo geométrico inverso simplificado)
- Para o ângulo  $\xi$  definido inicialmente (item b), fazer variar os comprimentos dos segmentos SPS de 0 a 20%
- Calcular as novas posições e orientações da plataforma móvel para os comprimentos dos segmentos SPS acrescidos de 0 a 20% (utilização do modelo geométrico direto)
- Plotar os erros de orientação e posição da plataforma móvel em função dos erros (variação dos comprimentos) dos segmentos SPS

As dimensões utilizadas nas simulações são:

$$\frac{b}{m}: \frac{12}{3}; \frac{12}{4,5}; \frac{12}{6}; \frac{12}{7,5}; \frac{12}{9}; \frac{12}{10,5}; \frac{12}{12}$$

$$\xi: 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ, 89^\circ$$

$r_i$ : acréscimo de 0 a 20% do comprimento inicial

$\mathbf{d}$ : comprimento entre 10 e 20, variando de 2,5 e, 2,5

As figuras 5 e 6 apresentam alguns exemplos do comportamento dos erros de posição e de orientação da plataforma móvel em função da variação do comprimento dos segmentos SPS.

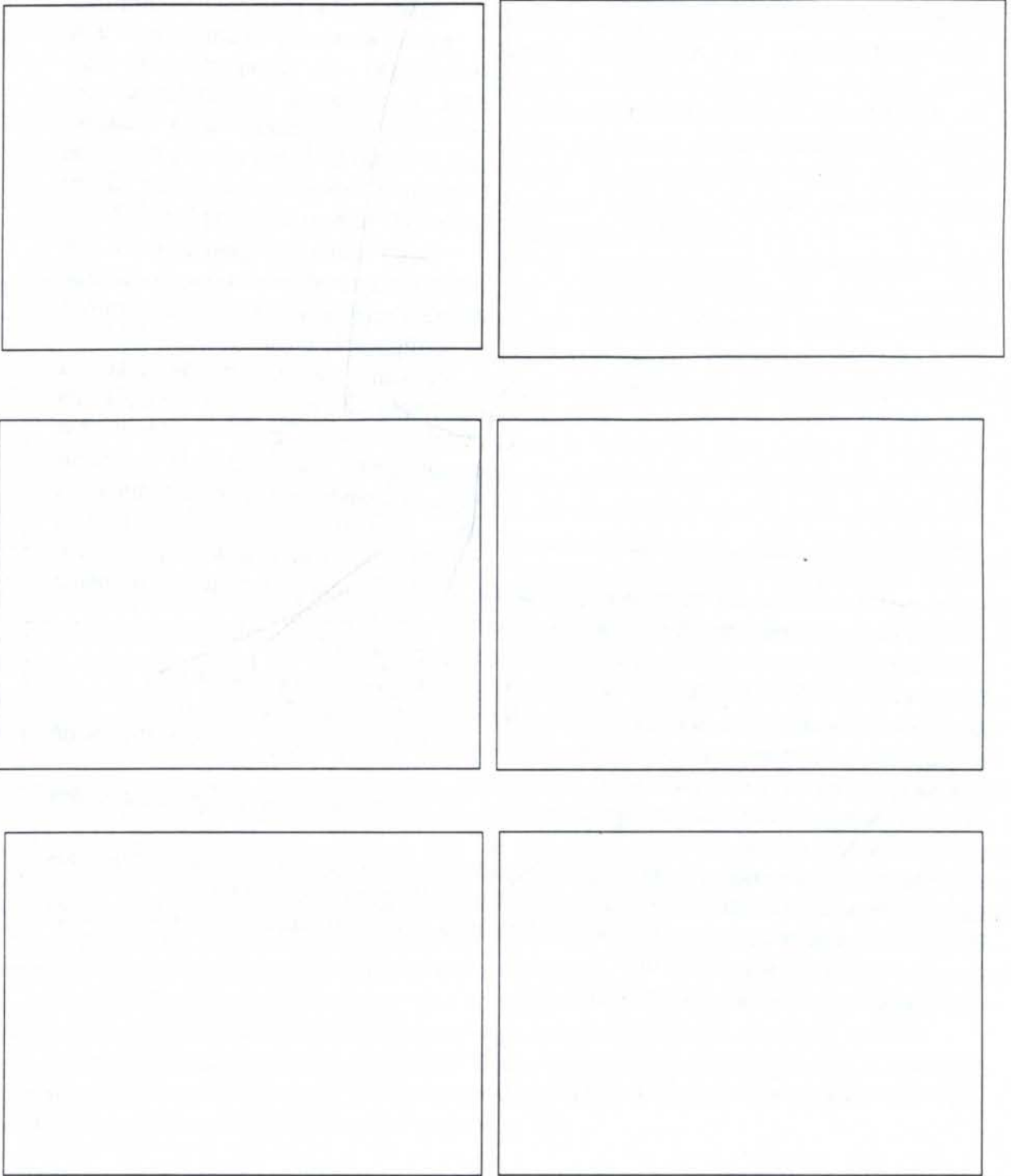


Figura 5. Comportamento dos erros de posição e de orientação para  $m=3$ ,  $b=12$  e  $d=10$ , com a plataforma se movimentando no plano YZ.



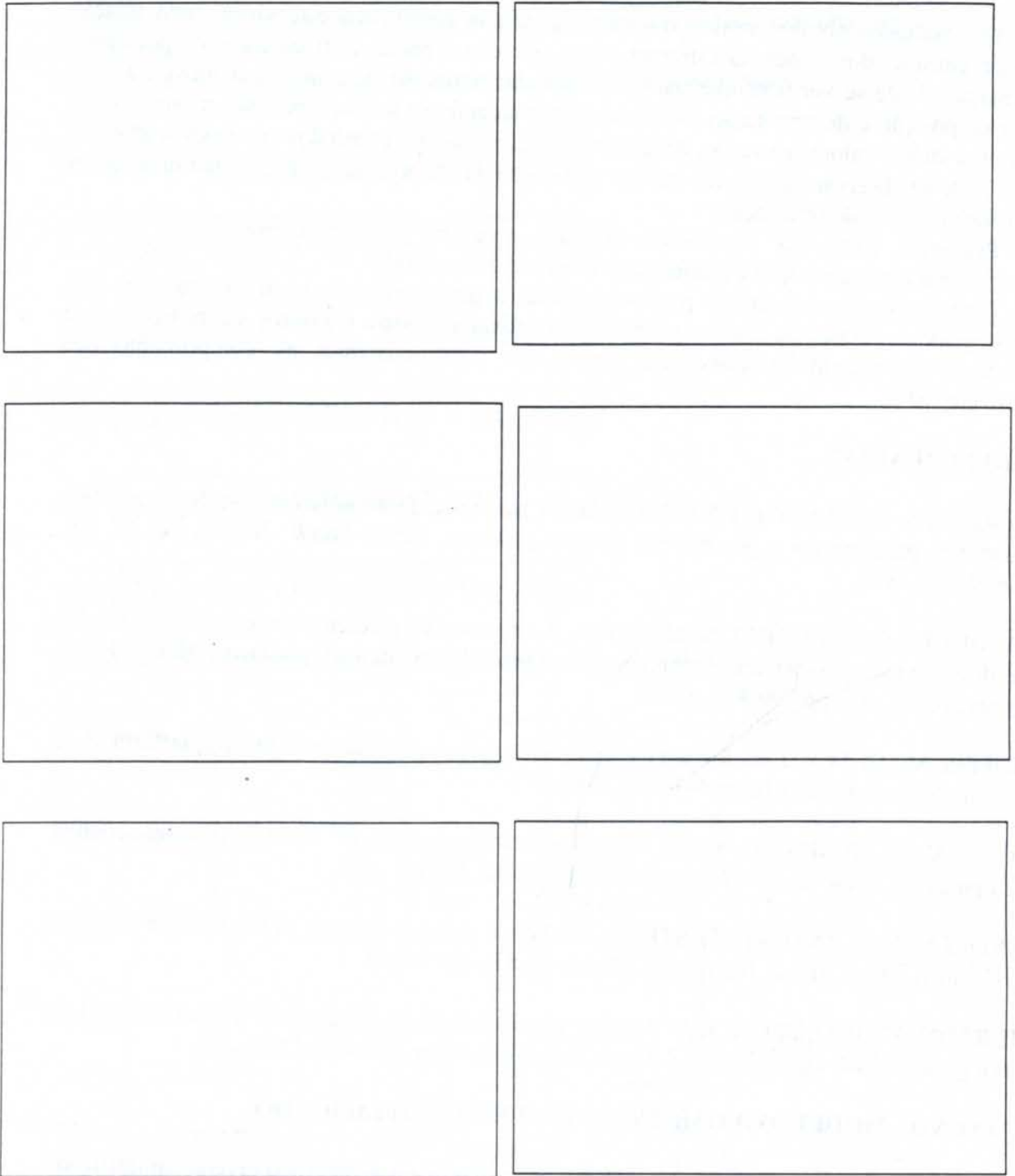


Figura 6. Comportamento dos erros de posição e de orientação para  $m=3$ ,  $b=12$  e  $d=10$ , com a plataforma se movimentando no plano XZ.

#### 4. CONCLUSÕES

Com a perspectiva de se verificar a ocorrência preferencial dos erros de posição e de orientação, foram analisados independentemente os erros das coordenadas relativas ao centro da plataforma móvel  $O(O_x, O_y, O_z)$  e as rotações em torno dos eixos  $x$ ,  $y$  e  $z$  ou seja,  $\theta_x$ ,  $\theta_y$  e  $\theta_z$  respectivamente.

Os resultados obtidos através das simulações não permitiram estabelecer uma relação precisa entre as dimensões da estrutura e sua situação espacial com os erros de posição e orientação. Pode-se verificar que para determinadas situações da plataforma móvel, alguns erros de posição e de orientação tendem a zero. Mudando-se a situação, esses mesmos erros passam a atingir valores elevados, atingindo em alguns casos o dobro dos erros dos segmentos SPS. Pode-se observar que quanto maior a inclinação da plataforma (menor  $\xi$ ), maiores são os erros de posição e de orientação.

Pequenos erros nas dimensões da base e/ou da plataforma móvel não afetam significativamente a posição e a orientação da plataforma móvel.

O procedimento apresentado pode ser aplicado a qualquer plataforma de Stewart tipo 3-3, tendo qualquer dimensão física, permitindo verificar os erros máximos de posição e de orientação da plataforma móvel em função dos erros existentes no comprimento dos segmentos SPS.

## 5. REFERÊNCIAS

DASGUPTA, B., MRUTHYUNJAYA, T.S. A canonical formulation of the direct position kinematics problem for a general 6-6 Stewart platform, *Mech. Mach. Theory*, vol.29, n.6, pp.819-827, 1994.

DASGUPTA, B., MRUTHYUNJAYA, T.S. A constructive predictor-corrector algorithm for the direct position kinematics problem for a general 6-6 Stewart platform, *Mech. Mach. Theory*, vol.31, n.6, pp.799-811, 1996.

GRIFFIS, M., DUFFY, J. A forward displacement analysis of a class of Stewart platform, *J. of Robotic Systems*, vol.6, n.6, pp.703-720, 1989.

HUNT, K.H., PRIMROSE, E.J.F. Assembly configurations of some in-parallel-actuated manipulators, *Mech. Mach. Theory*, vol. 28, pp.31-42, 1993.

INNOCENTI, C., PARENTI-CASTELLI, V. Direct position analysis of the Stewart platform mechanism, *Mech. Mach. Theory*, vol.25, n.6, pp.611-621, 1990.

MURTHY, V., WALDRON, K.J. Position kinematics of the generalized lobster arm and its serial parallel dual, *Trans. ASME J. Mech. Des.*, vol.114, pp.406-413, 1992.

## 6. ANEXO - MODELO GEOMÉTRICO INVERSO SIMPLIFICADO

Neste anexo é apresentado o equacionamento do modelo geométrico inverso simplificado para a estrutura de Stewart tipo 3-3, para a condição em que o centro da plataforma móvel (ponto O) de desloca no plano YZ.

Cabe salientar que, como foi citado anteriormente, a plataforma móvel, na sua configuração inicial, é sempre perpendicular ao vetor que une o seu centro ao centro da base (figura 4), onde:

- .  $B_{ix}$ ,  $B_{iy}$  e  $B_{iz}$  correspondem à coordenadas dos vértices da base
- .  $M_{ix}$ ,  $M_{iy}$  e  $M_{iz}$  correspondem à coordenadas dos vértices da plataforma móvel
- .  $r_i$  são os comprimentos dos segmentos SPS
- .  $\xi_y$  é o ângulo formado pelo vetor  $\mathbf{d}$  e a horizontal



A figura 6 representa o ponto O no plano YZ, caracterizando o perpendicularismo entre o vetor  $\mathbf{d}$  e a plataforma móvel.

O comprimento dos segmentos SPS podem ser obtidos pelas equações:

$$r_1 = \sqrt{(M_{1x} - B_{1x})^2 + (M_{1y} - B_{1y})^2 + (M_{1z} - B_{1z})^2}$$

$$r_2 = \sqrt{(M_{1x} - B_{2x})^2 + (M_{1y} - B_{2y})^2 + (M_{1z} - B_{2z})^2}$$

$$r_3 = \sqrt{(M_{2x} - B_{2x})^2 + (M_{2y} - B_{2y})^2 + (M_{2z} - B_{2z})^2}$$

$$r_4 = \sqrt{(M_{2x} - B_{3x})^2 + (M_{2y} - B_{3y})^2 + (M_{2z} - B_{3z})^2}$$

$$r_5 = \sqrt{(M_{3x} - B_{3x})^2 + (M_{3y} - B_{3y})^2 + (M_{3z} - B_{3z})^2}$$

$$r_6 = \sqrt{(M_{3x} - B_{1x})^2 + (M_{3y} - B_{1y})^2 + (M_{3z} - B_{1z})^2}$$

Sendo que as coordenadas dos pontos O, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub>, B<sub>3</sub>, M<sub>1</sub>, M<sub>2</sub> e M<sub>3</sub> são:

$$O = \begin{Bmatrix} 0 \\ d \cdot \cos \xi_y \\ d \cdot \sin \xi_y \end{Bmatrix} ; \quad B_1 = \begin{Bmatrix} \frac{b}{\sqrt{3}} \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} ; \quad B_2 = \begin{Bmatrix} -\frac{b}{2\sqrt{3}} \\ \frac{b}{2} \\ 0 \end{Bmatrix} ; \quad B_3 = \begin{Bmatrix} -\frac{b}{2\sqrt{3}} \\ -\frac{b}{2} \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$M_1 = \begin{Bmatrix} \frac{m}{2\sqrt{3}} \\ O_y + \frac{m \cdot \sin \xi_y}{2} \\ O_z - \frac{m \cdot \cos \xi_y}{2} \end{Bmatrix} ; \quad M_2 = \begin{Bmatrix} -\frac{m}{\sqrt{3}} \\ d \cdot \cos \xi_y \\ d \cdot \sin \xi_y \end{Bmatrix} ; \quad M_3 = \begin{Bmatrix} \frac{m}{2\sqrt{3}} \\ O_y - \frac{m \cdot \sin \xi_y}{2} \\ O_z + \frac{m \cdot \cos \xi_y}{2} \end{Bmatrix}$$

Assim, sendo conhecidas a posição do centro da plataforma móvel (definido pelo ponto O) e a sua orientação (definida pelo ângulo  $\xi_y$ ), pode-se determinar o comprimento dos segmentos SPS.

Tal procedimento pode ser aplicado de forma semelhante para a movimentação do ponto O no plano XZ.



PAPER CODE: COB646

**MODELAGEM DE TRANSPORTADORES VIBRATÓRIOS  
LINEARES COM EXCITAÇÃO REAL / LINEAR VIBRATORY  
FEEDERS MODELLING WITH REAL EXCITATION**

ROBERTO DE SOUZA MARTINS & JOÃO CARLOS MENDES CARVALHO

*Laboratório de Automação e Robótica, Departamento de Eng. Mecânica, Univ. Federal de Uberlândia  
CEP 38400-902 Uberlândia, Brasil - E-mail: rsouzam@ufu.br ou jcmendes@ufu.br*

**Abstract**

Vibratory feeders are excellent for selecting and orienting parts with simple or complex shape. Its efficiency is traduced by the transport velocity of parts on its track, that mainly is function of the track slope, the friction between the parts and the track an the exciter (amplitude, frequence and excitation wave). This work presents the results of the theoretical conveying velocity of an industrial vibratory feeder, using a mathematical model that considers the four movement modes of the parts - backward sliding, forward sliding, flight and at rest - and the real characteristics of the parts, the track and the exciter. The theoretical and experimental mean conveying velocity are compared.

**Keywords**

Vibratory Feeders, Automation, Handling, Handling Materials

Transportadores Vibratórios, Automação, Manipulação, Manipulação de Materiais

**1. INTRODUÇÃO**

A eficiência de todo sistema de produção está diretamente ligada à eficiência de unidade de transporte e/ou à transferência de componentes.

A automatização da produção exige que os componentes dos produtos sejam apresentados na estação de trabalho com posição e orientação corretas, no local desejado e no tempo certo. Para isto, o sistema de alimentação deve apresentar algumas qualidades como precisão, produtividade, flexibilidade e confiabilidade. Os transportadores vibratórios, sejam eles linear ou circular, possuem estas propriedades, sendo muito utilizados, por excelência, para alimentação, seleção e orientação de peças de formas simples ou complexas.

A eficiência dos transportadores vibratórios está diretamente relacionada com a velocidade de transporte dos materiais sobre sua pista. Embora desde o final do século XIX inúmeros trabalhos práticos e teóricos têm sido desenvolvidos com o objetivo de identificar os parâmetros que influenciam nesta velocidade (Povydaylo, 1959, 1960), (Both, 1964), (Gutman, 1968), (Gladwell e Mansour, 1971), (Gaberson, 1972), ainda não se conseguiu obter dados suficientes que permitam prevê-la durante a fase de projeto. Muitos autores fazem



simplificações nos modelos teóricos diante da dificuldade de descrever o comportamento da peça no retorno à pista em vibração após a fase de salto; de escrever as equações de deslocamento e da deformação das molas (flexão e torção); de obter a relação entre os modos de vibração do transportador e o movimento da peça; de identificar o limite entre o coeficiente de atrito estático e dinâmico, entre outras.

Geralmente, os transportadores vibratórios são do tipo força imposta (por exemplo o que utiliza o excitador eletromagnético com ciclo senoidal), então os modelos matemáticos consideram a frequência de entrada do excitador para a simulação do movimento da peça sobre a pista. Esta consideração, associada com as outras descritas anteriormente, faz com que os resultados sejam válidos apenas em certas situações.

Carvalho e Dahan (1991), propuseram um modelo considerando a imposição do deslocamento da peça sobre a pista vibratória. Protótipos construídos permitiram verificar a validade do modelo proposto. O resultados dos testes e das simulações mostraram que a forma de movimentação da pista é muito importante na determinação da velocidade de transporte.

Neste trabalho apresenta-se os possíveis modos de movimento de uma peça localizada sobre a pista de um transportador vibratório, e as condições de início e término de cada modo. Martins (1997) apresenta as equações do movimento da peça para estes modos, que podem ser aplicadas à qualquer ciclo de excitação.

Assim, utilizando um transportador vibratório linear, obteve-se o perfil de excitação de sua pista (perfil de aceleração, velocidade e deslocamento), aplicando-o nas equações, obtendo a velocidade média teórica e o perfil de deslocamento da peça.

Em seguida, são apresentados os resultados e as análises, comparando a velocidade média de transporte teórica e a real. Esta velocidade real foi obtida do transportador utilizado, com diferentes peças sendo transportadas, variando-se assim, o coeficiente de atrito. Varia-se também o ângulo de inclinação e amplitude de deslocamento da pista.

## 2. DINÂMICA DA MASSA SOBRE A PISTA

As características do movimento de uma massa sobre a pista de um transportador vibratório, podem ser equacionadas através de uma análise convencional da dinâmica do movimento. Assim, para obter as equações do movimento de uma massa sobre a pista considera-se o sistema de eixo fixo no espaço, mostrado na figura 1, onde também se apresenta as forças que agem sobre esta massa. Esta massa é considerada pontual e não sofre rolamento sobre a pista

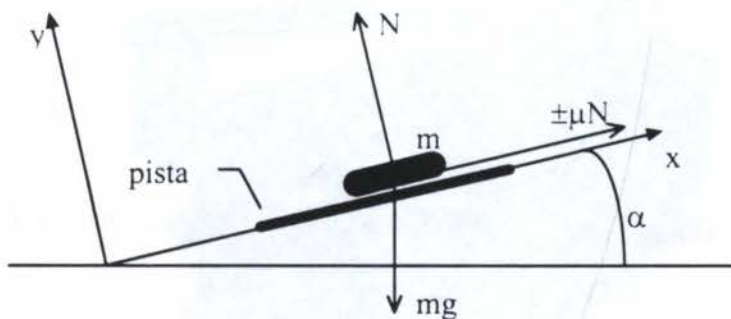


Figura 1: Sistema de coordenadas e forças atuantes em uma massa colocada sobre uma pista inclinada.

Nas equações o índice  $p$  refere-se à movimentação real da pista do transportador vibratório e  $m$  à massa. Um ponto sobre uma letra representa a velocidade, enquanto dois pontos representa a aceleração.

De acordo com as forças mostradas na figura 1, as equações governantes do movimento da massa são:

$$\ddot{x}_m = \pm \mu \cdot \frac{N}{m} - g \cdot \sin(\alpha) \quad (1)$$

$$\ddot{y}_m = \frac{N}{m} - g \cdot \cos(\alpha) \quad (2)$$

onde  $\alpha$  é a inclinação da pista e  $\mu$  é o atrito regido pela Lei de Coulomb e oposto ao movimento relativo entre a massa e a pista. Para efeito de cálculo considerou-se apenas o atrito estático.

Da análise do sistema, pode-se afirmar que a massa possui quatro possíveis modos de movimento sobre a pista (Martins, 1997):

a) Repouso relativo: neste modo, a massa move-se com a mesma velocidade da pista e a condição necessária para que isto ocorra é:

$$\dot{x}_m = \dot{x}_p \quad \text{e} \quad \dot{y}_m = \dot{y}_p \quad (3)$$

Sendo que este modo continua até uma das condições abaixo sejam violadas.

$$N > 0$$

$$\ddot{x}_p + \mu \cdot \frac{N}{m} + g \cdot \sin(\alpha) \geq 0$$

$$\ddot{x}_p - \mu \cdot \frac{N}{m} + g \cdot \sin(\alpha) \leq 0 \quad (4)$$

b) Deslizamento para trás: modo onde a massa desliza para trás em relação à pista e as condições necessárias são:

$$N > 0$$

$$\ddot{x}_p - \mu \cdot \frac{N}{m} + g \cdot \sin(\alpha) > 0 \quad (5)$$

Para que ocorra o término deste modo de movimento é necessário que a relação  $\dot{x}_m - \dot{x}_p < 0$  seja violada.

c) Deslizamento para frente: neste modo, a massa move-se deslizando para frente em relação à pista e a condição necessária é dada por:

$$N > 0$$



$$\ddot{x}_p + \mu \cdot \frac{N}{m} + g \cdot \sin(\alpha) < 0 \quad (6)$$

onde a mudança deste modo ocorre quando a condição  $\dot{x}_m - \dot{x}_p > 0$  for falsa.

d) Salto: nesta fase, a massa perde o contato com a pista, sendo que a condição para que isto ocorra é:

$$N = 0 \quad (7)$$

Este modo termina quando  $y_m - y_p = 0$ .

O movimento da massa consiste na combinação de todos os quatro modos apresentados anteriormente.

### 3. EXPERIMENTOS COM TRANSPORTADOR VIBRATÓRIO LINEAR

Testes foram realizados com um transportador vibratório linear comercial com o intuito de adquirir o perfil de aceleração, velocidade e deslocamento da pista, e de obter a velocidade média de transporte de peças, com diferentes coeficientes de atrito, sobre a pista.

Para realizar as simulações do movimento da peça, desenvolveu-se um programa computacional que utiliza as equações do modelo (Martins, 1997) e a movimentação real da pista do transportador vibratório. Consequentemente, o programa calcula a velocidade média simulada. As simulações foram realizadas utilizando o software MATLAB<sup>®</sup>. Na execução do programa é necessário: a) vetores de aceleração, velocidade e deslocamento da pista; b) intervalo de tempo entre cada medida; c) coeficiente de atrito estático entre a pista e a peça; d) ângulo de inclinação da pista; e) condições iniciais da peça.

O transportador utilizado possui um excitador eletromagnético, sendo que sua frequência de excitação é próxima a 60 Hz, igualmente à sua frequência natural. Esta característica o classifica como transportador ressonante. O controle do transportador varia a amplitude de deslocamento imposta à pista. Esta por sua vez foi construída de modo a permitir a mudança no seu ângulo de inclinação. A figura 2 apresenta o transportador vibratório e a pista utilizados nos testes.

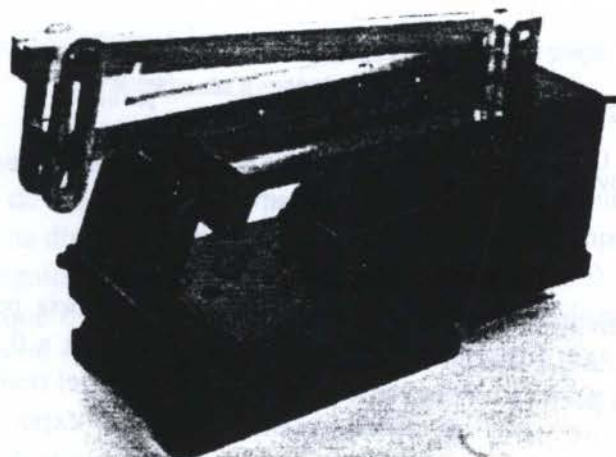


Figura 2: Transportador vibratório linear e pista de transporte utilizados nos testes.

Na aquisição do movimento da pista fez-se uso de dois acelerômetros unidirecionais (um para aquisição na direção x e outro na direção y) e um sistema de aquisição de dados, composto de um condicionador de sinal para cada acelerômetro e um analisador de sinais de dois canais simultâneos. Esta aquisição foi realizada no domínio do tempo com intervalo de amostragem de  $7,8 \times 10^{-5}$  s e com média de 200 amostragens. Após a aquisição dos sinais, estes foram armazenados em computador para posterior análise. Para a aquisição da velocidade média de transporte, utilizou-se um sensor óptico para adquirir o tempo em que as peças percorriam uma determinada distância, tendo assim a sua velocidade média de transporte real.

#### 4. RESULTADOS

Neste item apresenta-se os resultados da velocidade média de transporte, experimental e simulada, de uma peça localizada sobre a pista do transportador vibratório linear utilizado.

Como dito anteriormente, a peça pode mover-se através de quatro modos de movimento. A figura 3 apresenta a simulação do movimento para um ciclo de excitação onde é possível identificar estes modos.

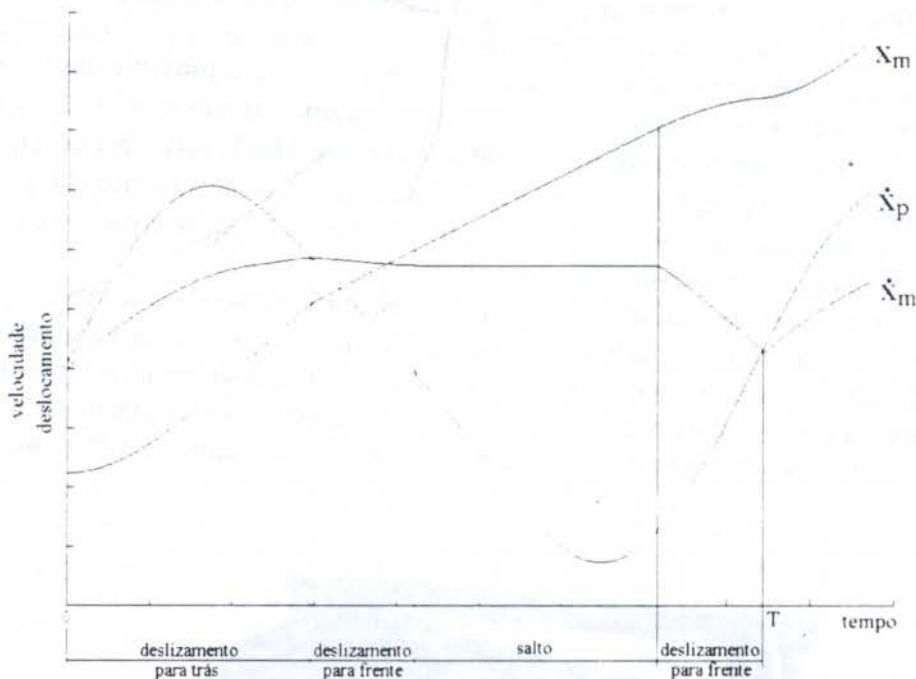


Figura 3: Modos de movimento da peça com  $\alpha=0$ ,  $\mu=0.465$  e amplitude de excitação (A) próxima a 0.18 mm.

Durante os testes verificou-se que a amplitude mínima necessária para mover as peças com este transportador foi de 0.10 mm e amplitude máxima próxima a 0.32 mm, pois acima deste valor o movimento da peça se tornava instável, sendo impossível realizar as medições.

A figura 4 apresenta os perfis de deslocamento da pista (experimental) e da peça (simulado) com diferentes ângulo de inclinação da pista ( $\alpha$ ) e amplitude de excitação (A).



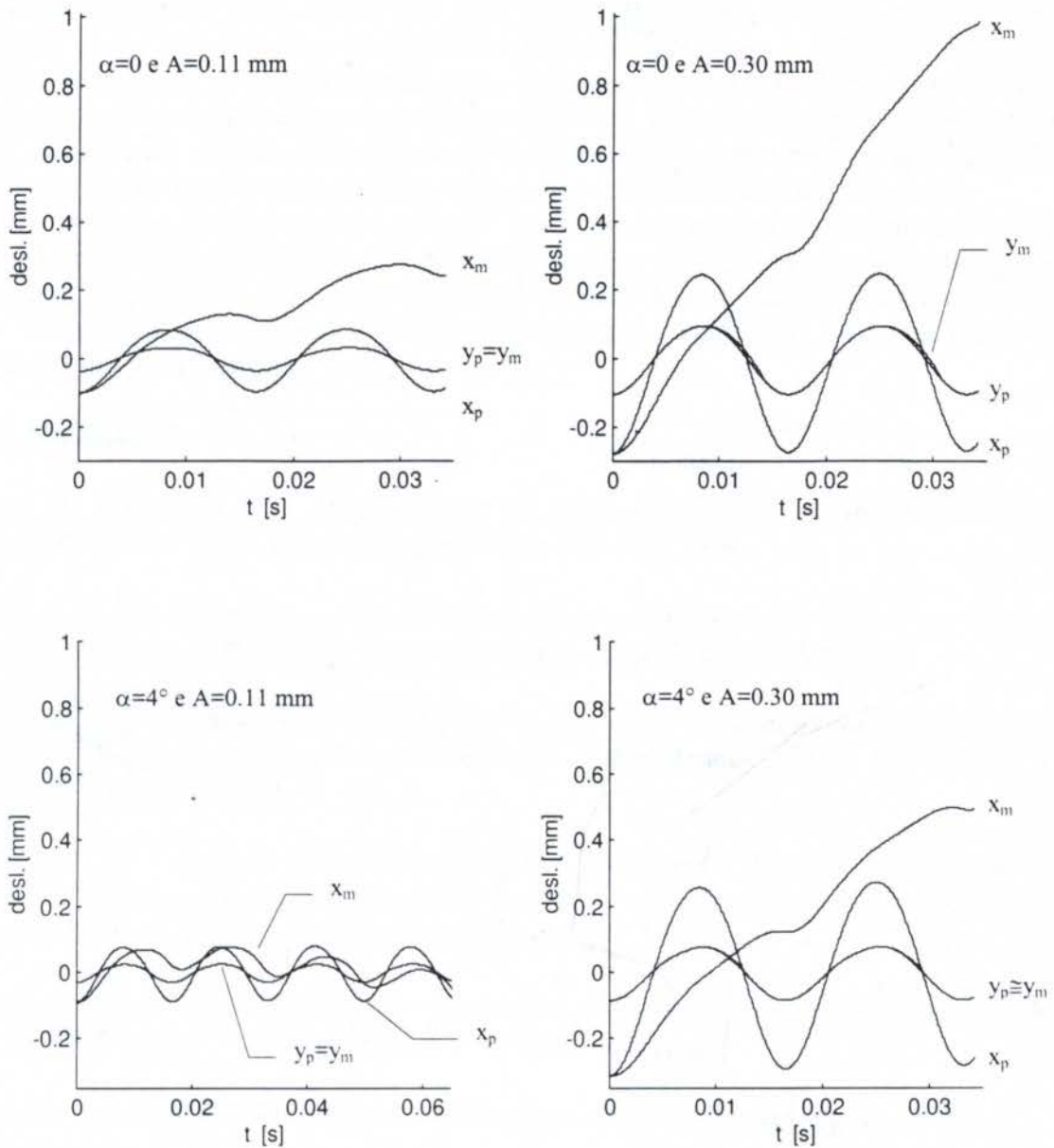


Figura 4: Perfil de deslocamento, em x e y, da pista e da peça, variando  $\alpha$  e a força de excitação, para  $\mu=0.386$ .

Nestes gráficos verifica-se que aumentando a amplitude de 0.11 mm para 0.30 mm, mantendo o ângulo de inclinação da pista constante, ocorre um grande aumento do deslocamento da peça na direção x, para um mesmo intervalo de tempo.

Em relação ao ângulo de inclinação da pista, passando-o de  $0$  para  $4^\circ$ , com amplitude constante, verifica-se que o deslocamento da peça na direção x diminui, chegando a ter um deslocamento negativo ou seja, a peça se desloca para trás, como no caso da excitação de 0.11 mm e  $\alpha=4^\circ$ .

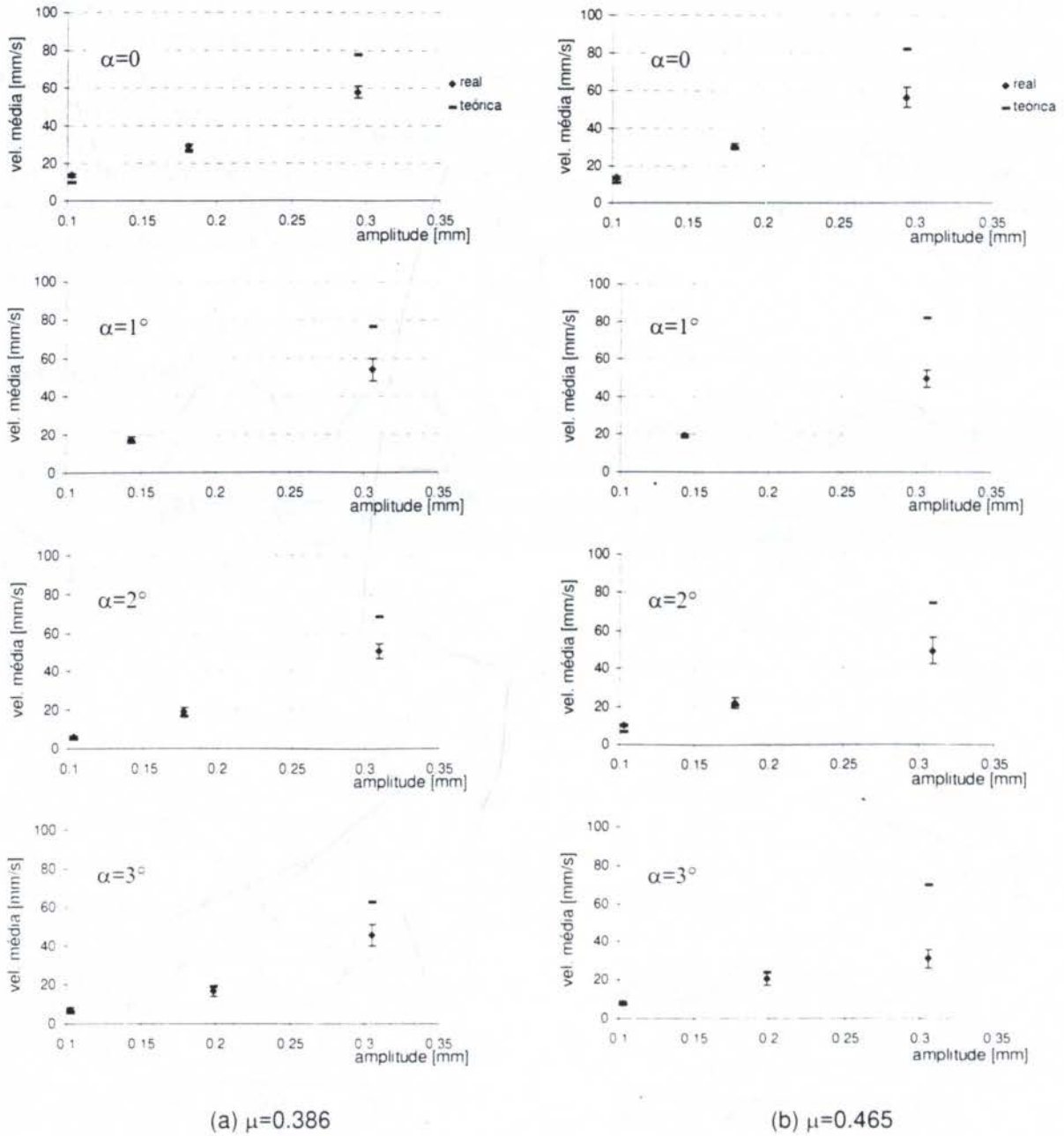


Figura 5: Velocidade média de transporte em função da amplitude de deslocamento, do ângulo de inclinação da pista e do coeficiente de atrito.

Analisando os gráficos da figura 5, inicialmente verifica-se que os valores da velocidade média de transporte apresentam boa correlação entre a experimental e a simulada apenas quando a amplitude se situa entre 0.1 e 0.2 mm, sendo que nestes pontos os resultados simulados estão dentro dos limites de um desvio padrão do resultado experimental. Pode-se observar também, que para um mesmo ângulo de inclinação da pista, aumentando o coeficiente de atrito, a velocidade de transporte aumenta, e para um mesmo coeficiente de atrito, a velocidade diminui com o aumento do ângulo de inclinação da pista.



## 5. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi analisado o transportador vibratório linear, considerando-se o comportamento real da pista, obtido por meio de instrumentação adequada. A partir deste movimento real e das equações do movimento da peça obteve-se a velocidade média de transporte teórica, que ao ser comparada com a velocidade média real obteve boa correlação para apenas uma faixa de funcionamento do transportador. Uma possível explicação baseia-se no fato de que, para valores de amplitude de deslocamento da pista maiores que 0.2 mm a peça, ao retornar da fase de salto, sofria o repique, que não foi considerado no modelo.

Dos resultados obtidos pode-se concluir que para um mesmo coeficiente de atrito e condições de excitação (frequência e amplitude), quanto maior o ângulo de inclinação da pista, menor o tempo em que a peça permanece na fase de salto, diminuindo a velocidade média. Variando-se agora apenas o coeficiente de atrito, a velocidade média de transporte aumenta em função do aumento deste.

## 6. BIBLIOGRAFIA

Booth, J. H.; McCallion, H. *On Predicting the Mean Conveying Velocity of a Vibrating Conveyor*, Proc. Inst. Mech. Engineers, 178(20), pp. 521-538, 1964.

Carvalho, J. C. M.; Dahan, M. *Transporteurs vibrants excités par des mécanismes plans à quatre barres*, Proc. COMEFIN 3, Brasov, Romênia, pp.: 243-248, junho 1991.

Gaberson, H. A. *Particle Motion on Oscillating Conveyors - The Equations of Motion and the Rules for Predicting Motion Form Transitions - Part I*, Trans. ASME, J. of Engng. for Industry, pp. 50-56, feb. 1972.

Gaberson, H. A. *Particle Motion on Oscillating Conveyors - Pratical Solutions to the Equations of the Motion and the Extension of the Theory to Beds of Granular Material - Part II*, Trans. ASME, J. of Engng for Industry, pp. 57-63, feb. 1972.

Gladwell, G. M. L.; Mansour, W. N. *Simulation of Vibratory Feeders*, Computer Aided Engrg. Symp., Univ. of Waterloo, pp. 215-249, 1971.

Gutman, I. *Industrial Uses of Mechanical Vibrations*, Business Book, London, 1968.

Martins, R. S. *Modelagem de Transportador Vibratório Linear com Excitação Eletromagnética: Aplicação à Casos Reais*, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, março de 1997.

Povidaylo, V. A. *Design Calculations and Construction of Vibratory Hoppers*, Machines and Tooling, 30(2), pp. 5-9, 1959.

Povidaylo, V. A. *Optimum Vibratory Feeder Operating Conditions*, Machines and Tooling, 31(5), pp. 2-6, 1960.



PAPER CODE: COB818

**DETERMINAÇÃO DO NÚMERO DE GRAUS DE LIBERDADE DA  
ESTRUTURA CARTESIANA TOTALMENTE PARALELA / NUMBER  
OF DEGREES OF FREEDOM DETERMINATION FOR A FULLY PARALLEL  
CARTESIAN STRUCTURE**

BEZERRA, CARLOS ANDRÉ DIAS & JOÃO CARLOS MENDES CARVALHO

*Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Ceará - UFC - Campus do Pici  
CEP 60455-760 Fortaleza, Ceará, Brasil - E-mail: cadb@ufc.br*

*Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia - UFU - Campus Santa Mônica  
CEP 38400-000 Uberlândia, Minas Gerais, Brasil - E-mail: jcmendes@ufu.br*

**Abstract**

in spite of being widely used, serial robotic structures still present problems due to their own constitution. One alternative to using serial structures is the application of so-called parallel structures made of kinematic closed loops. In the study of parallel structures, determination of number of degrees of freedom is of paramount importance since this number determines the amount of independent parameters needed to define the spacial configuration of the structure. These parameters are used to formulate the equations of the kinematics model. This work presents three methods to obtain the number of degrees of freedom for a Fully Parallel Cartesian Structure. One of the methods allows classification of the type of parallel structure.

**Keywords**

Parallel Manipulator, Degrees of Freedom, Robotics, Spacial Structures - Manipulador Paralelo, Graus de Liberdade, Robótica, Estruturas Espaciais.

**1. INTRODUÇÃO**

Atualmente as estruturas robóticas seriais são as mais utilizadas industrialmente, mesmo apresentando limitações inerentes à sua própria constituição, a saber: as motorizações são embarcadas, provocando um aumento considerável de seu peso; os erros nas juntas são aditivos, comprometendo a precisão do robô, aumentando os efeitos inerciais da estrutura e dificultando o controle dinâmico em tempo real; e rigidez comprometida pela união em série de seus segmentos.

Uma das alternativas para minimizar as limitações das estruturas seriais, largamente utilizadas para a construção de robôs, é a aplicação de estruturas denominadas paralelas, formadas por cadeias cinemáticas fechadas. As estruturas paralelas permitem o uso de segmentos mais leves, possibilitando atingir maiores velocidades de trabalho e os erros nas juntas não são aditivos. Além disso a estrutura é modular o que facilita sua construção, reduzindo o custo final do robô. Nos últimos



anos várias pesquisas têm sido realizadas sobre as estruturas paralelas, entre outros Alizade *et al.*, 1994, Dasgupta & Mruthyunjaya, 1994 e Merlet & Gosselin, 1991.

Nas estruturas paralelas, a posição e orientação do órgão terminal são altamente acoplados. Isso significa que o conhecimento do número de graus de liberdade (gdl) da estrutura permite verificar o seu volume de trabalho em posição, associado às orientações possíveis do órgão terminal, obtido através do modelo cinemático. Além disso, o procedimento de verificação do número de gdl da estrutura robótica paralela permite verificar sua existência e definir sua classificação.

Neste trabalho são apresentados três métodos de obtenção do número de graus de liberdade da estrutura paralela denominada "Estrutura Cartesiana Totalmente Paralela" (Bezerra & Carvalho, 1997), comentando-se os problemas de cada método. Um dos procedimentos permite classificar a estrutura paralela.

## 2. A ESTRUTURA PARALELA

Os mecanismos espaciais podem ser divididos em três classes em função de sua estrutura: seriais, fechados e híbridos, de acordo com a disposição dos segmentos que o compõem. Se esses segmentos forem interligados entre si de forma seqüencial, formando uma cadeia cinemática aberta, o mecanismo é denominado de estrutura serial ou aberta. Se os segmentos forem interligados na forma de elos, tem-se a estrutura fechada. A estrutura híbrida consiste na combinação das estruturas serial e fechada em uma única estrutura. Alguns pesquisadores têm estudado as estruturas híbridas e suas aplicações, entre eles têm-se Chakarov & Parushev, 1994 e Waldron *et al.*, 1989.

A estrutura, objeto de estudo neste trabalho, é uma variação da estrutura paralela apresentada por Jacquet (Jacquet *et al.*, 1992). Esta variação da estrutura que denominamos inicialmente, simplesmente de Estrutura Paralela, constitui em uma base fixa e outra móvel, interligadas por doze segmentos articulados. Sendo que cada segmento é considerado rígido e possuindo o mesmo comprimento, de acordo com a figura 1.

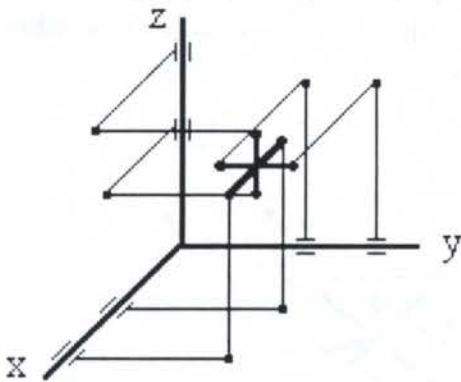


Figura 1: A Estrutura Paralela

A base fixa da estrutura tem a forma dos eixos cartesianos, recebendo por isso o nome de Estrutura Cartesiana Paralela, onde estão articulados seis segmentos, com um acionador para cada segmento, que é articulado por uma junta de rotação R, de 1 gdl. Os segmentos constituem os antebraços, segmento RS, e braços, segmento SS, unidos através de uma junta esférica S, de 3 gdl. A extremidade de cada segmento SS está ligada à base móvel, e ela, que é o elemento de fixação do órgão terminal, consiste em um cubo virtual, onde cada braço, segmento SS, é articulado no centro de cada face. (Figura 2)

Assim, tem-se que: a estrutura robótica possui seis acionadores montados sobre a base fixa; unindo a base fixa à base móvel estão 6 conjuntos de segmentos do tipo RS-SS, de mesmo comprimento, onde as articulações de rotação estão, duas a duas, sobre os eixos cartesianos e são motorizadas. Na figura 2, representa-se os segmentos RS-SS com suas respectivas juntas e nomenclatura.



Esta Estrutura Cartesiana Paralela apresenta algumas vantagens: os acionadores estão todos fixados na base da estrutura, evitando cargas mortas embarcadas, tornando-a mais leve. Seus segmentos móveis podem ser construídos com materiais leves e resistentes, dando-lhe grande rigidez e baixa inércia. Ela é modular, facilitando sua construção e reduzindo o custo. Além disso, não possui singularidades dentro do volume de trabalho.

É importante notar que em cada segmento SS, as duas juntas S com 3 gdl cada, não são atuadas. Ou seja, sua situação depende da situação dos outros 5 segmentos RS-SS. Como no modelo geométrico direto desta estrutura, determina-se a posição e orientação da plataforma móvel em função das 6 coordenadas generalizadas de rotação R de cada motor, poderia-se interpretar que cada segmento SS possui 6 variáveis ou parâmetros dependentes, que correspondem a 3 rotações de cada junta S,

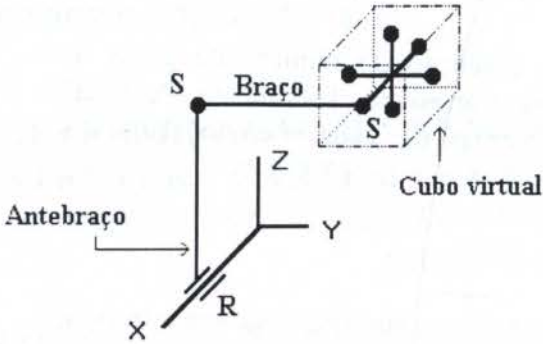


Figura 2 - Segmento RS-SS da Estrutura

num total de  $6 \times 6 = 36$  variáveis ou parâmetros dependentes para a estrutura. Portanto, é necessário determinar a priori o número de gdl da estrutura, a fim de reduzir o número de equações do modelo cinemático para igual número de parâmetros independentes.

Na figura 3 pode-se visualizar a Estrutura Cartesiana Paralela em uma configuração genérica, obtida por uma rotação genérica em cada um dos 6 acionadores da base da estrutura. Obtêm-se esta configuração genérica através da atuação dos seis motores da base fixa da estrutura. No modelo geométrico direto os seis parâmetros independentes, ou coordenadas generalizadas, das juntas do tipo R são conhecidos, sendo obtidas as equações para determinar as coordenadas operacionais, ou parâmetros dependentes.

Como foi dito anteriormente, cada uma das 12 juntas do tipo S possui 3 gdl, perfazendo um total de 36 parâmetros dependentes. Mas também é sabido que para situar um corpo no espaço são necessários 6 gdl, 3 gdl para orientá-lo e 3 gdl para posicioná-lo. Contudo é necessário determinar se a Estrutura Cartesiana Paralela possui 36 gdl, ou se pode reduzir-se este número, eliminando-se os falsos graus de liberdade.

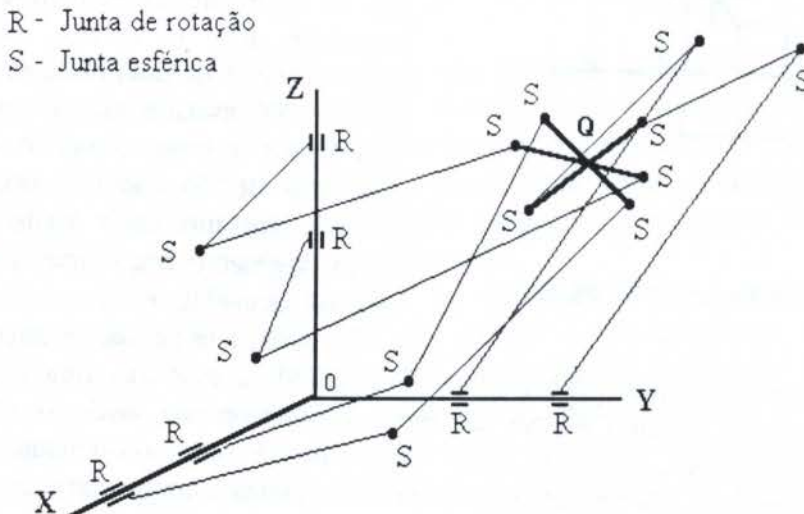


Figura 3 - Configuração Genérica da Estrutura Paralela



### 3. MÉTODOS DE DETERMINAÇÃO DO NÚMERO DE GRAUS DE LIBERDADE

A determinação do número de gdl da estrutura, neste trabalho, será feita através de 3 métodos. As metodologias utilizadas consistem na aplicação do conceito de Grodzinsk - M'Ewen (Stewart, 1965); de Grübler-Kutzbach (Yang & Lee, 1984), para mecanismos espaciais; e do conceito de Pierrot (Pierrot *et al.*, 1991), para as estruturas espaciais paralelas. Conseqüentemente, a aplicação destes conceitos permite classificar a estrutura e determinar o número de graus de liberdade - gdl, que representa o número de parâmetros independentes necessários para definir a posição e orientação da estrutura.

#### 3.1 Método de Grodzinsk - M'Ewen

Segundo Grodzinsk - M'Ewen (1954), o número de graus de liberdade resultante de um mecanismo,  $F$ , pode ser determinado a partir do número de membros (segmentos),  $n$ , do número de gdl das juntas,  $f$ , e do número de juntas,  $g$ , de acordo com a seguinte expressão :

$$F = 6(n - 1) - \sum_{i=1}^g (6 - f_i) \quad (1)$$

e considerando  $f_1$  como o número total de gdl de todas as juntas, pode-se simplificar a equação 1 e escrevê-la da seguinte forma:

$$F = 6(n - 1) - 6g + f_1 \quad (2)$$

#### 3.2 Método de Grübler-Kutzbach

Para estudar a mobilidade de um determinado mecanismo espacial, é necessário analisar todas as juntas que o compõe. A mobilidade ou número de graus de liberdade, de um sistema espacial composto por  $n$  segmentos interconectados, é definida pelo método de Grübler-Kutzbach como :

$$M = 6(n - g - 1) + \sum_{i=1}^g f_i - f_p \quad (3)$$

onde:

$M$  = mobilidade ou número de graus de liberdade da estrutura

$n$  = número total de segmentos inclusive a base

$g$  = número de pares cinemáticos

$f_i$  = grau de liberdade do  $i$ -ésimo par

$f_p$  = número de graus de liberdade passivos

#### 3.3 Método de Pierrot

Pierrot *et al.* (1991), propuseram uma outra classificação para as estruturas paralelas, baseada no índice de mobilidade. É definido o índice de mobilidade,  $MI$ ; em função do número de graus de liberdade das juntas,  $dof_i$ ; do número de juntas,  $j$ ; e do número de cadeias fechadas,  $\lambda$ , sendo dado pela equação :

$$MI = \sum_{i=1}^j dofi - 6\lambda \quad (4)$$

O índice de mobilidade é utilizado ao se projetar o robô e através deste índice é possível determinar quantos parâmetros serão necessários para definir a configuração da estrutura. Algumas das juntas, que compõem o mecanismo, podem apresentar um ou mais graus de liberdade que não têm nenhum efeito no movimento do órgão terminal, sendo denominados de graus de liberdade internos, IDOF. Em adição ao índice de mobilidade é definido o índice de mobilidade externa, EMI, como sendo a diferença entre o índice de mobilidade e o número de graus de liberdade interno.

$$EMI = MI - IDOF \quad (5)$$

O EMI representa a atual capacidade de movimento do robô, exceto nas configurações de singularidade. Pois, em manipuladores paralelos, as configurações de singularidade resultam no ganho de graus de liberdade (Fichter, 1986).

A partir destas equações é então definido:

- Robô Paralelo: quando a estrutura do robô tem uma parte fixa, a base, e uma parte móvel, a plataforma, conectados entre si por mais de uma cadeia elementar ( $\lambda > 1$ ).
- Robô Totalmente Paralelo: quando a estrutura do robô é uma estrutura paralela com  $\lambda \geq$  EMI e com mais de um atuador para cada cadeia elementar.
- Robô Serial - Paralelo: uma estrutura que não é totalmente paralela.

#### 4. DETERMINAÇÃO DO NÚMERO DE GRAUS DE LIBERDADE DA ESTRUTURA CARTESIANA PARALELA

Será determinado o número de gdl, ou a mobilidade, da estrutura utilizando-se os 3 métodos anteriormente mencionados. A Estrutura Cartesiana Paralela é constituída por uma base fixa, 12 segmentos móveis (antebraços e braços), por 6 juntas de rotação com 1 gdl cada, por 12 juntas esféricas de 3 gdl cada e por uma base móvel. Assim, o número de graus de liberdade da Estrutura Cartesiana Paralela é dado por :

a) Método de Grodzinsk - M'Ewen

$$n = 14 \quad (12 \text{ segmentos} + 2 \text{ bases})$$

$$g = 18 \quad (6 \text{ juntas de rotação e } 12 \text{ juntas esféricas})$$

$$f = 42 \quad (6 \text{ gdl devido as juntas de rotação} + 36 \text{ gdl devido às juntas esféricas})$$

logo da equação 2 tem-se:

$$F = 6(14 - 1) - 6.18 + 42 = 12 \text{ gdl}$$

Convém notar que este método, embora utilizado para classificar estruturas paralelas, não considera que o movimento dos 6 segmentos do tipo SS, em torno de seus próprios eixos, não modifica a configuração da plataforma móvel. Para que este método seja aplicável, é necessário subtrair o número de gdl passivos da estrutura ou seja, os 6 gdl relativos à rotação dos segmentos SS em torno do seu eixo. Assim pode-se obter:

$$F = 12 - 6 = 6 \text{ gdl}$$



## b) Método de Grübler-Kutzbach

$$n = 14$$

$$g = 18$$

$$f_i = 6 \quad (1 \text{ para cada junta R})$$

$$f_i = 36 \quad (3 \text{ para cada junta S})$$

Cada segmento SS tem a possibilidade de uma rotação em torno de seu próprio eixo, deste modo o número de graus de liberdade passivos é :

$$f_p = 6,$$

Dessa forma, da equação 3, o número de graus de liberdade efetivos ou ativos da estrutura é :

$$M = 6(14 - 18 - 1) + 42 - 6 = 6 \text{ gdl}$$

Este método é semelhante ao método apresentado por Grodzinsk - M'Ewen porém, já considerando o número de gdl passivos na estrutura.

## c) Método de Pierrot

Este método permite determinar o número de gdl e classificar a estrutura. De acordo com as definições das equações 4 e 5 tem-se:

$$j = 18$$

$$\text{dof}_i = 1 \quad (\text{para as juntas R})$$

$$\text{dof}_i = 3 \quad (\text{para as juntas S})$$

$$\lambda = 6 \quad (\text{cadeias fechadas})$$

então,

$$MI = (6 + 36) - 6 \cdot 6 = 6 \text{ gdl}$$

sendo IDOF = 6, o índice de mobilidade externo EMI é :

$$EMI = MI - IDOF = 6 - 6 = 0$$

logo:

$$\lambda > EMI$$

Por este método pode-se afirmar que a estrutura em estudo possui 6 gdl e consiste em uma estrutura totalmente paralela.

Portanto, de acordo com a nomenclatura anterior, a Estrutura Cartesiana Paralela, será denominada de Estrutura Cartesiana Totalmente Paralela, conforme foi denominada no início de trabalho.

## 5. CONCLUSÃO

A importância dos estudos sobre as estruturas paralelas torna-se evidente, uma vez que as estruturas robóticas paralelas apresentam vantagens em relação a estrutura serial dos manipuladores tradicionais. Neste trabalho foi apresentada a Estrutura Cartesiana Totalmente Paralela, ressaltadas suas características de estrutura paralela e determinado o número de graus de liberdade.

Nas estruturas robóticas paralelas, o número de graus de liberdade, é utilizado para determinar quantos parâmetros serão necessários para definir a orientação e posição da estrutura. Aplicando-se os 3 métodos de determinação do número de gdl, obteve-se 6 graus de liberdade em todos eles, indicando que a plataforma móvel pode atingir qualquer posição dentro do volume de trabalho, com orientação desejada, acionando-se os seis atuadores que acionam as juntas de rotação.

Através do método de Pierrot pode-se classificá-la como Totalmente Paralela. Com isto, ter todas as vantagens inerentes a estruturas robóticas paralelas.

Portanto, a estrutura denominada Estrutura Cartesiana Totalmente Paralela possui 6 gdl, sendo adequada para uso em robótica, contando com as vantagens das estruturas paralelas.

Deve-se salientar que a aplicação destes métodos para a determinação do número de graus de liberdade de outros tipos de estruturas que possuem cadeia fechada, paralelas ou híbridas, deve ser realizada com atenção pois, a verificação errônea do número de graus de liberdade passivos e/ou do número de graus de liberdade da cadeia fechada pode ser desastroso para o estudo da estrutura.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALIZADE, R. I., TAGIYEV, N. R. and DUFFY, J., A Forward and Reverse Displacement Analysis of a 6-DOF In-Parallel Manipulator, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 29, No. 1, pp. 115-124. 1994.

BEZERRA, C.A.D. and CARVALHO, J.C.M., Formulation of the Direct and Inverse Geometric Model of the Fully Parallel Cartesian Structure, *7<sup>th</sup> International Conference on Dynamic Problems in Mechanics*, Rio de Janeiro, Brazil. 1997.

CHAKAROV, D. and PARUSHEV, P., Synthesis of Parallel Manipulator With Linear Drive Modules, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 29, No. 7, pp. 917-932. 1994.

DASGUPTA, B. and MRUTHYUNJAYA, T. S., A Canonical Formulation of the Direct Position Kinematics Problem for a General 6 - 6 Stewart Platform, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 29, No. 6, pp. 819-827. 1994.

FICHTER, E.F., A Stewart Platform - Based Manipulator: General Theory and Practical Construction, *The International Journal of Robotics Research*, Vol. 5, No. 2, pp. 157-181, 1986.

GRODZINSKI, P. & M'EWEN, E. Link Mechanisms in Modern Kinematics, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 168, No. 37, 877, 1954.

JACQUET, P., DANESCU, G., CARVALHO, J. C. M. and DAHAN, M., A Spatial Fully Parallel Manipulator, *Proc. 9th CISM - IFToMM*, Udine, Italy, 1-4 Sept. 1992.

MERLET, J. P. and GOSSELIN, C., Nouvelle Architecture Pour Manipulateur Parallele a Six Degrees de Liberte, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 26, No. 1, pp. 77-90. 1991.

PIERROT, F., FOURNIER, A. and DAUCHEZ, P., Towards a Fully-Parallel 6 DOF Robot for High-Speed Applications, *Rapport Project LAMM*, URA, CNRS D 03710, Montpellier, France. 1991.



STEWART, D., A Platform with Six Degrees of Freedom , *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 180, No. 5, pp. 371-378. 1965.

WALDRON, K. J., RAGHAVAN, M. and ROTH, B., Kinematics of a Hybrid Series-Parallel Manipulation System, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 111, No. 2, pp. 211-221. 1989.

YANG, D. C. H. and LEE, T. W., Feasibility Study of a Platform Type of Robotic Manipulators from a Kinematic Viewpoint, *ASME Journal of Mechanisms Transmissions and Automation in Design*, Vol. 106, pp. 191-198. 1984.



PAPER CODE: COB979

**ANÁLISE E DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL DE UM  
ACIONAMENTO EM MICROPASSO / ANALISYS AND EXPERIMENTAL  
DEVELOPMENT OF A MICROSTEPPING DRIVER**

SOLLY A. SEGENREICH & RENATO VIVEIROS LIMA

Departamento de Engenharia Mecânica - PUC-RIO

Rua Marq. de São Vicente 225 - Rio de Janeiro - Brasil - CEP: 22.453-900

**Abstract**

The present paper reports the development of an inexpensive and reliable microstepping driver to be used with 2-phase step motors. Increased resolution on positioning and low vibration level are the main advantages obtained in motor operation. The paper presents a discussion on the subject and first hand experimental results.

**Keywords**

Step motors. Drivers. Microstepping

**1. INTRODUÇÃO:**

Motores de passo são uma classe especial de atuadores elétricos de utilização muito popular em automação industrial e robótica. Esta popularidade provém da extrema facilidade com que se pode controlar o movimento angular de seu eixo. Em princípio, o motor de passo executa um movimento angular fixo e pré-determinado, denominado passo do motor, cada vez que sua unidade de acionamento recebe um pulso lógico. Como o ângulo de passo é geralmente pequeno, o ângulo total a ser executado é determinado pelo número de pulsos recebidos e a velocidade, pelo intervalo de tempo em que estes pulsos são enviados. Este processo, inerentemente de natureza digital e executado em malha aberta, é o que torna este atuador tão atraente e popular.

Apesar destas vantagens, o motor de passo apresenta dois inconvenientes que de certa forma restringem sua utilização. O primeiro é representado por uma limitação no torque disponível em altas velocidades. O segundo é que, dada a natureza pulsada de sua operação, o motor apresenta um certo nível de vibração que pode se tornar bastante elevado em certas frequências de operação. O primeiro inconveniente não chega a ser muito sério já que com os novos acionamentos "chopperizados", que trabalham com elevada voltagem, tem-se conseguido torques razoavelmente intensos para uma boa faixa de velocidades, o que cobre a maioria das aplicações na área de automação. Já o segundo, bastante sério em sua natureza, já



que pode gerar perda de passos para torques relativamente baixos, tem atraído considerável esforço de pesquisa para sua superação.

Existem, no momento, duas tecnologias concorrentes para enfrentar o problema da vibração. Ambas objetivam a diminuição do ângulo de passo, ou seja, o aumento da resolução, fazendo com que a frequência de operação esteja bem acima das faixas de frequência de oscilação natural do conjunto. Uma tecnologia consiste na utilização de motores de passo de 5 fases com resolução de 1000 passos/volta, ao invés dos tradicionais motores de 2 fases com resolução de 400 passos/volta. A outra, reside em modificar o modo de acionamento, obtendo-se valores fracionários do passo, ou seja, obtendo-se "micropassos". Neste caso, tem-se conseguido resoluções de até 50.000 passos/volta utilizando os tradicionais motores de 2 fases. Técnicas de amortecimento mecânico ou eletrônico Gouvinhas (91) não são mais empregadas.

O emprego de acionamentos em micropasso apresenta a grande vantagem da utilização de motores de passo comuns além de uma maior flexibilidade no ajuste dos diversos parâmetros para atender a uma específica aplicação.

O presente trabalho relata o desenvolvimento e os primeiros testes de um protótipo de acionamento funcionando em micropasso. A motivação para este trabalho é a possibilidade de fabricação e reparo deste tipo de acionamentos, visando furar a total dependência da importação que se verifica no momento. Como benefício adicional, o desenvolvimento deste acionamento propicia um aprofundamento no entendimento da própria tecnologia de atuação com motores de passo já que existe pouca literatura a este respeito. No desenvolvimento do sistema foram levados em conta fatores como custo de fabricação, facilidade de operação, generalidade de utilização e performance compatível com as exigências de projeto.

Algumas referências importantes são Bartos (91) e (92), Kuo (95), Silva (89) e (90) e Segenreich (95). A presente investigação dá continuidade ao trabalho de Ferreira (94) e é apresentada de forma completa em Lima (97). Na próxima seção descreve-se a arquitetura típica de um acionamento "chopperizado" para motores de 2 fases. Já na seção seguinte, são apresentadas as modificações introduzidas para a geração das posições de equilíbrio de passo fracionário. Os resultados dos primeiros testes já efetuados são apresentados na quarta seção ficando as conclusões para a seção seguinte.

## 2. ACIONAMENTO "CHOPPERIZADO" EM PASSO INTEIRO

Os motores de passo utilizados presentemente na maioria das aplicações em automação industrial e robótica são os chamados motores híbridos, que tem o rotor imantado de forma a aumentar o torque disponível. Neste trabalho serão considerados os motores híbridos de duas fases. Não é nossa intenção discutir a construção e os princípios básicos de operação de tais motores para o que referimos Silva (89). O dado fundamental é que na operação em passo inteiro, as duas fases (bobinas internas localizadas no stator) ficam energizadas. A cada troca de sentido da corrente numa das fases, o rotor avança (ou recua) um passo, havendo um realinhamento do rotor com a resultante magnética do stator.

A energização de uma determinada fase num sentido ou no outro é feita atualmente através de uma ponte em H constituída por quatro transistores de potência, como indicado na figura abaixo. Quando Q1 e Q4 estão ligados, a corrente flui na fase num sentido. Já quando Q2 e Q3 estão ligados, a corrente flui no sentido inverso. Quando Q1 e Q2 ou Q3 e Q4 estão ligados, não há circulação de corrente. Por outro lado, ligar Q1 e Q3 ou Q2 e Q4, representa um curto-circuito e deve ser evitado.



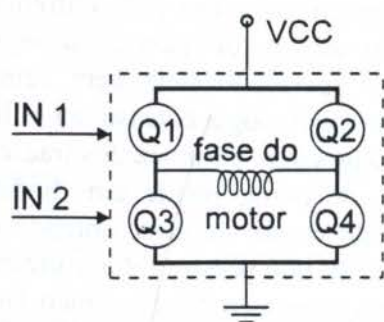


Figura 1. Lay-out típico de uma ponte em H

As pontes em H passaram por uma enorme evolução nos últimos anos. Construídas inicialmente por transistores de potência discretos, são hoje apresentadas em circuitos integrados, utilizando internamente transistores DMOS de alta velocidade de comutação e elevadas tensões de operação, além de possuírem proteção térmica e contra condução direta em curto-circuito.

Para efeito de padronização neste trabalho, quando o sinal lógico em IN1 está em alta e em IN2 em baixa, Q1 e Q4 estão ligados. Quando IN1 está em baixa e IN2 está em alta, Q2 e Q3 estão ligados. Finalmente, quando ambos IN1 e IN2 estão em alta ou baixa, não há circulação de corrente pela fase.

Do jeito apresentado acima, a limitação da corrente na fase, quando o motor está parado ou em baixa velocidade, deve-se unicamente à resistência ôhmica do enrolamento. Como esta resistência é muito baixa, a corrente atingiria valores proibitivos em frações de segundo, queimando os transistores e/ou o enrolamento. A solução para este problema consistia na colocação de um resistor de potência em série com o enrolamento, baixando assim o valor da corrente. O grande inconveniente desta solução é a óbvia perda de potência líquida dissipada em forma de calor nestes resistores. Inconvenientes secundários são o próprio espaço físico a ser ocupado por estes resistores e o calor por eles gerado, aquecendo todos os componentes eletrônicos próximos.

A forma mais bem sucedida para contornar este problema é a introdução da idéia de limitação da corrente por ceifamento (chopping) da tensão, tão logo a corrente ultrapasse um valor limite pré-estabelecido. Assim, coloca-se um resistor de baixíssima resistência (0,3 ohm) em série com o enrolamento. A queda de tensão através dele será proporcional à corrente passando pelo enrolamento. Esta tensão é comparada com uma tensão de referência, que quando ultrapassada, provoca o desligamento (ceifamento) da tensão de alimentação da ponte interrompendo a circulação de corrente. Normalmente, esta operação é feita por meio de um circuito auxiliar denominado "chopper", que trabalha combinado à ponte em H. A figura abaixo ilustra de forma esquemática o conjunto chopper-ponte.



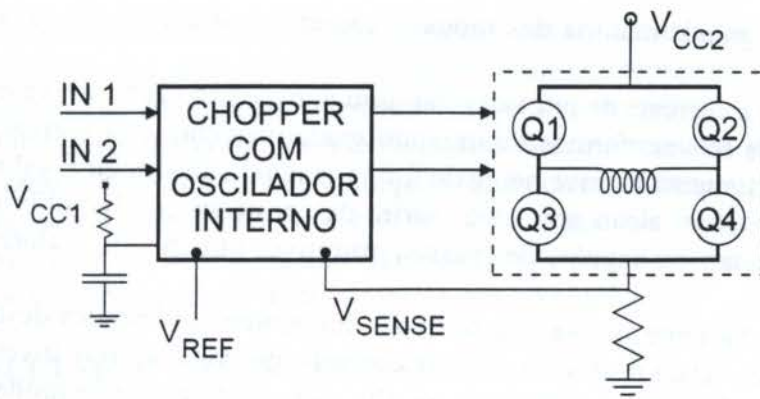


Figura 2. Unidade completa de potência Chopper- Ponte H

A religação da corrente é feita após um intervalo de tempo determinado por um oscilador interno localizado no chopper. A frequência deste oscilador é determinada pelo circuito RC mostrado na figura.

Para um motor padrão de duas fases são utilizados dois circuitos semelhantes ao mostrado na figura 2 compondo, juntamente com um circuito decodificador, um acionamento completo. A figura 3 ilustra este conjunto.

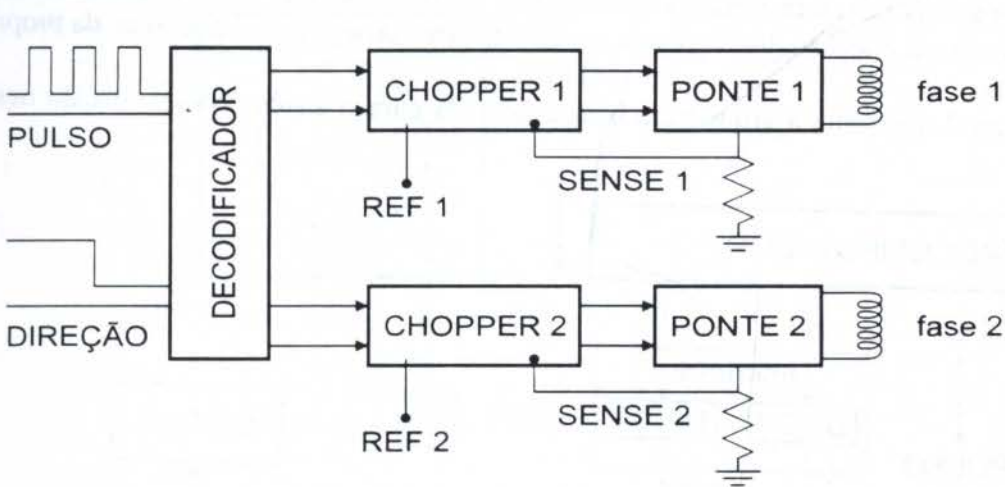


Figura 3. Acionamento completo para motor de duas fases

O circuito decodificador recebe sinais de pulso e direção, gerando as ondas quadradas para o chaveamento correto das fases 1 e 2.

### 3. O CONCEITO DE MICROPASSO E SUA IMPLEMENTAÇÃO

Quando um motor de duas fases opera em passo inteiro, cada passo é executado como consequência do chaveamento da corrente numa dada fase de um valor máximo num sentido para um valor máximo no sentido contrário. Isto provoca o salto da resultante magnética no stator de uma posição para outra, fazendo com que o rotor atinja uma nova posição de equilíbrio. A diferença angular das duas posições equivale a um passo inteiro e depende de

fatores construtivos do motor. Na grande maioria dos motores comerciais o ângulo do passo inteiro é de 1,8 graus.

Se ao invés de chavearmos a corrente de um valor máximo num sentido para um valor máximo no sentido oposto de uma só vez, formos diminuindo gradativamente esta corrente até atingir um valor nulo e, então, aumentá-la novamente de forma gradual, até atingir o valor máximo no sentido oposto, o rotor alcançará uma série de posições de equilíbrio intermediárias, permitindo fracionar o ângulo de passo primitivo em novos valores denominados micropassos.

Apesar de ser um conceito bastante simples e intuitivo, a implementação prática desta idéia tem apresentado dificuldades relacionadas ao efetivo controle da corrente nos níveis intermediários e a possibilidade de fazer estas alterações em alta velocidade para não limitar severamente a velocidade máxima de rotação do motor. Só com o advento mais recente das pontes H em circuitos integrados e com controle chopperizado da corrente, tornou-se possível a implementação de acionamentos em micropasso confiáveis e com um custo competitivo com os acionamentos tradicionais.

Passamos a apresentar a implementação do acionamento em micropasso desenvolvido neste trabalho. Como requisito da pesquisa, foi minimizada a parte de controle digital a nível de hardware, passando a ser feito pelo programa computacional implementado. Novamente, isto é possível dada a elevadíssima velocidade da nova geração de microcomputadores, o que permite o controle em tempo real.

Como comentado, o ponto focal do acionamento em micropasso é o controle da corrente em níveis intermediários. Isto é feito alterando o valor da tensão de referência correspondente a cada fase, que alimenta o circuito do chopper. Assim, como a corrente média na fase é proporcional à tensão de referência, ao alterar esta consegue-se a alteração da própria corrente na fase.

A Figura 4 apresenta a arquitetura básica adotada para o sistema desenvolvido neste trabalho:

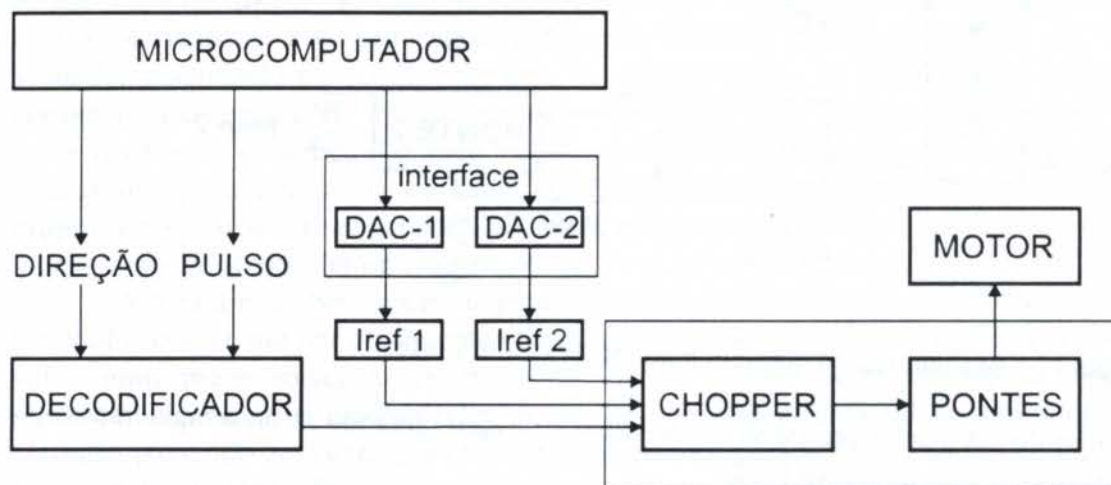


Figura 4. Diagrama geral dos blocos do acionamento em micropasso.

O controlador utilizado é um microcomputador, que alimenta o circuito Decodificador com sinais de pulso e direção correspondentes a uma operação tradicional em passo inteiro. O decodificador recebe estes sinais e gera ondas quadradas que alimentam o chopper, determinando o exato instante para a troca do sentido da corrente em cada fase do motor. Ao mesmo tempo, o microcomputador envia ao acionamento o valor da corrente naquele instante



para cada fase. Estes valores, em forma digital, são convertidos por meio de dois conversores D/A em tensões que, uma vez condicionadas, passam a representar a tensão de referência para cada fase e assim, determinam o respectivo nível da corrente.

Os valores das correntes intermediárias são determinados pelo programa de controle e toda a comunicação entre o microcomputador e o acionamento é realizada pela porta paralela da impressora. Foram adotados 4 bits por fase, o que nos fornece um máximo de 16 níveis intermediários de corrente ou 32 micropassos por passo inteiro. Nesta resolução máxima o motor passa a operar em 6400 micropassos por revolução.

#### 4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Os primeiros testes para a avaliação do desempenho foram feitos no sentido de verificar, para diversos torques, as velocidades máximas possíveis antes da perda de passos. O arranjo experimental constituiu na montagem de um motor com o eixo na posição horizontal e ao qual foi acoplado uma polia de 3 cm de raio que sustenta um peso determinado. A figura No.5 ilustra esquematicamente esta montagem. Alterando-se os valores do peso, consegue-se uma gama variada de torques resistentes.

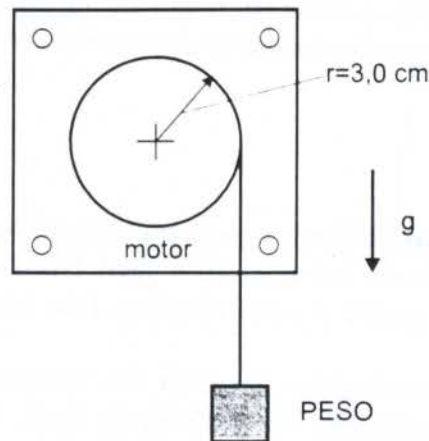


Figura 5. Diagrama da montagem experimental para os testes.

Os testes iniciais já realizados foram de natureza eminentemente estática, obtidos com rampas de aceleração bem suaves. O motor utilizado foi de fabricação da Syncro Eletromecânica, modelo 841 401-8, com corrente nominal de 3 A por fase.

O experimento constituiu em levantar a carga a partir de um ponto inicial a uma altura pré-determinada. A movimentação era iniciada a uma velocidade baixa, sendo aumentada em cada corrida seguinte, até que o motor não mais conseguisse alcançar a posição final revelando a perda de passo. O valor da velocidade final era registrado e uma nova bateria de corridas para um novo peso era efetuada início.

A tabela abaixo contém os resultados destas experiências.

Tabela 1: Velocidades máximas alcançadas para diversos torques

TENSÃO (V)	PESO (gf)	TORQUE (N.cm)	VELOC. (rev/s)
18	285	8,38	2,77
18	577	16,96	2,16
18	725	21,32	2,16
18	942	27,69	2,16
18	1010	29,69	1,62
18	1535	45,13	1,28
18	1920	56,48	não coseguiu
24	942	27,69	2,77
24	1010	29,69	2,77
24	1920	56,48	não conseguiu

Pode-se notar que a tensão nas pontes em H desempenha um papel fundamental. O ideal seria aumentar mais a tensão e fazer novos testes, o que não foi feito neste trabalho para não se correr o risco de danificar a ponte, já que na ocasião dos testes não dispunhamos de peças sobressalentes.

Cabe ressaltar que em todos os testes o funcionamento do motor foi praticamente isento de ruído ou vibração, ao contrário de quando executado em passo inteiro ou mesmo em meio passo.

## 5. CONCLUSÕES

O trabalho apresentou resultados encorajadores, pois permitiu a construção e operação de um acionamento em micropasso de relativo baixo custo e fácil fabricação. O perfil de níveis de corrente foi mantido linear entre zero e o valor máximo, mas pode facilmente ser alterado já que é programado em software.

Foi claramente observado um funcionamento superior em termos de ausência de trepidação quando comparado com uma operação em velocidade igual, porém em passo inteiro ou meio passo.

Para completar o trabalho, devem ser feitos novos ajustes e testes em tensões mais elevadas, na faixa de 40 V, para possibilitar a operação com torques mais elevados sem perda de passo. O objetivo final é chegar ao torque de 100 N.cm e 5 rev/s para este motor.

## 6. REFERÊNCIAS

BARTOS, F. J. Steppers and Servos, The Elite of Motors , *Control Engineering*, Vol 36, No. 16, December 1989.

BARTOS, F.J. Smaller Steps, More Useful Output Pace , *Control Engineering* , Vol. 39, No. 12, October 1991.



FERREIRA, C. G. Motor de Passo: Técnica de Acionamento Anti-Ressonância, *Tese de Mestrado*, Dept. Eng. Mecânica, COPPE-UFRJ, 1994.

GOUVINHAS, R.P. Desenvolvimento e Testes de Amortecedores para Motores de Passo, *Tese de Mestrado*, Dept. de Eng. Mecânica, PUC/RIO, 1991.

KUO, B. C. *Automatic Control Systems*, Prentice-Hall International Editions, 1995.

LIMA, R. V. Análise e Desenvolvimento Experimental de uma Placa Para Acionamento em Micropasso, *Tese de Mestrado*, Dept. de Eng. Mecânica, PUC-RIO, 1997.

SEGENREICH, S. A. An Update on Step Motor Vibration Control, *Diname 95*, ABCM, Caxambu, Brasil, March 1995.

SILVA, C. W. *Control Sensors and Actuators*, Prentice-Hall, 1989.

SILVA, C. W. Design Equations for the Tooth Distribution of Stepping Motors, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 37, No.2, April 1990.

