



COMPROMETIDA COM A PROMOÇÃO DO DESENVOLVIMENTO DA ENGENHARIA E DAS CIÊNCIAS MECÂNICAS

**VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**VI NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING**  
**18 a 21 de agosto de 2010 – Campina Grande – Paraíba - Brasil**  
*August 18 – 21, 2010 – Campina Grande – Paraíba – Brazil*

## **AVALIAÇÃO DO CONFORTO DO MOTORISTA NA ÁREA VEICULAR**

**Walter Jesus Paucar Casas, walter.paucar.casas@ufrgs.br<sup>1</sup>**  
**Luis Roberto Centeno Drehmer, luisdrehmer@yahoo.com.br<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Departamento de Engenharia Mecânica, Sarmento Leite 425, CEP 90050-170, Porto Alegre - RS

***Resumo:** Este trabalho envolve a modelagem através de sistemas multicorpos necessária à análise do conforto e segurança do motorista de um veículo, posicionado num assento submetido à vibração por causa das irregularidades da estrada. Os dados para excitação na análise do assento são obtidos através das saídas do modelo do veículo completo. O modelo é alimentado com dados do perfil da estrada, definidos por uma excitação randômica. As rotinas computacionais foram desenvolvidas utilizando o programa MATLAB®. Parâmetros da literatura são escolhidos para alimentar os modelos a fim de mensurar valores de vibração transmitidos ao motorista. O conforto e a segurança são analisados pelos modelos conforme as orientações previstas pela ISO-2631, e os resultados apresentam uma redução dos efeitos da vibração em 55% no motorista, quando utilizadas suspensões ativas no veículo e no assento do motorista.*

***Palavras-chave:** vibrações, modelo veicular, assento do motorista, sistema multicorpo*

### **1. INTRODUÇÃO**

O conforto e a segurança veicular envolve o estudo das excitações provocadas no veículo, por causa da sua exposição prolongada e repetida nas auto-estradas e rodovias, onde os veículos transitam sob condições desfavoráveis, o que pode produzir danos à saúde, especialmente na região lombar e no sistema digestivo. A necessidade de preservar a qualidade de vida e segurança do motorista é necessária, exigindo soluções novas, eficientes e criativas relacionadas com o conforto e segurança veicular.

Inúmeros modelos veiculares são estudados na literatura, como os modelos em duas dimensões e três dimensões. Em comum, tais modelos não perfazem a realidade do veículo e não conseguem simular todos os movimentos pertinentes a ele. O modelo analisado neste trabalho considera três tipos de dados: os dados de entrada obtidos por intermédio do perfil da estrada, os dados do modelo do veículo e os dados do modelo do assento. A estrada é a fonte de excitação inicial do problema e fornece os dados para alimentar o modelo veicular. As acelerações verticais, provenientes da solução desse modelo, são repassadas ao assento.

Segundo Gillespie (1992), os métodos de engenharia para lidar com vibrações são preocupações permanentes, o que se traduz na dificuldade inerente para definir o modo de desempenho do veículo quando submetido a efeitos vibratórios.

Os modelos considerados neste trabalho são aqueles propostos por Bouazara, Richard e Rakheja (2006), atendendo aos requisitos das normas ISO-2631 e BS-6841. Os dados de excitação são extraídos do trabalho proposto por Dodds e Robson (1973) sobre perfis de estrada.

### **2. DESENVOLVIMENTO**

#### **2.1. Dose de Vibração**

A norma ISO-2631 (1997) indica parâmetros correlacionados com a frequência de vibração e a aceleração vertical. A norma envolve a utilização de ponderação da frequência e de fatores de multiplicação para determinar as sensibilidades do corpo humano em diferentes eixos de atuação. Como valor referencial, segundo utilizado nas medições de Paddan e Griffin (2001), a aceleração é submetida a uma modificação por pesos de frequência e determina um valor de dose de vibração (VDV) aceitável. A Eq. (1) expressa o valor analítico do VDV:

$$VDV(m/s^{1,75}) = \left[ \int_0^T a_c(t)^4 dt \right]^{1/4} \quad (1)$$

onde  $a_c(t)$  representa a aceleração vertical ajustada pelo peso de frequência ao longo do tempo no motorista, dada em  $m/s^2$ . O tempo  $t$  é dado em segundos. Essa equação é complexa de ser utilizada e, no presente trabalho, é simplificada. É possível calcular um valor estimado para o  $VDV$ , segundo a norma BS-6841 (1987). A Eq. (2) indica esse valor:

$$VDV = eVDV = 1,4 a_{rms} t^{1/4} \quad (2)$$

em que  $a_{rms}$  é a aceleração *rms*, ponderada pelas frequências, dada em  $m/s^2$ , e  $t$  é o tempo de exposição, em segundos. Essa equação permite calcular um  $VDV$  estimado para um dado eixo de orientação. As acelerações são dadas por  $\ddot{z}_c$  (aceleração vertical do assento) e comparadas com os  $VDVs$  da ISO-2631. O cálculo resulta numa aceleração equivalente *rms*, e o programa desenvolvido fornece essa aceleração.

Como o problema envolve vibrações em múltiplos eixos, o  $VDV_{total}$  é calculado através do somatório de todos os eixos envolvidos. A norma BS-6841 sugere a Eq. (3):

$$VDV_{total} = \left( VDV_{xs}^4 + VDV_{ys}^4 + VDV_{zs}^4 + VDV_{xb}^4 \right)^{1/4} \quad (3)$$

Na Eq. (3), os índices *xs*, *ys* e *zs* representam os eixos *x*, *y* e *z* do assento. O índice *xb* é o eixo *x* traseiro (backrest). Para avaliar os dados de saída do modelo, é necessário compará-los com aqueles determinados nas normas BS-6841 e ISO-2631. A Eq. (2) permite calcular as acelerações *rms*. Elas são aplicadas numa escala que determina o conforto do usuário, conforme apresentado na Tab. 1.

**Tabela 1. Escala de desconforto sugerida pelas normas BS-6841 e ISO-2631**

Índice de conforto	Escala
Menor do que 0,315 $m/s^2$	Confortável
0,315 – 0,63 $m/s^2$	Levemente confortável
0,5 – 1 $m/s^2$	Pouco confortável
0,8 – 1,6 $m/s^2$	Desconfortável
1,25 – 2,5 $m/s^2$	Muito desconfortável
Maior do que 2,0 $m/s^2$	Extremamente desconfortável

## 2.2. Perfil da estrada

O perfil da estrada é considerado que está submetido a mudanças aleatórias devido à natureza de sua condição. Um procedimento utilizado nas modelagens de perfis de estradas consiste em classificá-las através de espectros de potência. O modelo estudado corresponde a um *campo aleatório gaussiano bidimensional e isotrópico*, proposto por Dodds e Robson (1973). Essa estrada é determinada pela função tipo *PSD (power spectral density)*, resultando numa análise mais simplificada, porque as propriedades superficiais são obtidas por medições realizadas num único trecho ao longo da pista. A isotropia da condição permite manter as mesmas propriedades em todas as direções.

O perfil de estrada é expresso como uma função randômica de duas variáveis: uma coordenada longitudinal *x* e uma coordenada transversal *y*. A estatística de um processo nessas condições, com média igual a zero e baseado no histórico da excitação, requer apenas dos espectros de potência para descrevê-lo, conforme apresentado por Dodds e Robson (1973). Essas restrições permitem obter uma aproximação pela *equação do espectro de potência* através de uma forma analítica, mostrada nas Eqs. (4) e (5),

$$\gamma(n) = \gamma(n_0) \left( \frac{n}{n_0} \right)^{-\omega_1}, n \leq n_0 \quad (4)$$

$$\gamma(n) = \gamma(n_0) \left( \frac{n}{n_0} \right)^{-\omega_2}, n \geq n_0 \quad (5)$$

onde as frequências  $\omega_1$  e  $\omega_2$ , dadas em Hz, recebem valores particulares dependendo do tipo de estrada. O número de onda é  $n$ , e o número de onda específico é  $n_0$ , normalmente igual à  $1/2\pi$  ciclo/m. O tipo de estrada associado é exibido conforme a Tab. 2,

**Tabela 2. Qualidade da estrada**

Tipo de Estrada	Qualidade da estrada	$\gamma(n_0)$ [ $10^{-6}$ m <sup>3</sup> /ciclo]	$\omega_1$ [Hz]	$\omega_2$ [Hz]
Estradas secundárias	Média	32 – 128	1,945	1,36
	Pobre	128 – 512		
	Muito Pobre	512 – 2048		
Estradas principais	Muito boa	2 – 8	2,050	1,440
	Boa	8 – 32		
	Média	32 – 128		
	Pobre	128 – 512		
Rodovias	Muito boa	2 – 8	1,945	1,360
	Boa	8 – 32		

Os parâmetros assumidos nesse estudo são de estradas secundárias com qualidade muito pobre, porque elas determinam o pior caso possível para veículos de passeio. O valor de  $\gamma(n_0)$  é a densidade espectral na frequência descontínua  $n_0$ . É perfeitamente possível tratá-lo como um *coeficiente de rugosidade superficial da estrada*. Ele é expresso em termos da densidade espectral e da razão de amplitude entre as duas estradas, proporcionais à raiz quadrada de seus respectivos valores de  $\gamma(n_0)$ , conforme indicado nas Eqs. (4) e (5) já mencionadas.

As frequências  $\omega_1$  e  $\omega_2$  podem ser aproximadas para um valor de  $\omega = 2,5$  Hz na seguinte Eq. (6):

$$\gamma(n) = \gamma(n_0) \left( \frac{n}{n_0} \right)^{-\omega} \quad (6)$$

Válida para qualquer número de onda  $n$ . Essa simplificação é desenvolvida no programa e oferece resultados satisfatórios. O presente trabalho utiliza um valor constante de  $\omega$ , com valor médio  $\omega = 2,5$  Hz.

Nessa caso, a equação do espectro de potência  $\gamma(n)$  é aplicável dentro de certa faixa de números de onda. A limitação dos equipamentos, para captarem maiores números de onda, determina a faixa de aplicação confiável da função. No presente trabalho, ela é válida somente na faixa de 0,5 Hz e 50 Hz e na faixa de 5 m/s e 50 m/s. Para correlacionar a velocidade com o número de onda, é necessário utilizar a Eq. (7),

$$\omega = \frac{2\pi v}{\lambda} = 2\pi n v \quad (7)$$

Dessa forma, utilizando a frequência angular definida segundo a Eq. (7), é possível determinar um intervalo do número de onda de 0,01 ciclos/m a 10 ciclos/m. Segundo Morsch (2001), os valores resultantes no espectro da pista fora desses intervalos não têm influência na previsão do espectro de resposta dentro da faixa de interesse. A hipótese de contato pontual da pista e do pneu é desconsiderada para as irregularidades com comprimento de onda  $\lambda$  menores do que o comprimento médio da zona de contato real na interface pneu-estrada. Os perfis da estrada oferecem os deslocamentos de entrada  $z_{f11}$ ,  $z_{f12}$ ,  $z_{f21}$  e  $z_{f22}$ , dados em metros, usados no modelo do veículo na interface pneu-estrada, um para cada pneu. A rotina da função *PSD* é alimentada por dados de um arquivo externo.

### 2.3. Modelo do Assento

O modelo do assento apresentado é não-linear, com dois graus de liberdade, capaz de simular suspensões ativas e semi-ativas. Esse assento é disposto numa base. As massas do modelo do assento,  $m_c$  e  $m_{ss}$ , representam a massa do motorista e a massa do assento, respectivamente, conforme sugerido por Bouazara, Richard e Rakheja (2006). A almofada do assento é representada pela rigidez linear  $K_c$  e pelo coeficiente de amortecimento  $C_c$ . Já a suspensão é representada por quatro fatores: a rigidez linear  $K_{ss}$ , a mola para limitar os solavancos  $K_{st}$ , a força de atrito seco  $F_f$  e o coeficiente de amortecimento viscoso  $C_{ss}$  (utilizado para assentos que possuam somente suspensão passiva). O modelo é versátil, uma vez que possibilita simular tanto os sistemas de suspensões ativas e semi-ativas, quanto os sistemas de suspensões passivas. Nos sistemas com suspensões ativas e semi-ativas, as forças de amortecimento provocadas pelos amortecedores ativos substituem a força de amortecimento viscoso do sistema passivo. Na Fig. 1, essas variáveis são observadas nesse modelo de assento:

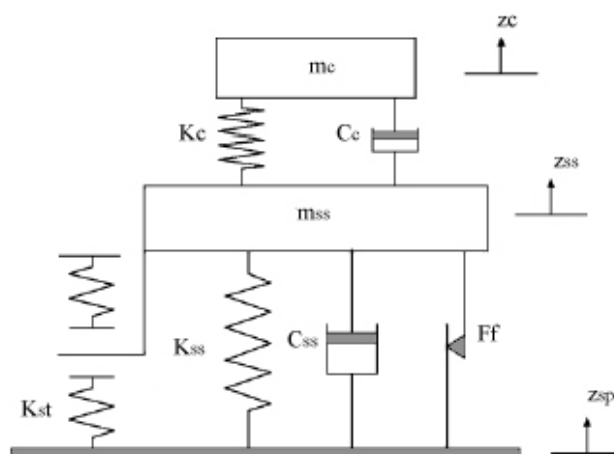


Figura 1. Modelo 2-D do assento, adaptado de Bouazara, Richard e Rakheja (2006).

Esse modelo é não-linear, porque apresenta três tipos de forças distintas: as forças de amortecimento, as forças de atrito seco (de Coulomb) e as forças desenvolvidas pelas paradas estáticas. As mesmas originam solavancos, os quais são determinados por diferentes valores,  $K_{stc}$  e  $K_{ste}$ , em compressão e descompressão respectivamente. Quando a aba do assento estiver na posição inferior, a mola sofre compressão; quando estiver na posição superior, a mola sofre descompressão. Na Fig. 2, essa aba está representada por  $K_{st}$ , e ela fica próxima ao encosto do assento.

O sistema de equações é discretizado no domínio do tempo, na forma escalar, conforme a modelagem proposta por Bouazara, Richard e Rakheja (2006):

$$m_c \ddot{z}_c = -F_c \quad (8)$$

$$m_{ss} \ddot{z}_{ss} = F_c - F_{sp} \quad (9)$$

$$F_c = K_c(z_c - z_{ss}) + C_c(\dot{z}_c - \dot{z}_{ss}) \quad (10)$$

$$F_a = g_a \dot{z}_{ss} \quad (11)$$

$$F_{ss} = K_{ss}(z_{ss} - z_{sp}) + C_{ss}(\dot{z}_{ss} - \dot{z}_{sp}) \quad (12)$$

$$F_{st} = K_{st} \left( (z_{ss} - z_{sp}) - \frac{d}{2} \right) \quad (13)$$

$$F_f = F_f \frac{\left\| \left( \dot{z}_{ss} - \dot{z}_{sp} \right) \right\|}{\left( \dot{z}_{ss} - \dot{z}_{sp} \right)} \quad (14)$$

$$F_{sp} = F_a + F_{ss} + F_{st} + F_f \quad (15)$$

Neste caso,  $z_c$  corresponde ao deslocamento vertical do próprio motorista e  $z_{ss}$  corresponde ao deslocamento vertical da massa do assento. As equações do sistema são alimentadas pelo deslocamento vertical oriundo do modelo do veículo – no caso,  $z_{sp}$ . Para obter a solução do sistema, são calculadas as forças que influenciam a força provocada pelo veículo,  $F_{sp}$ . Elas correspondem ao sistema da base do assento e envolvem a força de suspensão,  $F_{ss}$ , a força da aba de compressão e descompressão,  $F_{st}$ , a força de atrito de Coulomb,  $F_f$ , e a força do tipo de suspensão (ativo, semi-ativo ou passivo),  $F_a$ . A suspensão ativa é representada por  $g_a$ , e vale 294 Ns/m conforme os resultados obtidos por Bouazara, Richard e Rakheja (2006). Os dados do assento são indicados na Tab. 3:

Tabela 3. Parâmetros do modelo do assento

Parâmetro	Valor
$m_c$	80 kg
$m_{ss}$	10 kg
$F_f$	15 N
$K_{stc}$	69 kN/m
$K_{ste}$	169 kN/m
$K_c$	$35 < K_c < 100$ kN/m
$K_{ss}$	$3,5 < K_{ss} < 10$ kN/m
$C_c$	$350 < C_c < 700$ Ns/m
$C_{ss}$	$300 < C_{ss} < 1000$ Ns/m

## 2.4. Modelo do Veículo

O modelo veicular utilizado na análise é observado na Fig. 2. O comportamento veicular do mesmo determina os movimentos verticais, de rolamento e de *pitching*. Segundo Bouazara, Richard e Rakheja (2006), os movimentos de guinada podem ser negligenciáveis, uma vez que seus efeitos (em termos de conforto, segurança e dirigibilidade) têm pouca influência. Esse modelo é alimentado pela excitação do perfil da estrada e apresenta resultados que são implementados na entrada do modelo do assento.

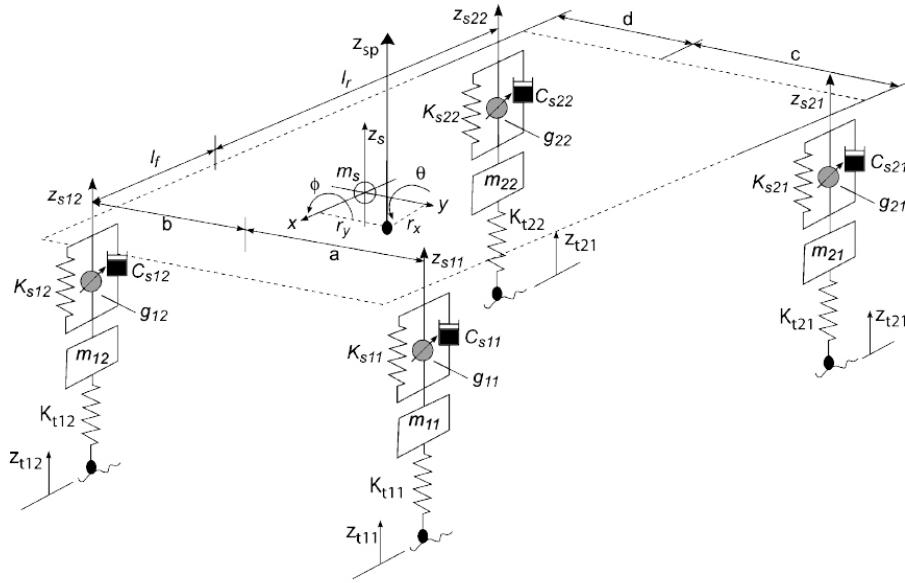


Figura 2. Modelo 3-D do veículo, adaptado de Bouazara, Richard e Rakheja (2006).

O modelo veicular é composto pela massa do veículo,  $m_s$ , e pelas massas dos eixos,  $m_{11}$ ,  $m_{12}$ ,  $m_{21}$ ,  $m_{22}$ , pelos coeficientes de amortecimento  $C_{s11}$ ,  $C_{s12}$ ,  $C_{s21}$ ,  $C_{s22}$ , e pelos coeficientes de rigidez da suspensão do veículo,  $K_{s11}$ ,  $K_{s12}$ ,  $K_{s21}$ ,  $K_{s22}$ , e pneus,  $K_{t11}$ ,  $K_{t12}$ ,  $K_{t21}$ ,  $K_{t22}$ . Além disso, o modelo usa o coeficiente de amortecimento para a suspensão ativa, representados por  $g_{11}$ ,  $g_{12}$ ,  $g_{21}$ ,  $g_{22}$  e obtidos pela solução da equação de Riccati.

O sistema de equações é discretizado no domínio do tempo, na forma escalar, conforme a proposta de Bouazara, Richard e Rakheja (2006):

$$z_{sp} = z_s - r_x \theta + r_y \phi \quad (16)$$

$$z_{s11} = z_s - l_f \theta + a \phi \quad (17)$$

$$z_{s12} = z_s - l_f \theta - b \phi \quad (18)$$

$$z_{s21} = z_s + l_r \theta + c \phi \quad (19)$$

$$z_{s22} = z_s + l_r \theta - d \phi \quad (20)$$

$$F_{s11} = K_{s11}(z_{s11} - z_{11}) + C_{s11}(\dot{z}_{s11} - \dot{z}_{11}) \quad (21)$$

$$F_{s12} = K_{s12}(z_{s12} - z_{12}) + C_{s12}(\dot{z}_{s12} - \dot{z}_{12}) \quad (22)$$

$$F_{s21} = K_{s21}(z_{s21} - z_{21}) + C_{s21}(\dot{z}_{s21} - \dot{z}_{21}) \quad (23)$$

$$F_{s22} = K_{s22}(z_{s22} - z_{22}) + C_{s22}(\dot{z}_{s22} - \dot{z}_{22}) \quad (24)$$

$$F_{a11} = g_{11} \dot{z}_{s11} \quad (25)$$

$$F_{a12} = g_{12} \dot{z}_{s12} \quad (26)$$

$$F_{a21} = g_{21} \dot{z}_{s21} \quad (27)$$

$$F_{a22} = g_{22} \dot{z}_{s22} \quad (28)$$

$$m_{11} \ddot{z}_{11} = F_{s11} + F_{a11} - K_{t11}(z_{11} - z_{t11}) \quad (29)$$

$$m_{12} \ddot{z}_{12} = F_{s12} + F_{a12} - K_{t12}(z_{12} - z_{t12}) \quad (30)$$

$$m_{21} \ddot{z}_{21} = F_{s21} + F_{a21} - K_{t21}(z_{21} - z_{t21}) \quad (31)$$

$$m_{22}\ddot{z}_{22} = F_{s22} + F_{a22} - K_{t22}(z_{22} - z_{t22}) \quad (32)$$

$$m_s\ddot{z}_s = -F_{s11} - F_{s12} - F_{s21} - F_{s22} - F_{a11} - F_{a12} - F_{a21} - F_{a22} + F_{sp} \quad (33)$$

$$I_{sy}\ddot{\theta} = l_f F_{s11} + l_f F_{s12} - l_r F_{s21} - l_r F_{s22} + l_f F_{a11} + l_f F_{a12} - l_r F_{a21} - l_r F_{a22} - r_x F_{sp} \quad (34)$$

$$I_{sx}\ddot{\phi} = -aF_{s11} + bF_{s12} - cF_{s22} + dF_{s21} - aF_{a11} + bF_{a12} - cF_{a22} + dF_{a21} + r_y F_{sp} \quad (35)$$

em que  $m_s$  e  $m_{ij}$  representam as massas no sistema, dadas em kg;  $z_s$ ,  $z_{sp}$  e  $z_{sij}$  representam os deslocamentos do modelo, dados em metros;  $F_{sp}$ ,  $F_{sij}$  e  $F_{aij}$  representam as forças, dadas em N;  $K_{sij}$  e  $K_{tij}$  representam os coeficientes de rigidez, dados em N/m;  $g_{ij}$  representa os coeficientes de amortecimento ativos, dados em Ns/m. O sistema de suspensão do modelo apresentado é ativo e, por isso, os coeficientes de amortecimento,  $g_{ij}$ , são diferentes de zero. As distâncias,  $r_x$  e  $r_y$ , indicam a posição do assento em relação ao centro de massa do veículo, em metros. Os dados do veículo são indicados na Tab. 4:

**Tabela 4. Parâmetros do modelo do veículo para os eixos 11 a 22**

$m_c$	$m_s$	$m_{11}$	$m_{12}$	$m_{21}$	$m_{22}$
80 kg	1460 kg	40 kg	40 kg	35,5 kg	35,5 kg
$I_{sy}$	$I_{sx}$	$K_{s11}$	$K_{s12}$	$K_{s21}$	$K_{s22}$
2460 kgm <sup>2</sup>	460 kgm <sup>2</sup>	19,96 kN/m	19,96 kN/m	17,5 kN/m	17,5 kN/m
$C_{s11}$	$C_{s12}$	$C_{s21}$	$C_{s22}$	$g_{11}$	$g_{12}$
1290 Ns/m	1290 Ns/m	1620 Ns/m	1620 Ns/m	1290 Ns/m	1290 Ns/m
$g_{21}$	$g_{22}$	$K_{t11}$	$K_{t12}$	$K_{t21}$	$K_{t22}$
1620 Ns/m	1620 Ns/m	175,5 kN/m	175,5 kN/m	175,5 kN/m	175,5 kN/m
$l_f$	$l_r$	$a$	$b$	$c$	$d$
1,011 m	1,803 m	0,761 m	0,761 m	0,755 m	0,755 m

### 3. ANÁLISE DE RESULTADOS

O veículo trafega na linha horizontal, com velocidade  $v = 20$  m/s, durante 2 segundos de simulação. Os resultados obtidos são realizados no *domínio do tempo*. A Tab. 5 apresenta dados extraídos do processo de otimização desenvolvido por Bouazara, Richard e Rakheja (2006) do conforto e segurança neste modelo com diversos tipos de suspensões numa estrada não randômica, os mesmos que serão utilizados neste caso para uma estrada aleatória:

**Tabela 5. Parâmetros da suspensão**

Restrição de Projeto	Suspensão Passiva	Suspensão Semi-Ativa	Suspensão Ativa
$10 < K_{s11}, K_{s12} < 30$ kN/m	14,805 kN/m	18,883 kN/m	18,108 kN/m
$10 < K_{s21}, K_{s22} < 30$ kN/m	22,537 kN/m	22,610 kN/m	22,618 kN/m
$0,5 < C_{s11}, C_{s12} < 2$ kNs/m	1,384 kNs/m	1,378 kNs/m	1,736 kNs/m
$0,5 < C_{s21}, C_{s22} < 2$ kNs/m	1,118 kNs/m	1,382 kNs/m	1,627 kNs/m
$0,5 < g_{11}, g_{12} < 2$ kNs/m	-	1,313 kNs/m	1,438 kNs/m
$0,5 < g_{21}, g_{22} < 2$ kNs/m	-	1,262 kNs/m	1,268 kNs/m
$0 < r_x < 0,7$ m	0,360 m	0,318 m	0,295 m
$0,2 < r_y < 0,7$ m	0,234 m	0,233 m	0,232 m

Apresentam-se nas Figs. 3, 4 e 5 os resultados obtidos para o caso de veículo e assento com suspensões plenamente ativas, se notando a sua influencia no conforto e segurança do motorista.

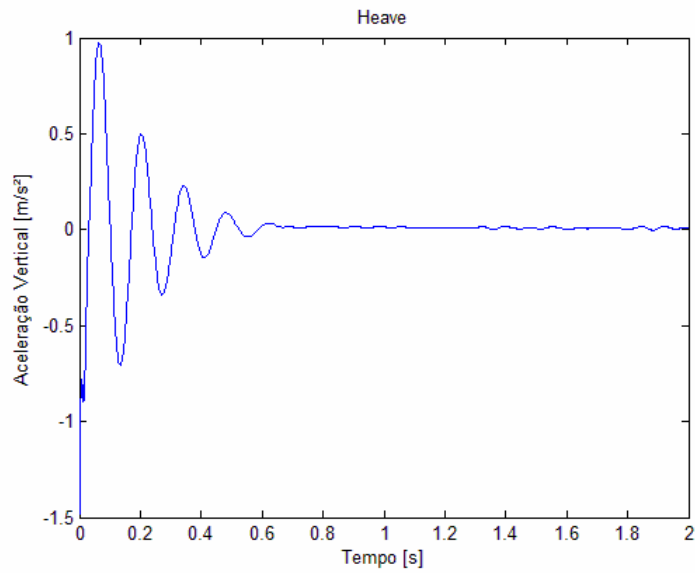


Figura 3. Aceleração vertical da massa suspensa (*heave*)

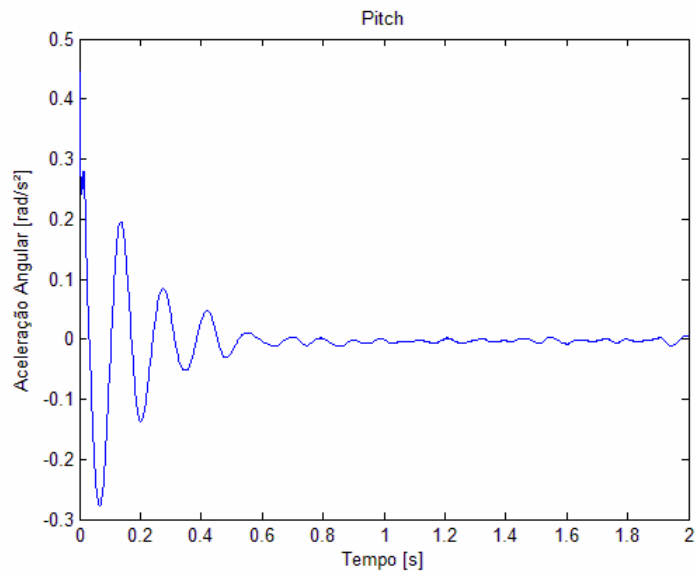


Figura 4. Aceleração angular em torno de *y* (*pitch*)

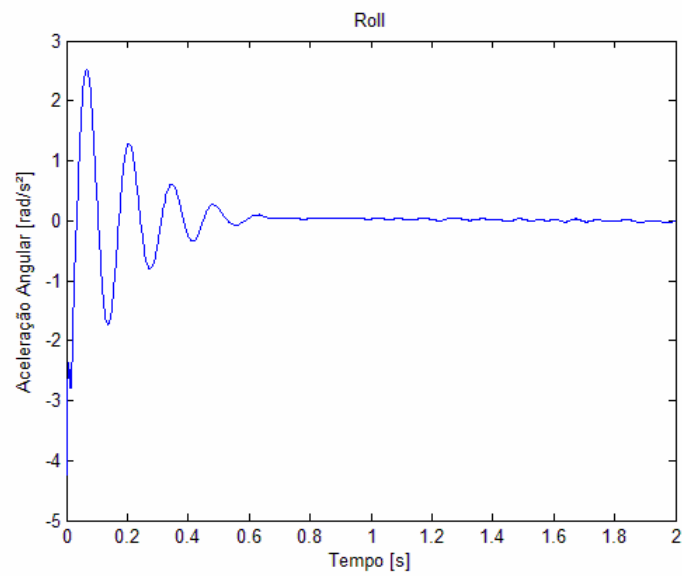
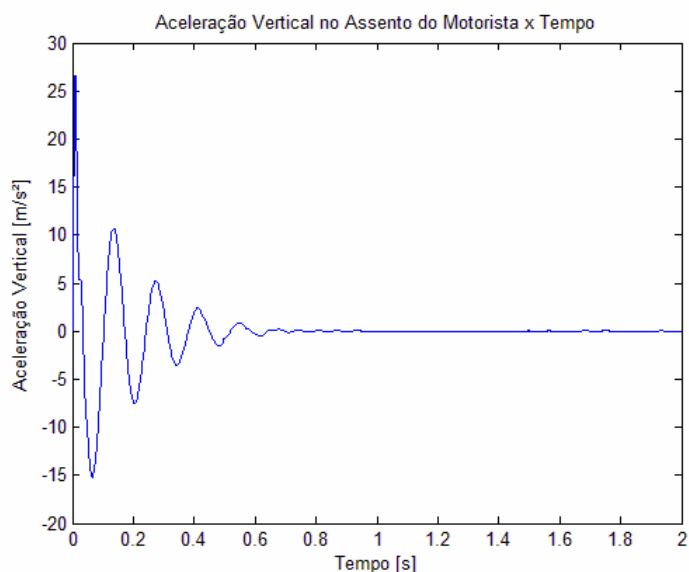


Figura 5. Aceleração angular em torno de *x* (*roll*)

A aceleração transmitida através do assento,  $a_{rms}$ , é  $0,3860 \text{ m/s}^2$ . O resultado está dentro da faixa levemente confortável, segundo a ISO-2631. A aceleração vertical no motorista,  $\ddot{z}_c$ , está representada na Fig. 6.



**Figura 6. Aceleração vertical rms no assento**

Os resultados da simulação indicam um bom comportamento das curvas geradas a partir de 0,8 segundos. Antes desse tempo, o motorista pode se sentir desconfortável logo no início do movimento, conforme observado na Fig. 6.

O efeito de amortecimento obtido nas curvas é evidente se, pelo menos, o veículo possuir suspensões ativas nos quatro eixos. Quando combinado com a suspensão ativa do assento, a redução da aceleração transmitida através do assento no motorista,  $a_{rms}$ , é consideravelmente elevada; porém, o tempo de processamento da execução do programa se torna maior.

#### 4. CONCLUSÕES

A inclusão de um sistema de suspensão ativa ou semi-ativa no veículo (ou no assento) permite isolar a vibração transmitida. O modelo descreve a maioria dos movimentos que um veículo pode desempenhar e os efeitos que eles ocasionam no assento. Este, por sua vez, determina os efeitos transmitidos diretamente ao motorista.

O objetivo da presente análise é validar os modelos desenvolvidos por Bouazara Bouazara, Richard e Rakheja (2006), acoplando um perfil de estrada randômico, proposto pelos trabalhos de Dodds e Robson (1973), a fim de averiguar os efeitos vibracionais no motorista. Os resultados de Bouazara, Richard e Rakheja (2006) para o assento clássico e usando suspensão passiva no veículo, são de uma aceleração rms igual a  $0,856 \text{ m/s}^2$ . As simulações do presente trabalho resultaram numa aceleração rms igual  $0,386 \text{ m/s}^2$ , com uma redução de até 55% para as mesmas configurações, mas com um perfil de estrada secundária de qualidade muito pobre.

O presente trabalho pode ser estendido para outros tipos de veículos, tais como ônibus e caminhões, apenas alterando a geometria do modelo

#### 5. REFERÊNCIAS

- Bouazara, M.; Richard, M. J.; Rakheja, S. Safety and comfort analysis of a 3-D vehicle model with optimal non-linear active seat suspension. *Journal of Terramechanics*, v. 43, n. 2, p. 97-118, Apr. 2006.
- British Standards Institution. BS-6841: Measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock. London, 1987.
- Dodds, C. J.; Robson, J. D. The description of road surface roughness. *Journal of Sound and Vibration*, v. 31, n. 2, p. 175-183, 1973.
- Gillespie, Thomas P. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale, Pa: Society of Automotive Engineers, 1992.
- Ikenaga, S.; Lewis, F. L.; Campos, J.; Davis, L. Active suspension control of ground vehicle based on a full-vehicle model. In: American Control Conference, Chicago, Illinois. Proceedings... p. 4019-4024, 2000.
- International Organization for Standardization. ISO-2631: Guide for evaluation of human exposure to whole-body vibration. Europe, p. 760-775, 1978.
- Paddan, G. S.; Griffin, M. J. Evaluation of whole-body vibration in vehicles. *Journal of Sound and Vibration*, v. 253, n.1, p. 195-213, 2001.



## **6. DIREITOS AUTORAIS**

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.



**VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**VI NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING**  
**18 a 21 de agosto de 2010 – Campina Grande – Paraíba - Brasil**  
*August 18 – 21, 2010 – Campina Grande – Paraíba – Brazil*

## **EVALUATION OF THE DRIVER COMFORT IN THE VEHICULAR AREA**

**Walter Jesus Paucar Casas, [walter.paucar.casas@ufrgs.br](mailto:walter.paucar.casas@ufrgs.br)<sup>1</sup>**  
**Luis Roberto Centeno Drehmer, [luisdrehmer@yahoo.com.br](mailto:luisdrehmer@yahoo.com.br)<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Departamento de Engenharia Mecânica, Sarmiento Leite 425, CEP 90050-170, Porto Alegre - RS

***Abstract.** This work involves the necessary modeling using multibody systems for the analysis of the comfort and safety of the driver of a vehicle, located in a seat and submitted to vibrations because of the road irregularities. The data for seat excitement in the analysis are obtained with a complete vehicle model. The vehicular model is fed with data of the road profile, defined by a random input. The computational routines had been developed using the program MATLAB®. Parameters of the literature are chosen to feed the models in order to measure values of vibration transmitted to the driver. The comfort and the safety are analyzed by the models in agreement with some regulations established by the ISO-2631, and the results show a vibration reduction of 55% in the driver, when the active suspensions are used both in the seat and the vehicle.*

**Keywords:** *vibrations, vehicular model, driver seat, multibody system*