

DETERMINAÇÃO DE PROPRIEDADES DE ISOLADORES DE VIBRAÇÃO POR TÉCNICAS DE ESTIMAÇÃO DE PARÂMETROS

Luiz Antônio Vaz Pinto, D.Sc., Vaz@peno.coppe.ufrj.br¹
Ulisses A. Monteiro, M.Sc., Ulisses@peno.coppe.ufrj.br¹
Antônio Carlos R. Troyman, D.Sc., troy@peno.coppe.ufrj.br¹
José Carlos da Costa Araújo Junior, Grad., josecarlos@peno.coppe.ufrj.br¹

¹Escola Politécnica / UFRJ, Centro de Tecnologia – Laboratório de Ensaios Dinâmicos e Análise de Vibração - LEDAV/COPPE/UFRJ, Bloco I-108, Ilha do Fundão, CEP: 21945-970, Rio de Janeiro, Brasil.

Resumo: *O problema de ruído é de grande importância na indústria de exploração e produção de petróleo, seja pelos seus efeitos na produtividade, seja por efeitos na saúde e equilíbrio psicológico de pessoas sujeitas ao trabalho embarcado. Boa parte do ruído é transmitido pela estrutura de aço de navios e plataformas, atingindo locais remotos tais como escritórios e acomodações. A eficiência de isoladores de vibração, depende do peso, rotação e frequência natural do equipamento. O desgaste do isolador aproxima o equipamento de uma montagem rígida, algumas vezes até amplificando a energia vibratória transmitida. Neste contexto, o correto dimensionamento de isoladores deve representar considerável redução de ruído estrutural. Desde que o uso de shakers (excitadores de vibração) permite o levantamento de amplitudes de vibração, em ampla faixa de frequência, para forças de excitação conhecidas, o tratamento de com o problema inverso para obtenção de propriedades como a constante de amortecimento (c) e a constante elástica (k) parece adequado. Finalmente, resultados encontrados podem ser comparados às informações fornecidas pelos fabricantes dos isoladores e avaliada a efetividade de isoladores especificados para determinados equipamentos.*

Palavras-chave: *ruído estrutural, isoladores de vibração, problemas inversos, navios e plataformas.*

1. INTRODUÇÃO

O problema do ruído é de grande importância na indústria de exploração e produção de petróleo, seja pelos seus efeitos na produtividade ou na saúde e equilíbrio psicológico de pessoas sujeitas ao trabalho embarcado. Com a descoberta de novos poços e com a crescente importância adquirida por esse setor, é relevante avaliar o efeito provocado pela transmissão de ruído na estrutura de navios e plataformas, que constitui parcela significativa do ruído global.

A execução deste trabalho tem como principal aplicação na indústria do petróleo, contribuir para o conforto acústico da tripulação, sendo este item de grande relevância para este ramo, uma vez que é comprovado que os trabalhadores conseguem melhores resultados quando dispõem de um ambiente de trabalho propício e cômodo.

O controle acústico tem como finalidade contribuir também para a preservação da integridade estrutural das embarcações, aumentando a sua vida útil.

Conforme apresentado abaixo, a correta especificação dos isoladores de vibração diminui a transmissão de vibração e do ruído estrutural ao longo do navio.

2. OBJETIVO

Este trabalho é parte de um projeto cujo objetivo é acompanhar o desempenho dos isoladores de vibração nos equipamentos instalados nas plataformas de petróleo. Como esses isoladores operam em ambientes hostis, a sua vida útil acaba sendo menor, acarretando no aumento da vibração da estrutura que o suporta e no conseqüente aumento do ruído estrutural. Esse acompanhamento envolve a medição simultânea de vibração nas bases dos equipamentos e nas estruturas que os suportam.

O objetivo deste trabalho é a avaliação teórica do desempenho de um isolador de vibração em laboratório. Essa avaliação se dá através da determinação da constante de amortecimento (c) e da constante de mola (k), cujos resultados são comparados com os obtidos em catálogos para o mesmo isolador.

3. CONTROLE DE RUÍDO E VIBRAÇÃO

No setor naval/offshore, o controle de ruído e vibração é um fator importante no item de conforto e segurança dos trabalhadores e na proteção dos equipamentos.

O ruído resultante em um determinado local pode ser dividido em quatro parcelas, que podem ser observadas na Fig. (1), e são as seguintes:

- Ruído ambiente (Ambient Noise).
- Ruído de sistemas de ventilação e ar condicionado (HVAC System Noise).
- Ruído aéreo (Airborne Noise).
- Ruído estrutural (Structureborne Noise).

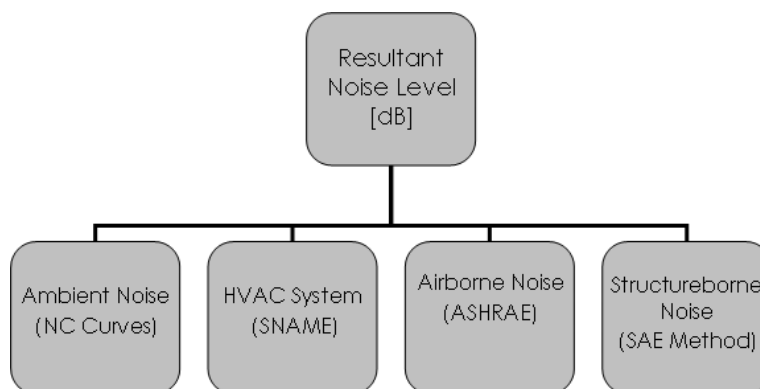


Figura 1. Parcelas de ruído que compõem o nível total num dado recinto.

Vibração e ruído gerados pelos equipamentos são facilmente transmitidos por via estrutural, uma vez que se trata de sistemas com baixa frequência natural ocasionada pela baixa rigidez, característica neste tipo de construção.

Como soluções para reduzir o impacto dos incômodos em consequência disso, existem alguns procedimentos a serem tomados durante a execução de um projeto:

- Seleção de máquinas que gerem menores esforços dinâmicos
- Instalação de máquinas com maior potencial de geração de esforços dinâmicos em locais com maior rigidez estrutural.
- Dimensionamento adequado da estrutura para oferecer menor resposta dinâmica aos esforços, como aumento de rigidez localizada, aumento pontual de massa ou amortecimento estrutural.
- Desacoplamento dinâmico com a finalidade de reduzir a transmissão dos esforços e para que a vibração residual da estrutura não interfira aos equipamentos ou áreas sensíveis.

Esta última alternativa é uma das maneiras mais eficientes e econômicas para reduzir os incômodos causados por este fenômeno. É realizado pela inserção de elementos resilientes, seja sob as fontes geradoras (isolação ativa), seja sob os receptores (isolação passiva), cessando a transmissão ocorrida estruturalmente.

Os fundamentos dessa técnica estão bem estabelecidos, o que permite projetar instalações de maneira eficaz e segura, ressaltando que além dessas considerações existam outros fatores que devem ser levados em consideração, neste tipo de aplicação, uma vez que se trata de embarcações sujeitas a movimentos nos seis graus de liberdade. Os isoladores devem ser projetados a fim de atender a todas essas exigências.

Algumas aplicações típicas dos isoladores de vibração são enumeradas a seguir:

Dutos de descarga de gases de combustão: um complemento indispensável para a isolamento dos motores a combustão, é a instalação dos dutos de descarga (motores de propulsão e auxiliares) sobre amortecedores, para filtrar as vibrações geradas pelas pulsações dos gases, além do fato de um sistema de fixação que permita a expansão térmica dos dutos em função da temperatura aplicada ao conjunto.

Motores principais: aplicado a máquinas de média e alta rotação, utilizando-se amortecedores com rigidez diferenciada, garantindo um controle nos movimentos do equipamento.

Turbo geradores e turbo bombas: normalmente requerem três apoios, a fim de não estarem sujeitas às deformações e tensões, são dimensionados a cada caso em função dos esforços diferenciados em cada ponto de fixação.

Superestrutura: é uma solução de alto desempenho, reduzindo o ruído e a vibração, através da montagem de toda a área aonde há a permanência de operadores e tripulação sobre isoladores de vibração.

Módulo de habitação: em plataformas marítimas a concentração de máquinas é muito elevada, resultando em um nível de vibração desconfortável para ambientes reservados ao descanso de toda tripulação, a solução para estes casos, além das usuais como enclausuramento e isolamento acústica, é instalar sob estes módulos, isoladores de vibração, feitos sob medida em função das cargas estipuladas em cada projeto.

3.1. Isoladores de Vibração

A escolha do isolador de vibração é de extrema importância para a redução do nível de ruído do local, tornando o ambiente mais propício ao trabalho. Portanto, a escolha errada pode provocar problemas de projeto, levando o sistema máquina/estrutura à ressonância. A Fig. (2) abaixo mostra o que acontece quando o sistema vibra perto da região de ressonância. O eixo x representa a razão entre as frequências naturais (ω_n) e de excitação (ω) e o eixo y representa a amplitude de vibração.

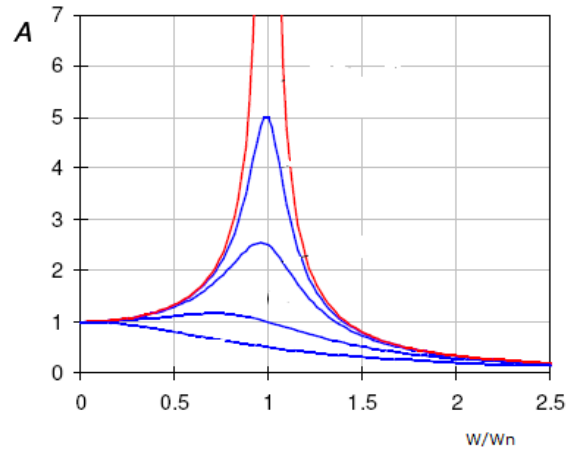


Figura 2. Amplitude de vibração na região de ressonância.

Como se pode observar no gráfico, a região onde a razão de frequência é igual a 1, a amplitude A tende ao infinito, podendo causar acidentes catastróficos na estrutura.

3.2. Critérios de Escolha

A escolha pelo isolador de vibração leva em consideração os seguintes aspectos:

- Denominação do maquinário
- Cargas estáticas e dinâmicas
- Número de pontos de apoio
- Rotação do motor
- Local de instalação (piso, laje, estrutura metálica, etc)
- Verificar se existem outros equipamentos no mesmo local que possam transmitir vibração.

4. FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO PROBLEMA DE VIBRAÇÃO

O isolador de vibração pode ser idealizado como um sistema de um grau de liberdade, como mostra a Fig. (3), que é modelado como uma mola, k , um amortecedor de mola, c , e massa, m . Se ele estiver sujeito a uma força, $F(t)$, tal que $F(t)=F_0\cos(\omega t)$, então a equação diferencial do sistema é dada pela Eq. (1) abaixo.

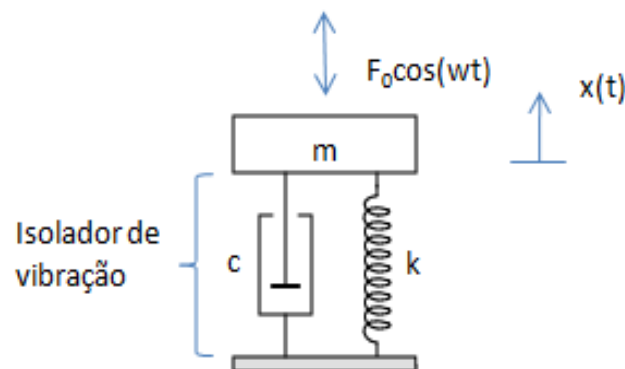


Figura 3. Sistema com um isolador de vibração.

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = F_0 \cos(\omega t) \quad (1)$$

A solução da Eq. (1), composta pela solução particular $x_p(t)$ e pela solução homogênea $x_h(t)$, é dada por:

$$x(t) = A \cos(\omega t - \phi) \quad (2)$$

Onde A e ϕ são constantes a determinar e denotam a amplitude e o ângulo de fase da resposta, respectivamente. A amplitude de movimento, A , é dada pela equação abaixo:

$$A = \frac{F_0}{[(k - m\omega^2)^2 + c^2\omega^2]^{1/2}} \quad (3)$$

E o ângulo de fase é dado por:

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{c\omega}{k - m\omega^2} \right) \quad (4)$$

A força transmitida à fundação por meio do sistema mola e amortecedor, $F_t(t)$, é dada por:

$$F_t(t) = kx(t) + c \frac{dx}{dt} = kA \cos(\omega t - \phi) - c\omega A \sin(\omega t - \phi) \quad (5)$$

A magnitude da força total transmitida é dada por:

$$F_t = [(kx)^2 + (c \frac{dx}{dt})^2]^{1/2} = A \sqrt{k^2 + \omega^2 c^2} \quad (6)$$

$$F_t = \frac{F_0 (k^2 + \omega^2 c^2)^{1/2}}{[(k - m\omega^2)^2 + \omega^2 c^2]^{1/2}}$$

A transmissibilidade ou fator de transmissão do isolador (η) é definida como a razão entre a magnitude da força transmitida e a magnitude da força excitadora:

$$\eta = \frac{F_t}{F_0} = \left\{ \frac{k^2 + \omega^2 c^2}{(k - m\omega^2)^2 + \omega^2 c^2} \right\}^{1/2} \quad (7)$$

$$\eta = \left\{ \frac{1 + (2\zeta r)^2}{[1 - r^2]^2 + (2\zeta r)^2} \right\}^{1/2}$$

Onde $r = \omega/\omega_n$, é a razão de entre a frequência de excitação (ω) e a frequência natural (ω_n) e $\zeta = c/2\sqrt{mk}$ é o fator de amortecimento. A variação de η com a razão de frequências $r = \omega/\omega_n$ é mostrada na Fig. (4). Para obter um isolamento eficaz, a força transmitida à fundação precisa ser menor que a força de excitação. Pode-se ver pela Fig. (4), que a frequência da força excitadora tem de ser $\sqrt{2}$ vezes maior que a frequência natural do sistema para que a transmissibilidade seja inferior a 1, isto é, para que haja uma diminuição da força transmitida à estrutura.

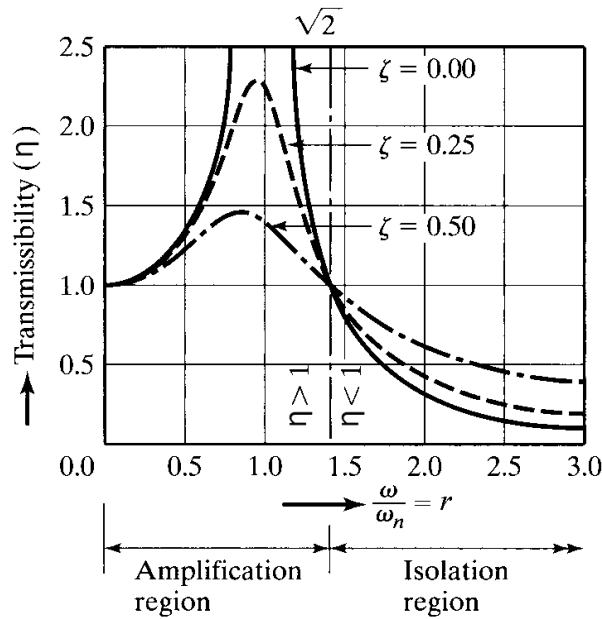


Figura 4. A variação do fator de transmissão (η) com a razão de freqüências (r) (Rao, 2008).

5. APLICAÇÃO DO PROBLEMA INVERSO ATRAVÉS DO MÉTODO DE LEVENBERG-MARQUARDT

A solução proposta para o problema em questão consiste no uso de problema inverso. A partir das medições experimentais de vibração (aceleração na base na qual o isolador está apoiado, e aceleração no ponto onde este está sendo excitado), pode-se encontrar a transmissibilidade do isolador de vibração, portanto, conhece-se a resposta do sistema a uma determinada força, atuando numa dada freqüência conhecida.

Os parâmetros de entrada, que são as constantes de mola, k , e o amortecimento, c , são desconhecidos à priori. Assim sendo, através da formulação do problema inverso (onde se conhece a força excitadora (F_0), mas não os parâmetros da mola) é possível estimar esses parâmetros desconhecidos. Para tal, utiliza-se uma função objetivo S , que minimiza o erro entre fatores de transmissibilidade obtidos experimentalmente (η_{ex}) e os obtido analiticamente (η_t). Essa minimização utiliza o método dos mínimos quadrados através da Eq. (8):

$$S = (\eta_{ex} - \eta_t)^2 \quad (8)$$

A equação (8) pode ser reescrita na forma matricial, dada pela Eq. (9):

$$S = [\eta_{ex} - \eta_t]^T [\eta_{ex} - \eta_t] \quad (9)$$

Onde T denota a matriz transposta e η_{ex} é o vetor dos fatores de transmissibilidade obtido experimentalmente, e η_t é o vetor dos fatores de transmissibilidade calculado pela Eq. (7), em função da freqüência de excitação (w).

Para minimizar a função objetivo, S , com relação aos parâmetros de interesse (c , k), é necessário que:

$$\frac{\partial S}{\partial k} = \frac{\partial S}{\partial c} = 0 \quad (10)$$

Definindo P como vetor dos parâmetros desconhecidos c e k :

$$P = (c, k) \quad (11)$$

$$\frac{\partial S}{\partial P} = 0$$

Derivando a Eq. (9) e igualando a zero, têm-se:

$$2 \left[-\frac{\partial \eta_t^T(P)}{\partial P} \right] [\eta_{ex} - \eta_t] = 0 \quad (12)$$

Define-se a matriz do jacobiano J , como a derivada da função transmissibilidade em relação aos vetor dos parâmetros desconhecidos, P . O jacobiano será uma matriz com o número de linhas igual ao número das medições realizadas em função da frequência de excitação, e o número de colunas será igual ao número de parâmetros a serem derivados, neste caso, dois. A Eq. (13) abaixo explicita o formato da matriz do jacobiano, onde n representa o número de medições experimentais realizadas:

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial \eta_t}{\partial k}(w_1) & \frac{\partial \eta_t}{\partial c}(w_1) \\ \vdots & \vdots \\ \frac{\partial \eta_t}{\partial k}(w_n) & \frac{\partial \eta_t}{\partial c}(w_n) \end{bmatrix} \quad (13)$$

A Eq. (12) pode ser reescrita como:

$$-2J^T(P)[\eta_e - \eta_t] = 0 \quad (14)$$

Como o jacobiano depende dos parâmetros desconhecidos o problema inverso se torna não-linear.

A solução da Eq. (14) requer um procedimento iterativo, que é obtido pela linearização de η_t , através de uma expansão em série de Taylor, para o vetor solução P^k na iteração k . Essa linearização é dada por:

$$\eta_t = \eta_t(P^k) + J^k \cdot (P - P^k) \quad (15)$$

Onde $\eta(P^k)$ e J^k são a transmissibilidade e o jacobiano obtidas na iteração k . Substituindo a Eq. (15) na Eq. (14) e manipulando-o algebricamente, chega-se à Eq. (16):

$$P^{k+1} = P^k + [(J^k)^T J^k]^{-1} (J^k)^T [\eta_e - \eta_t(P^k)] \quad (16)$$

O procedimento iterativo dado pela Eq. (16) é conhecido como método de Gauss. Nota-se que a equação acima, requer que a matriz $J^T J$ seja diferente de zero. Problemas que satisfazem $J^T J \approx 0$ são chamados de mal-condicionados, dificultando a aplicação da Eq. (16). O método de Levenberg-Marquardt alivia este problema, utilizando um procedimento iterativo na forma:

$$P^{k+1} = P^k + [(J^k)^T J^k + \mu^k \Omega^k]^{-1} (J^k)^T [\eta_e - \eta_t(P^k)] \quad (17)$$

Onde μ^k representa o parâmetro de amortecimento da solução e Ω^k representa uma matriz diagonal. A razão do termo da matriz $\mu^k \Omega^k$ ser incluída na equação é evitar o mal-condicionamento do método iterativo, tornando o termo $J^T J \neq 0$. Uma das formas de se calcular a matriz diagonal é dada pela Eq. (18):

$$\Omega^k = \text{diag}[(J^k)^T J^k] \quad (18)$$

O algoritmo deste método foi programado no Microsoft Excel na forma de solver. Os critérios de parada estabelecidos foram os seguintes:

$$S(P^{k+1}) < \varepsilon_1 \quad (19)$$

$$\|(J^k)^T [\eta_e - \eta_t(P^k)]\| < \varepsilon_2 \quad (20)$$

6. APLICAÇÃO EXPERIMENTAL DO MÉTODO

A aplicação desta técnica foi realizada com um isolador de vibração da fabricante Vibratex. Os equipamentos utilizados no experimento, além do shaker ET-132 (Eletrodinamic Transducer) e o isolador de vibração, são o PA-138 (Power Amplifier), no qual é regulada a força aplicada, e o SG-135 (sine generator) que tem a função de promover o ajuste da frequência que se deseja aplicar.

Foram utilizados dois acelerômetros no isolador de vibração, um medindo a aceleração na base do sistema, calculando assim a força de excitação (canal 1) e outro acelerômetro na parte superior do isolador, captando a força transmitida ao sistema (canal 2). A Fig. (5) mostra o isolador utilizado, indicando a localização dos acelerômetros e da força aplicada. Para a aquisição do sinal foi utilizado o aplicativo Analyzer, desenvolvido no LEDAV. A Fig. (5) também mostra os equipamentos utilizados no experimento.

O experimento foi realizado numa faixa de frequência de 50 a 120 Hz, correspondentes à faixa de aplicação encontrado no catálogo do produto.

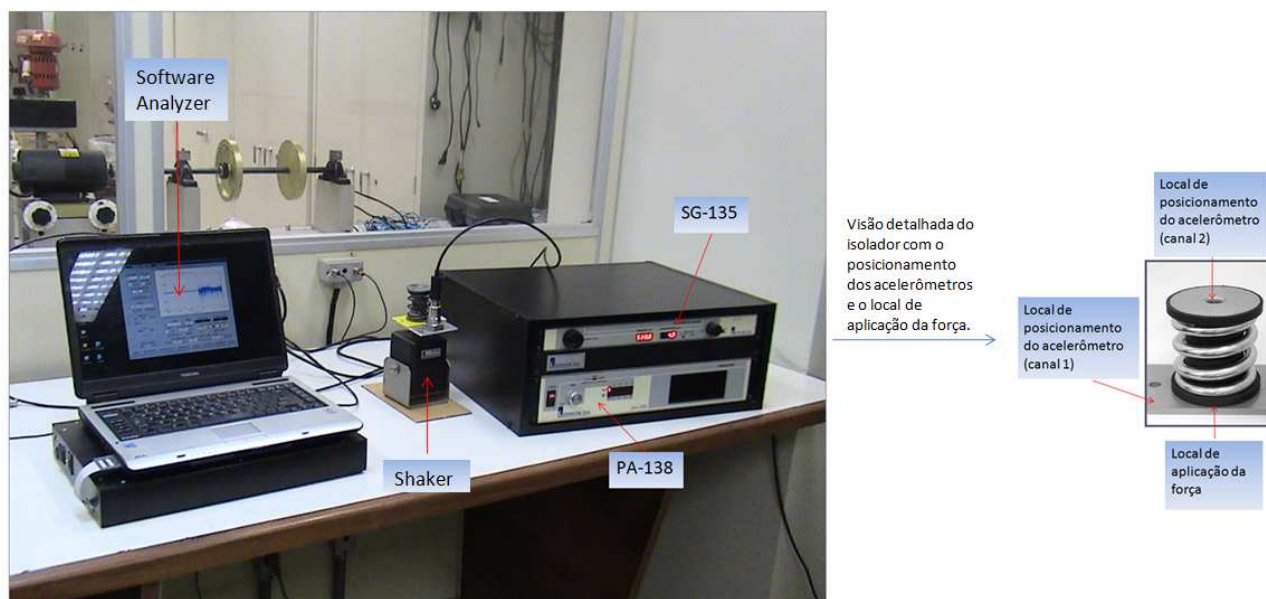


Figura 5. Equipamentos utilizados no experimento e visão detalhada do isolador com o posicionamento dos acelerômetros e local de aplicação da força.

7. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Na Tab. (1) estão os resultados obtidos experimentalmente. O canal 1 representa a força de excitação do sistema; o canal 2 representa a força transmitida para a base; a última coluna representa a transmissibilidade do isolador, para cada frequência de excitação utilizada.

Tabela 1. Resultados obtidos experimentalmente.

frequência (hz)	canal 1 (m/s ²)	canal 2 (m/s ²)	transmissibilidade
50	0,51	0,0827	0,162156863
55	0,51	0,023	0,045098039
60	0,51	0,055	0,107843137
65	0,51	0,1397	0,273921569
70	0,51	0,2589	0,507647059
75	0,51	0,3078	0,603529412
80	0,51	0,3428	0,672156863
85	0,51	0,3412	0,669019608
90	0,51	0,2975	0,583333333
95	0,51	0,2566	0,503137255
100	0,51	0,209	0,409803922
105	0,51	0,1672	0,327843137
110	0,51	0,1315	0,257843137
115	0,51	0,1124	0,220392157
120	0,51	0,1314	0,257647059

Sabendo que a massa do isolador $m = 0,1$ kg e utilizando como valores iniciais no processo iterativo Levenberg-Marquardt: $c=30N*s/m$; $k=1000N/m$; $\mu^k=0,1$ e erros relativos ϵ_1 e ϵ_2 como sendo 10^{-5} , foram encontrados os seguintes resultados para os parâmetros estimados:

$$c = 48,0329 \text{ N*s/m.}$$

$$k = 828,9138 \text{ N/m.}$$

O catálogo do produto fornece o valor de k como sendo $850N/m$. Em Oliveira (2008), encontra-se o valor de $c = 49$ $N*s/m$, para um isolador de vibração semelhante ao usado no experimento. Comparando-se os resultados, observa-se que os erros relativos encontrados foram pequenos, de 1,97% no caso da constante de amortecimento, e 2,48% para a constante de mola.

O isolador de vibração do tipo mola, que foi testado é recomendado para uso em fontes de vibração e ruídos que sejam apoiados sobre piso ou estruturas e localizados perto de áreas onde o ruído e a vibração sejam críticos indesejados. É utilizado para reduzir a transmissão de ruídos e vibração de equipamentos mecânicos de baixa velocidade para a estrutura.

Esse isolador, num contexto naval, é muito efetivo no controle tanto de alta como de baixa frequência de vibração produzidas por compressores, bombas, equipamentos de condicionamento de ar e máquinas de combustão interna.

Uma importante contribuição do trabalho para a indústria naval e offshore é verificar a integridade de isoladores de vibração semelhantes ao testado, que estão sendo utilizados navios e plataformas através de medições práticas para mostrar a transmissibilidade do equipamento após anos de uso, detectando sua deterioração e providenciando sua troca.

8. CONCLUSÃO

A realização da experiência com o isolador forneceu resultados próximos aos encontrados no catálogo do produto e em Oliveira (2008), mostrando a eficiência do método de Levenberg-Marquardt e sua rápida convergência. A diferença entre os resultados pode ser explicada com base no modelo utilizado para se realizar a estimativa de parâmetros. O resultado pode ser aprimorado com a incorporação de modelos estatísticos no tratamento dos dados experimentais, isto é, levando-se em conta os erros de medição e, com isso, definir uma nova função objetivo. S. Por outro lado, a qualidade das estimativas pode ser mais bem avaliada se forem definidos intervalos de confiança.

O novo método pode ser validado através da realização de experimentos com outros tipos isoladores e também pela comparação dos resultados obtidos com a determinação experimental da constante de mola, através de um deslocamento unitário, e da constante de amortecimento por decremento logarítmico. Estes serão os próximos objetivos desta pesquisa.

9. AGRADECIMENTOS

Pela a realização do projeto, deve-se agradecer a ANP pelo incentivo no desenvolvimento do trabalho, familiares e amigos pelo apoio, e todos os funcionários dos laboratórios LEME/LEDAV, pelo carinho, amizade e ajuda.

10. REFERÊNCIAS

- Bistafa, Sylvio R, 2006 “Acústica Aplicada ao controle do Ruído 1ª Edição”, Ed. Edgard Blücher, São Paulo, Brasil, pp. 303-353.
- Oliveira, Bruno Alves de, 2008, “Desenvolvimento de um isolador de vibração”, Dissertação de mestrado, Departamento de engenharia mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, Brasil.
- Ozisik, M.Necati, and Orlande, Hélcio.R.B, 2000, “Inverse Heat Transfer Fundamentals and Applications”, Ed. Taylor & Francis New York, United States, pp. 35-48.
- Rao, Singiresu, 2008, “Vibrações Mecânicas Quarta Edição”, Ed. Pearson Prentice Hall, São Paulo, Brasil, pp. 318-326.

11. DIREITOS AUTORAIS

DETERMINATION OF AVM PROPERTIES WITH THE USE OF OPTIMAL ESTIMATION TECHNIQUES

Luiz Antônio Vaz Pinto, Vaz@peno.coppe.ufrj.br¹

Ulisses Admar Monteiro, Ulisses@peno.coppe.ufrj.br¹

Antônio Carlos Troyman, troy@peno.coppe.ufrj.br¹

José Carlos da Costa Araújo Junior, josecarlos@peno.coppe.ufrj.br¹

¹Escola Politécnica / UFRJ, Centro de Tecnologia – Laboratório de Ensaios Dinâmicos e Análise de Vibração - LEDAV/COPPE/UFRJ, Bloco I-108, Ilha do Fundão, CEP: 21945-970, Rio de Janeiro, Brasil.

Abstract: Noise problem is of great importance in the oil production industry, either by their effects on productivity, either through effects on health and psychological wellbeing of sea workers. Part of the noise is transmitted by the steel structure of vessels and platforms, reaching remote locations such as offices and accommodation. The efficiency of anti-vibration mountings (AVM) depends on the weight, rotational speed and natural frequency of the equipment. The wear of the AVM's in any equipment leads this equipment to approach a rigid mounting structure, sometimes even amplifying the vibration energy transmitted. In this context, the correct estimation of AVM's performance and sizing represents a considerable reduction of structural noise. Since the use of shakers can effectively evaluate the vibration amplitude in a wide frequency range for known excitation forces, the use of inverse problems to estimate AVM's properties such as damping constant (c) and elastic constant (k) seems appropriate. Finally, results can be compared with information provided by manufacturers and the AVM effectiveness can be assessed for any equipment.

Keywords: structureborne noise, anti-vibration mounting, inverse problems, ships and platforms.

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