

Montagem Experimental de um Controlador Ativo de Vibrações

José Bismark de Medeiros

Laboratório de Acústica e Vibrações, PEM – COPPE / UFRJ

Centro de Tecnologia / UFRJ

Bloco G sala 204

Cidade Universitária – Rio de Janeiro / RJ

CEP.: 21949 – 900

e-mail: bismark@cepel.br

Moysés Zindeluk

Laboratório de Acústica e Vibrações, PEM – COPPE/UFRJ

e-mail: moyses@serv.com.ufrj.br

Halei Fagundes de Vasconcelos

Departamento de Física – CCEN / UFPB

Caixa Postal: 5008 – João Pessoa / PB

CEP.: 58059 – 970

e-mail: antares@fisica.ufpb.br

Resumo: Apesar dos bons resultados obtidos com sistemas passivos na redução de vibrações, a necessidade do domínio da tecnologia de sistemas de controle ativo está relacionada com a possibilidade da concepção de novos projetos de máquinas e estruturas. O desenvolvimento de mancais ativos, sistemas mecânicos de alta precisão e estruturas quietas são exemplos de aplicações desses conhecimentos. Entretanto, a utilização de controle ativo de vibrações envolve a aplicação de forças, por atuadores solidários ou não à estrutura, baseando-se em sua resposta, medida por sensores também solidários ou não. A modelagem matemática reunindo conceitos de dinâmica de estruturas e teoria do controle tem sido desenvolvida para simular tal problema. Além da complexidade da questão, que exige truncamento de modelo e métodos aproximados para sua solução, a realização experimental requer a construção de protótipos. Este trabalho aborda o projeto de uma bancada experimental para teste de um controlador ativo dos dois primeiros modos de vibração de um sistema discreto com seis graus de liberdade através de ancoragem inercial. Para isso, as forças de contato entre o sistema inicial e os atuadores acoplados serão escritas em termos da força de inércia das massas sísmicas dos atuadores. Considerando-se que as forças resultantes entre o sistema de base e cada sistema auxiliar controlador possuem componentes que são as forças de controle, este trabalho apresentará uma formulação matemática que permite avaliar o efeito da excitação interna no nível global de vibração do sistema.

Palavras-Chave: vibrações, controle ativo, controle robusto.

1. Introdução

Existe uma grande variedade de algoritmos para o controle ativo de vibrações, com os mais variados critérios de desempenho, sendo que a maioria das técnicas usadas com esta finalidade é de aplicações diretas das teorias de controle clássica e moderna. No controle clássico, compensadores são projetados para satisfazer critérios específicos do erro estacionário, respostas transitórias, margens de estabilidade ou localizações de polos em malha fechada. A reunião de todos esses objetivos é geralmente bastante complicada porque várias concessões devem ser feitas, o que dificulta o uso dessas técnicas de controle.

Projetos no espaço de estados permitem a alocação arbitrária de pólos, e são aplicáveis em sistemas de multiplas entradas e multiplas saídas (MIMO), existindo certos complicadores quanto à escolha dos polos, isto é, nos sistemas MIMO, os ganhos do controlador e do observador, para sistemas de controle baseados em observadores, não são únicos e suas determinações requerem a solução simultânea de equações algébricas não lineares com um número infinito de soluções possíveis. Apesar de várias técnicas terem sido desenvolvidas para tentar resolver tal problema, elas podem não ter desempenhos satisfatórios. A formulação através de controle linear quadrático (LQR) para sistemas MIMO, por exemplo, resolveu alguns dos problemas de controle baseados em observadores. Com esta técnica, o problema do controle passa a ser reformulado como um problema de otimização, resultado assim em um ganho único para o controlador. Entretanto, os bons resultados proporcionados pela metodologia LQR perdem-se quando se faz necessário um estimador de estados.

Na realidade, a maioria das técnicas empregadas no controle ativo de vibrações não apresentam bons resultados práticos na presença de incertezas do modelo. Adicionalmente, nenhuma dessas técnicas resulta em melhora ante as incertezas. Para isto, uma propriedade que os sistemas de controle devem possuir para que possam atuar em situações práticas é a robustez. O problema de se projetar sistemas de controle com desempenho robusto consiste na busca de sistemas que satisfaçam critérios de estabilidade robusta, ou seja, capazes de estabilizar satisfatoriamente uma planta, em uma faixa de variação considerável de uma variável manipulada, que influencie a estabilidade do sistema, adicionando-se critérios de desempenho para a resposta de estado estacionário, rapidez de resposta e rejeição de ruído.

Zames (1981, 1983), lançou uma nova formulação para o projeto de sistemas de controle, denominado controle H_{∞} . Tal formulação é um método de otimização no domínio da freqüência, para se projetar sistemas de controle robusto. A partir daí, a robustez tornou-se o principal objetivo e outras técnicas de controle robusto multivariável foram desenvolvidas. Este trabalho busca a implementação de um sistema de controle ativo de vibrações multivariável, a um sistema discreto de seis graus de liberdade, utilizando a técnica H_{∞} .

H_{∞} refere-se ao espaço das funções de transferência próprias e estáveis, isto é, com o grau do denominador da função de transferência maior ou igual ao grau de seu numerador e os pólos com a parte real negativa (LHP). Assim, ao invés de se repetirem estes requisitos, diz-se que a função de transferência está no espaço H_{∞} , conforme Bahram e Hassul (1993). O objetivo básico do controle H_{∞} é otimizar no espaço das funções de transferência e, a partir de uma função objetivo, comparar diferentes funções de transferência e escolher a melhor destas neste espaço. No controle H_{∞} , comparam-se funções de transferência de acordo com sua norma infinito.

Deve ser ressaltado que o foco principal deste trabalho é a montagem experimental do sistema de controle, para que se possa incorporar a versatilidade dos atuadores na escolha da função de transferência.

2. Modelo Físico (estrutura, sensores, sistema de aquisição de dados e atuadores)

Como mostrado na Fig. (1), o sistema estudado é uma cadeia em ciclo fechado, composta por uma estrutura inicial de seis graus de liberdade, um sistema de aquisição, processamento em tempo real e geração de sinais de controle digitais (baseado em placas dSpace 1102 ou 1104).

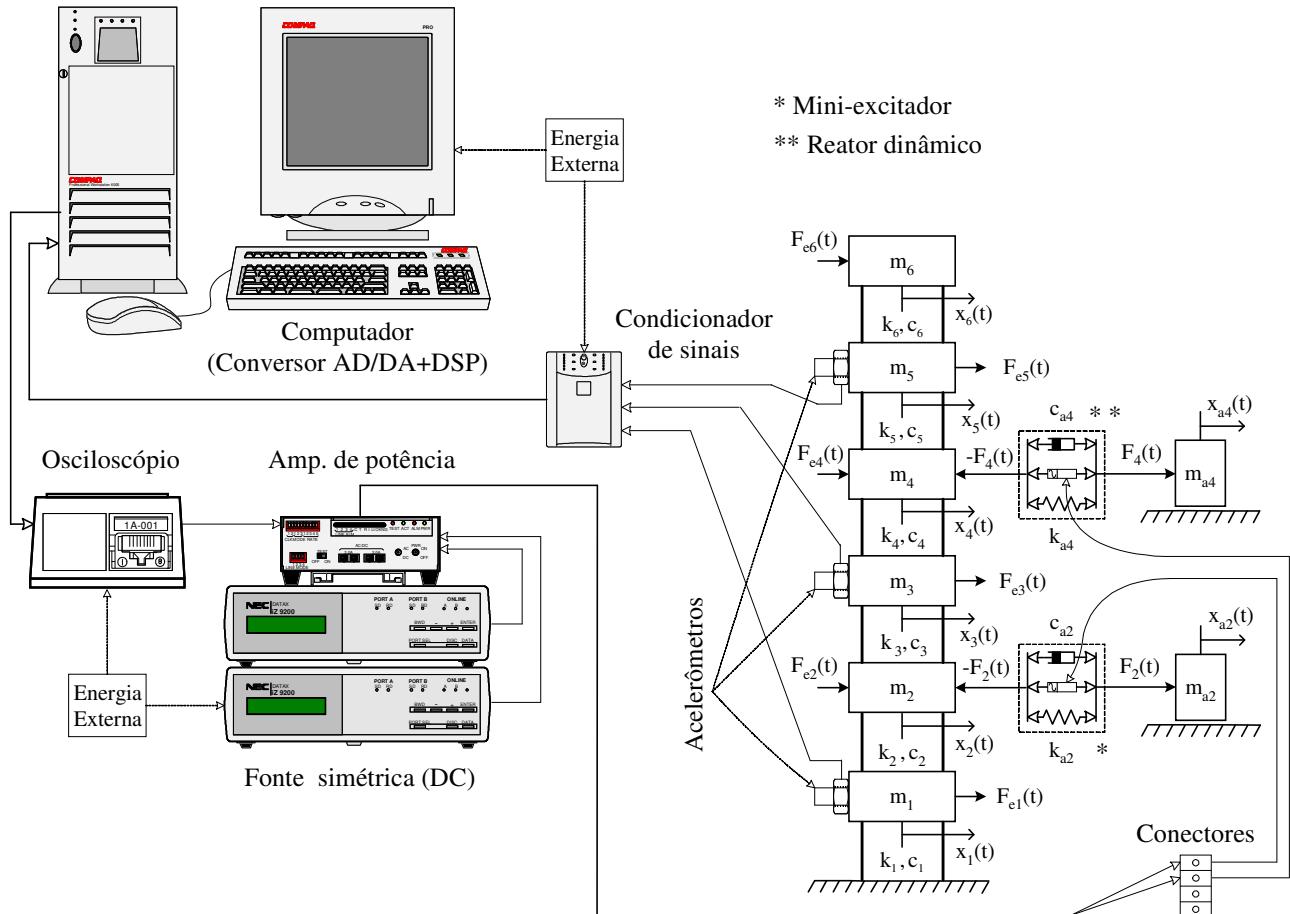


Figura 1. Diagrama esquemático do sistema estudado

Depois da incorporação dos atuadores ao sistema inicial, Fig. (1), forma-se um novo sistema dinâmico, cujas características de massa, rigidez e amortecimento são diferentes das características do sistema inicial. Contudo, o sistema combinado tem a característica de alterar seu próprio estado de vibração devido à ação do controlador.

3. Modelagem matemática

De acordo com a Fig. (1), pode-se escrever a seguinte equação para a massa m_i , $i = 1, 2, \dots, 6$:

$$m_i \ddot{x}_i - c_i \dot{x}_{i-1} + (c_i + c_{i+1}) \dot{x}_i - c_{i+1} \dot{x}_{i+1} - k_i x_{i-1} + (k_i + k_{i+1}) x_i - k_{i+1} x_{i+1} = F_{ei}(t) - F_i(t) \quad (1)$$

onde

F_{ei} é a força de excitação na i -ésima massa e F_i é a força no contato entre um ponto do sistema de base e um sistema auxiliar.

Portanto, as equações do movimento para as massas do sistema de base ficam dadas por:

$$\begin{aligned}
m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2) x_1 - k_2 x_2 &= F_{e1}(t) - F_1(t) \\
m_2 \ddot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 + (c_2 + c_3) \dot{x}_2 - c_3 \dot{x}_3 - k_2 x_1 + (k_2 + k_3) x_2 - k_3 x_3 &= F_{e2}(t) - F_2(t) \\
&\vdots \\
m_n \ddot{x}_n - c_n \dot{x}_{n-1} + c \dot{x}_n - k_n x_{n-1} + k_n x_n &= F_{en}(t) - F_n(t)
\end{aligned} \tag{2}$$

Para as massas sísmicas m_{ai} tem-se a seguinte equação de movimento:

$$-m_{ai} \ddot{x}_{ai} + F_i = 0 \tag{3}$$

e assim,

$$F_i = -m_{ai} \ddot{x}_{ai} \tag{4}$$

As equações de movimento para as massas m_{ai} , também podem ser escritas da forma:

$$-m_{ai} \ddot{x}_{ai} + c_{ai} (\dot{x}_{ai} - \dot{x}_i) + k_{ai} (x_{ai} - x_i) + F_{ci} = 0 \tag{5}$$

onde F_{ci} é a força de controle gerada pelo i -ésimo atuador na massa m_{ai} .

Definindo-se $x_{ri} = (x_{ai} - x_i)$ e $\dot{x}_{ri} = (\dot{x}_{ai} - \dot{x}_i)$ como sendo o deslocamento e a velocidade relativa entre as massas m_i e m_{ai} , e substituindo-se tais relações na Eq. (5), chega-se à equação diferencial do movimento relativo entre tais massas, dada por:

$$m_{ai} \ddot{x}_{ri} + c_{ai} \dot{x}_{ri} + k_{ai} x_{ri} = -m_{ai} \ddot{x}_i + F_{ci} \tag{6}$$

Substituindo-se a Eq. (4) na Eq. (5) obtém-se a expressão para a força de contato entre as massas m_i e m_{ai} :

$$F_i = -(c_{ai} \dot{x}_{ri} + k_{ai} x_{ri} + F_{ci}), \quad i = 1, 2, \dots, n \tag{7}$$

Nota-se que a solução da Eq. (5), em função de uma grandeza conhecida (medida) do sistema de base permite que a solução para o problema de vibração do sistema combinado seja agora condicionada à função conhecida, pois a grandeza medida no sistema de base já tem consigo o efeito da parcela da força de controle que atua neste. Sendo assim, o projeto do sistema de controle será a determinação do ganho do controlador para geração do módulo e da fase da força de controle. Portanto, a minimização do deslocamento do sistema de base fica condicionada ao deslocamento da “massa de sacrifício” e da força aplicada pelo atuador.

4. Projeto do controlador

Desenvolvendo-se a análise modal do sistema e considerando-se o amortecimento proporcional, chega-se à seguinte função de resposta em freqüência (FRF) para o i -ésimo modo natural de vibração, depois de representar o sistema modal na forma de espaços de estados (Gawronski, 1998):

$$G_i(\omega) = \frac{(c_{mqi} + j\omega c_{mvi})b_{mi}}{\omega_i^2 - \omega^2 + 2j\zeta_i \omega_i \omega} \tag{8}$$

onde, c_{mqi} , c_{mvi} e b_{mi} são respectivamente os deslocamentos, velocidades e carregamentos modais.

O diagrama do sistema em malha fechada é mostrado na Fig. (2). $G(s)$ e $K(s)$ são, respectivamente, as funções de transferência da planta e controlador. A excitação da planta é w , u é

a força de controle, z é a saída controlada (com a qual avalia-se o desempenho do controle) e y representa as variáveis manipuladas (medidas).

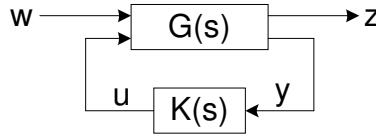


Figura 2. Diagrama de blocos do projeto H_∞

O problema da determinação dos ganhos do controlador através da técnica H_∞ (Gawronski, 1998; Doyle et al, 1989 e Boulet et al, 2003) consiste na determinação de $K(s)$ tal que a norma H_∞ da função de transferência em malha fechada ($G(s)_{wz}$) de w para z seja minimizada e concebível para todos os controladores $K(s)$, tais que, $\|G(s)_{wz}(K(s))\|_\infty$ seja mínima.

A representação do problema, no espaço de estados, para a descrição do controlador H_∞ é:

$$\dot{x} = Ax + B_1w + B_2u, \quad z = C_1x + D_{12}u \quad y = C_1x + D_{21}u \quad (9)$$

Na Eq. (9), o par (A, B_2) é estável, o par (A, C_2) é observável, sendo ainda satisfeitas as seguintes condições:

$$D_{12}^T [C_1 \quad D_{12}] = [0 \quad I] \quad \text{e} \quad D_{21} [B_1 \quad D_{21}^T] = [0 \quad I] \quad (10)$$

Portanto, sendo $G(s)_{wz}$ a função de transferência em malha fechada de w para z , o objetivo é encontrar um controlador $K(s)$ tal que $\|G(s)_{wz}\|_\infty < \rho$, ou seja, encontrar um controlador $K(s)$ que faça a norma H_∞ de $G(s)_{wz}$ ser limitada por ρ , sendo ρ o menor número que satisfaz a quatro condições a seguir (Gawronski, 1998; e Clark et al, 1998):

1. $S_{\infty c} \geq 0$ é a solução da equação algébrica de Riccati, Eq. (11), para o controlador H_∞ (HCARE).

$$S_{\infty c} A + A^T S_{\infty c} + C_1^T C_1 - S_{\infty c} (B_2 B_2^T - \rho^{-2} B_1 B_1^T) S_{\infty c} = 0 \quad (11)$$

2. $S_{\infty e} \geq 0$ é a solução da equação algébrica de Riccati, Eq. (12), para o estimador H_∞ (HFARE).

$$S_{\infty e} A + A^T S_{\infty e} + B_1 B_1^T - S_{\infty e} (C_2^T C_2 - \rho^{-2} C_1^T C_1) S_{\infty e} = 0 \quad (12)$$

3. $\lambda_{\max}(S_{\infty c} S_{\infty e}) < \rho^2$, onde λ_{\max} é o maior autovalor de $(S_{\infty c} S_{\infty e})$.

4. As matrizes Hamiltonianas

$$\begin{bmatrix} A & \rho^{-2} B_1 B_1^T - B_2 B_2^T \\ -C_1^T C_1 & -A^T \end{bmatrix} e \begin{bmatrix} A^T & \rho^{-2} C_1^T C_1 - C_2^T C_2 \\ -B_1 B_1^T & -A \end{bmatrix} \quad (13)$$

não possuem autovalores no eixo $j\omega$.

Satisfazendo-se as condições de 1 – 4 acima para o sistema em malha fechada, a representação $(A_\infty, B_\infty, C_\infty)$ do controlador na forma de espaço de estados fica dada por:

$$A_{\infty} = A + \rho^{-2} B_1 B_1^T S_{\infty c} + B_2 K_c + K_e C_2 \quad (14)$$

$$B_{\infty} = -K_e \quad (15)$$

$$C_{\infty} = -K_c \quad (16)$$

onde,

$$K_c = -B_2^T S_{\infty c} \quad (17)$$

$$K_e = -S_o S_{\infty e} C_2^T, S_o = (I - \rho^{-2} S_{\infty e} S_{\infty c})^{-1} \quad (18)$$

O controlador tem o mesmo tamanho da planta. K_c é o ganho do controlador e K_e é o ganho do estimador.

5. Resultados e conclusões

Como mostrado esquematicamente na Fig. (1), foi implementado um sistema de controle no qual os parâmetros do controlador foram calculados através da técnica de projeto H_{∞} . Por comodidade, na Fig. (1), o plano cartesiano (xoy) está orientado no plano do papel, com o eixo y apontando para cima. Entretanto, o sistema real experimentado, como mostra a Fig. (3), foi montado invertido para evitar instabilidade, mantendo-se a contagem dos graus de liberdade a partir do engaste. As características do sistema de base (sistema inicial), cujo comprimento é de 672 mm, e dos atuadores, que são um mini – excitador eletromagnético e um reator dinâmico, estão apresentados nas Tabs. (1) e (2).

Tabela 1. Característica de massa, rigidez e amortecimento do sistema controlado

Massa (g)		Rigidez (N/m)		Amortecimento (%)	
m_1	282,53	k_1	1544,4	ζ_1	2
m_2	293,00	k_2	1544,4	ζ_2	2
m_3	302,21	k_3	1544,4	ζ_3	2
m_4	312,73	k_4	1700,5	ζ_4	2
m_5	302,97	k_5	1680,6	ζ_5	2
m_6	312,98	k_6	1700,5	ζ_6	2

Tabela 2. Característica de massa, rigidez e amortecimento dos atuadores

Reator dinâmico				
Massa da carcaça	Massa sísmica	k (N/m)	ζ (%)	Freq. natural (Hz)
102 (g)	162 (g)	2700	2,04	21,3
Mini – excitador				
Massa da base	Massa sísmica	k (N/m)	ζ (%)	Freq. natural (Hz)
153 (g)	106 (g)	1.952,4	2,9 %	26,5

Ao sistema de base de seis graus da Fig. (1), cujas freqüências naturais, em Hz, são: $f_1 = 2,75$; $f_2 = 8,75$; $f_3 = 14,00$; $f_4 = 18,87$; $f_5 = 22,25$ e $f_6 = 24,50$, foram acoplados os atuadores em diferentes posições. A descrição detalhada do funcionamento desses atuadores, os quais, neste

trabalho, funcionaram como ancoradores inerciais, foram apresentadas em Vasconcelos (1996, 2004).

O sistema de controle foi ensaiado para diversas configurações de posicionamento de sensores e atuadores, observando-se os testes de controlabilidade e observabilidade. Em todos os ensaios, foram utilizados três acelerômetros ICP. O sinal de cada acelerômetro foi digitalizado e integrado digitalmente para se obter a velocidade e o deslocamento do ponto no qual o acelerômetro estava fixado. Em algumas configurações, como a mostrada na Fig. (3), na qual o mini-excitador encontra-se acoplado à massa 2 da estrutura e o reator à massa 4, com os acelerômetros nas massas 1,3 e 5, os resultados deixaram a desejar. Contudo, colocando-se pelo menos um par sensor / atuador, em um mesmo grau de liberdade, os resultados foram bons.

Os resultados mostrados na Fig. (4) estão em conformidade com a configuração da Fig. 3, mas com o acelerômetro da massa 1, reposicionado na massa 2, ficando assim co-locado com o mini-excitador.

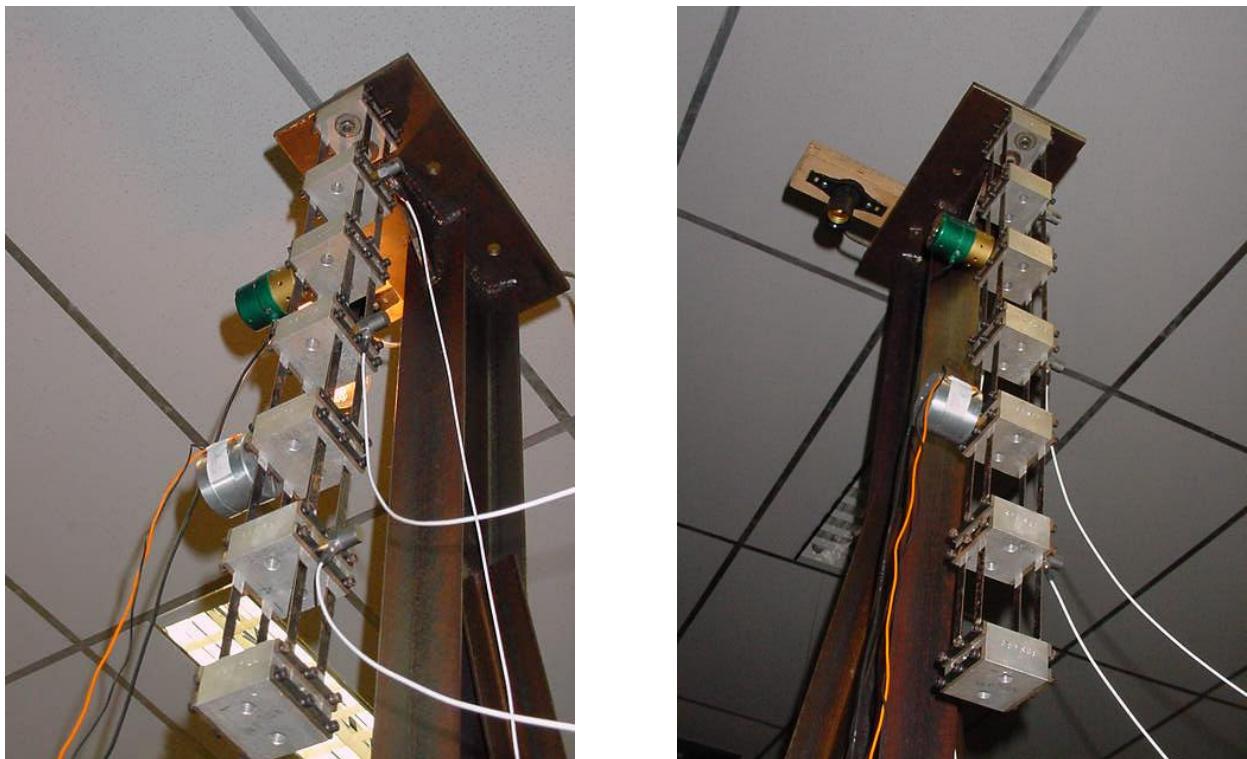


Figura 3 – Fotografia da montagem mecânica do experimento

As curvas da Fig. (4) mostram espectros de sinais de aceleração aquisitados com uma freqüência de amostragem de 100 Hz, durante 10,24 segundos, após uma excitação impulsiva feita na massa 1 do sistema de base, através de um martelo de impacto (instrumentado) com ponta de borracha. O sinal da excitação provocada pelo martelo e os sinais de aceleração medidos foram aquisitados e processados em uma placa de controle e DSP, dSpace DS1104. Nessa mesma placa, os sinais de controle foram gerados em tempo real. A curva em linha cheia (cor vermelha) é a resposta em freqüência da estrutura sem os atuadores acoplados (sistema inicial). A curva em linha tracejada (cor preta) é a resposta da estrutura com os atuadores acoplados (sistema combinado) em malha aberta (MA) e a curva com o simbolo “-*” (cor azul) é a resposta do sistema combinado em malha fechada (MF).

Observa-se na curva tracejada, a dinâmica do sistema combinado. Nesse sistema os atuadores, por terem freqüências naturais muito próximas às freqüências naturais do sistema inicial, agiram como neutralizadores dinâmicos. Desse modo, novas freqüências naturais surgiram e outras, do sistema de base, deixaram de existir.

A freqüência de 18,75 Hz, correspondente à quarta freqüência natural do sistema de base, desapareceu, possivelmente pelo acréscimo da massa da carcaça do reator dinâmico à massa 4. As interações dinâmicas ocorridas entre as freqüências de 22,25 e 24,5 Hz, da estrutura, 21,3 Hz do reator e 26,5 Hz do mini – excitador combinaram-se de maneira que, para esta medição fossem apenas visíveis as freqüências de 23,90 e 29,78 Hz. Entretanto, deve ser observado que o sistema combinado passou de 6 graus de liberdade para 8 graus de liberdade.

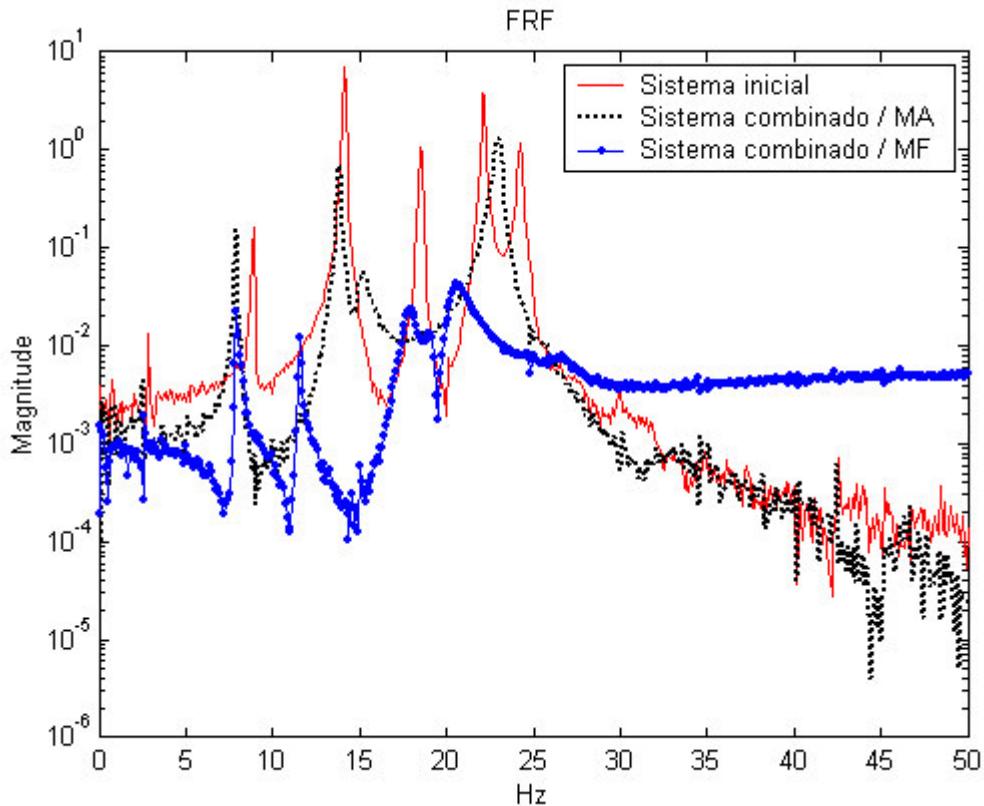


Figura 4 – Resultados experimentais

Na curva “-*” da Fig. (4), observa-se que o sistema de controle é eficiente nas freqüências de 8,00, 14,00 e 23,90 Hz. Na freqüência de 2,5 Hz não era esperada nenhuma melhora, porque o amplificador utilizado não tem boa resposta abaixo de 3 Hz. Nas freqüências de 18,87, 22,25 e 24,50, o resultado é considerado muito bom, por se tratar de uma região na qual as freqüências do sistema estão muito próximas às ressonâncias dos atuadores.

Conforme Zindeluk et al, (1999) e Medeiros, (1999), em sistemas combinados, onde acoplam-se mais de um atuador, como os utilizados neste trabalho, adicionando-se mais de um grau de liberdade ao sistema original, a interação dinâmica entre os atuadores, pode resultar em um nível de vibração residual. Na Fig. (4), esta situação se verifica para freqüências superiores a 27 Hz.

6. Agradecimentos

À aluna de Iniciação científica Ana Gabriela Zur Nedden, pela sua participação na montagem experimental e na construção do amplificador de potência. Este trabalho utilizou recursos do CT-Petro, obtidos através do CNPq.

7. Referências

- Bahram, Shahian and Hassul, Michael, 1993, “Control System Design Using Matlab”, Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 503 p.
- Boulet, Benoit, Duan, Yingxuan and Michalska, Hannah, 2003, “An LMI Approach to IMC – Based Robust Tunable Control”, Proceedings of the American Control Conference, Denver, pp. 821-826.
- Clark, Robert L., Sauders, William R. and Gibbs, Gary P., 1998, “Adaptive Structures – Dynamics & Control”, John Wiley & Sons, New York, 467p.
- Doyle, John C., Glover, Keith, Khargonekar, Pramod P. and Francis, Bruce A., 1989, “State – Space Solutions to Standard H_2 and H_∞ Control Problems”, IEEE Transactions on Automatic Control, vol. 34, No.8, pp. 831-847.
- Gawronski, Wodek K., 1998, “Dynamics a Control of Structures – A Modal Approach”, Ed. Springer, New York, 231 p.
- Medeiros, José Bismark de, 1999, “Estudo analítico e Experimental do Comportamento Vibratório de Vigas Acopladas a Sistemas Discretos”, Tese de Mestrado, PEM–COPPE/UFRJ.
- Vasconcelos, H. F., 1996, “Vibrations Electromagnetic Micro Exciters Using Rare Earth Magnets”, Proceedings of the 14th International Workshop on Rare –Earth Magnets and their Applications, vol. 1, pp. 607–616.
- Vasconcelos, H. F., 2004, “Reator Dinâmico para Controle Ativo de Vibrações” – (Submetido ao CONEM 2004).
- Zames, G. and Francis, B. A., 1983, “Feedback, minimax sensitivity and optimal robustness”, IEEE Trans. on Auto. Control, vol. AC-28, No.5, pp. 585 – 601.
- Zames, G., 1981, “Feedback and optimal sensitivity: model reference transformations, multiplicative seminorms, and approximate inverses”, IEEE Trans. on Aut. Control, vol. AC-26, pp. 301-320.
- Zindeluk, M., Medeiros, J. Bismark e Feiteira, J. F., 1999, “The Control Impulse Response of a Beam with Lumped Actuators”, Proceedings of the EURODINAME’99, International Symposium on Dynamic Problems in Mechanics and Mechatronics, pp. 271 – 276.

8. Direitos Autorais

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

Experimental Approach for an Active Vibration Controller

José Bismark de Medeiros

COPPE / UFRJ – Acoustic and Vibration Laboratory
Centro de Tecnologia / UFRJ
Bloco G sala 204
Cidade Universitária – Rio de Janeiro / RJ
CEP.: 21949 – 900
e-mail: bismark@cepel.br

Moysés Zindeluk

COPPE / UFRJ – Acoustic and Vibration Laboratory
e-mail: moyses@serv.com.ufrj.br

Halei Fagundes de Vasconcelos

Department of Physics – CCEN / UFPB
P. O. Box: 5008 – João Pessoa / PB
CEP.: 58059 – 970
e-mail: antares@fisica.ufpb.br

Abstract: *In spite of the good results obtained with passive systems in vibration reduction the necessity to master the field of active vibration control is related to the possibility of newer machine and structure designs. The development of active bearings, high precision systems and quiet structures are examples of applications in this domain. However, the use of active control involves the application of forces, by actuators either or not attached to the structure, based on its response, measured by sensors, also attached or not to it. Modeling techniques have been developed, joining concepts of structural dynamics and control theory, to tackle such problems. Added to the complexity of the problem, which demands model truncation and approximate solution methods, the experimental realization requires prototypes to be built, in order to develop learn and research. In this work, the design of an experimental bench is described, aiming at controlling the two first vibration modes of a six degree of freedom system using sky-hooked actuators. For this purpose, the contact forces between the original system and the added elements are written in terms of the inertia forces of the actuators' seismic masses. Then, considering the control forces as components of the interaction, an approach is described to control the overall vibration of the combined system.*

Palavras-Chave: vibration, active control, robust control.