



SISTEMA ELETROMECCÂNICO PARA CONTROLE ATIVO DE VIBRAÇÕES

Fábio Meneghetti Ugulino de Araújo

Clivaldo Silva de Araújo

Seyyed Said Dana

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba, Campus I,
CEP 58.059-900 João Pessoa - PB – Brasil – e-mail: meneghet@elogica.com.br

***Resumo.** Este trabalho propõe um modelo para isolar vibrações de base em baixa frequência, constando de um sistema de alavanca bi-apoiada em sistemas dotados de rigidez e amortecimento que ligam a alavanca à base. O modelo, obtido inicialmente, foi submetido a análises dinâmicas visando, principalmente, a identificação dos seus modos críticos. Após modelado e analisado o sistema de alavanca, modelou-se o sistema de controle, formado por um sensor genérico e um atuador eletromecânico, composto de um servomotor DC e parafuso sem-fim. Este atuador passa a compor o apoio central da alavanca, atuando no centro de massa desta, de forma a provocar deslocamentos verticais que têm o objetivo de compensar as vibrações da base. Após a etapa de modelagem, técnicas de controle são aplicadas, na análise da performance do sistema quando da inserção de compensadores eletrônicos no sistema de controle, que visam propiciar o amortecimento dos modos dominantes, e conseqüentemente, uma significativa melhora na resposta do sistema. Através de simulação, analisou-se o desempenho do sistema para entradas conhecidas e sua resposta no isolamento de vibrações de base em baixas frequência. Com isso comprovou-se a aplicabilidade e eficiência do sistema desenvolvido.*

***Palavras-Chave:** Vibração, Isolamento, Controle ativo, Controlador, Eletromecânico.*

1. INTRODUÇÃO

O estudo de vibrações, sejam elas mecânicas, acústicas ou de outra origem, tem sido há anos alvo de constantes estudos. As evolutivas exigências sócio-científicas de economia de energia e conservação de recursos tem forçado os pesquisadores no sentido de desenvolver sempre novos estudos e técnicas de controle de vibrações e ruídos (Hirami, 1996). Normalmente, o objetivo da aplicação de um controle nestes sistemas, é obter o melhor amortecimento possível das vibrações com a menor solicitação de potência possível do sistema de controle.

Estudos mais direcionados a uma aplicação específica, como o isolamento de vibrações em máquinas mecânicas (Lacerda e Belo, 1997 e Oshiro *et al*, 1997), naves e veículos (Jones *et al*, 1996 e Slicker *et al*, 1996), e até mesmo estruturas da construção civil como pontes e edifícios (Brownjohn, 1997, Azevedo *et al*, 1997) onde o conforto e a segurança de seres humanos estão envolvidos, têm sido amplamente estudados. No caso de robôs (Gildin *et al*, 1997 e Slade *et al*, 1997) e satélites (Prudêncio e Souza, 1997, Guerra *et al*, 1997 e Silva *et al*, 1997) a exigência de conservação de energia e performance do controle tem exigido técnicas cada vez mais avançadas de controle, sempre com o controle ativo. Por isso mesmo, o desenvolvimento de sistemas de controle ativo (Lurie *et al*, 1991 e Hiramí, 1996) vem ocupando um espaço cada vez maior, pois os resultados de sua utilização costumam ser extremamente vantajosos, além de fornecerem excelentes performances.

Independentemente do sistema em questão, muitos são os problemas causados por vibrações. Os casos de vibrações mecânicas, sejam elas causadas por desbalanceamentos rotativos, máquinas alternativas, tráfego de veículos em vias ou trilho ou até mesmo certos equipamentos da construção civil, despertaram nosso interesse. Na realidade, independente de qual seja a fonte das vibrações, freqüentemente, instrumentos de precisão utilizados em situações tais como: laboratórios de ensaios, laboratórios clínicos, salas cirúrgicas, áreas de armazenamento de produtos químicos instáveis, painéis de monitoração e controle de plantas e processos e até mesmo estúdios de rádio e televisão, são negativamente afetados por estas vibrações. Tais vibrações, são transmitidas da fonte, isto é, do sistema que a gera, para o sistema receptor, que sofre perturbações em seu funcionamento normal, através de uma base, isto é, de uma fundação comum ao dois sistemas. Sendo assim, notamos a necessidade de propiciar um isolamento entre os sistemas fontes e os sistemas receptores de vibrações mecânicas (Araújo, 1998).

Este trabalho visa o desenvolvimento de um sistema eletromecânico ativamente controlado para isolamento de vibrações de base em baixa freqüência. Tal sistema é proposto, modelado e posteriormente analisado através de simulação, usando-se o MATLAB. Um estudo comparativo foi então conduzido, visando mostrar a eficácia do controle ativo, com e sem a presença do compensador, no isolamento de vibrações.

2. DESCRIÇÃO DO MODELO

O sistema proposto por Araújo, 1998, representado na Fig.1, consiste de uma barra de comprimento l , cuja massa m_B é considerada neste estudo como sendo concentrada no centro geométrico da barra. Seu momento de inércia angular é dado por J_B em função de sua massa, de seu comprimento e de dados da sua seção transversal (tipo e dimensões). Esta barra desempenha o papel de uma alavanca, pois está bi-apoiada nos pontos representados por **A** e **B**, onde **A** se localiza numa das extremidades da barra e **B** coincide com o centro de gravidade da mesma. Os apoios são sistemas dotados de rigidez e amortecimento dados por: k_A , k_B , c_A e c_B , em suma, são apoios flexíveis do tipo mola-amortecedor. O que pretendemos, é obter um nó na extremidade **C** da alavanca, e com isso, isolar com relação as vibrações de base, um sistema qualquer colocado neste ponto e representado neste estudo, simplesmente por uma massa m_I . Temos ainda, na extremidade **A**, uma massa m_A , denominada por massa absorvedora, que tem a finalidade de fazer o contrabalanço com a massa m_I , propiciando, juntamente com a configuração dos apoios, o nó desejado na extremidade **C** da barra.

A posição vertical do ponto **B**, relativa ao motor que compõe o sistema de controle, será variada pelo atuador em função da vibração transmitida da base para barra, e medida no ponto **C**, de forma que, quando não for medida nenhuma variação na posição deste ponto, significa que o sistema não está vibrando, e por isso o sistema de controle não atuará. Contudo, se

alguma variação na posição do ponto for medida, o sistema de controle atua imediatamente sobre o sistema, variando esta altura de forma a obter uma configuração que propicie o isolamento da massa m_I com relação a vibração da base, isto é, de maneira que o sistema ao qual se deseja isolar tenha deslocamentos dentro de uma faixa admissível, ou até mesmo, deslocamentos desprezíveis, podendo estes para fins práticos serem considerados nulos.

Para controlar a posição vertical do ponto B , utilizamos um servomotor DC, com um parafuso sem-fim fixo a seu eixo, funcionando como atuador. O passo da hélice do sem-fim, dado por L_P , representa a relação entre o ângulo de rotação do motor (θ_M) e o deslocamento vertical de B relativo ao motor (x_P).

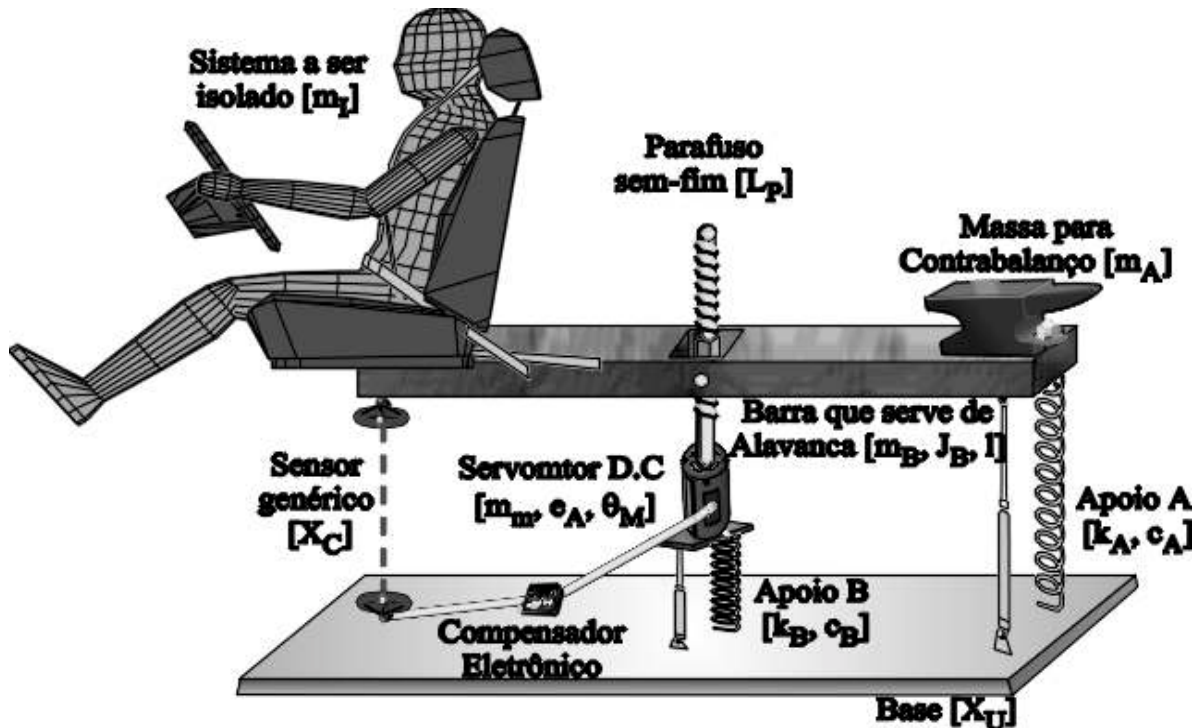


Figura 1 – Sistema Proposto.

As vibrações na massa m_I são medidas por um sensor que converte os deslocamentos do sistema a ser isolado, ou seja, o movimento oscilatório da massa m_I causado pelas vibrações da base, em tensões que alimentarão o servomotor, completando assim o sistema de controle por realimentação.

Finalmente, para complementar o sistema de controle, foi acrescentado um compensador que atua sobre o sinal que alimenta o servomotor D.C. Com isso, buscou-se melhorar ainda mais a eficiência do controle. Note que o compensador atua sobre um sinal elétrico e desta forma, o compensador introduzido no sistema físico será um compensador eletrônico, que em geral consiste num sistema simples, barato e de fácil implementação prática, tornando-se uma das vantagens de aplicar a compensação na parte eletrônica do sistema.

3. FORMULAÇÃO MATEMÁTICA

3.1 A Planta

Considera-se o sistema dotado de uma barra rígida com a massa concentrada no seu centro geométrico. Os apoios são sistemas físicos dotados de rigidez e amortecimento,

representado por molas e amortecedores viscosos. O movimento, tomado no plano, de forma que a barra tem apenas duas translações, uma na direção x , tomada como sendo a direção perpendicular a superfície da base, e outra na direção y , paralela a superfície da base, e ainda uma única rotação, representada por um ângulo θ . Foi considerado ainda, que devido a disposição do sistema, os deslocamentos da barra na direção y são desprezíveis, ficando apenas dois graus de liberdade (x, θ), e que os momentos relacionados as massas m_I e m_A se anulam. Desta forma, obteve-se a equação dinâmica matricial que descreve o sistema (Araujo, 1998). A figura 2, abaixo apresentada, é uma representação do equilíbrio dinâmico do sistema de alavanca, logo as forças estáticas devido as massas e deslocamentos estáticos das molas não estão representadas.

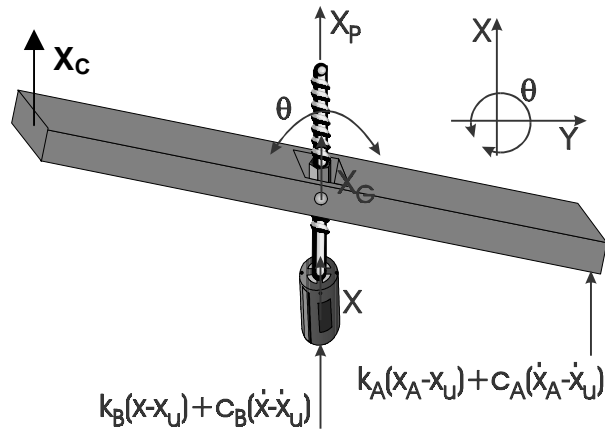


Figura 2 – Equilíbrio dinâmico do sistema de Alavanca.

$$\begin{aligned}
 [M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} &= [F]\{u\} \Rightarrow \\
 \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & J \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (c_A + c_B) & \frac{l}{2}c_A \\ \frac{l}{2}c_A & \left(\frac{l}{2}\right)^2 c_A \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_A + k_B) & \frac{l}{2}k_A \\ \frac{l}{2}k_A & \left(\frac{l}{2}\right)^2 k_A \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \theta \end{Bmatrix} &= \quad (1) \\
 \begin{bmatrix} (c_A + c_B) & (k_A + k_B) & -m & -c_A & -k_A \\ \frac{l}{2}c_A & \frac{l}{2}k_A & 0 & -\frac{l}{2}c_A & -\frac{l}{2}k_A \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_u \\ x_u \\ \ddot{x}_p \\ \dot{x}_p \\ x_p \end{Bmatrix} &
 \end{aligned}$$

A equação (1) é obtida colocando-se as equações dinâmicas que relacionam as forças na direção vertical e os momentos com relação ao centro da barra, na forma matricial, considerando-se as entradas x_u , que representa os distúrbios sofridos pela base e x_p que representa o sinal de controle. Além dos fatores já detalhados no texto, surgem aqui duas novas variáveis; o somatório das massa m e o momento total com relação ao centro da barra J , ambos levando em conta valores relacionados a barra, ao motor, a massa de contrabalanço e a massas a ser isolada. Os deslocamentos nos diversos pontos do sistema são escritos em função do deslocamento do centro da barra (x) e do ângulo de rotação desta (θ), conforme as relações apresentadas a seguir:

$$x_A = x + x_p + \frac{l}{2}\theta; \quad x_B = x; \quad x_C = x + x_p - \frac{l}{2}\theta; \quad e \quad x_G = x + x_p$$

Aplicando a Transformada de Laplace obtém-se a matriz de função de transferência (MFT), que descreve o sistema no domínio da frequência, através da relação entre as entradas e a saída deste. Tem-se então, que o sistema de alavanca cujas entradas são $X_u(s)$ e $X_p(s)$, e a saída é $X_C(s)$, pode ser representado por:

$$X_C(s) = G_T(s) \begin{Bmatrix} X_u(s) \\ X_p(s) \end{Bmatrix} \quad (2)$$

onde:

$$G_T(s) = [G_d(s) \quad G_r(s)] \quad (3)$$

sendo:

$$G_d(s) = \frac{\beta_{11}s^3 + \beta_{12}s^2 + \beta_{13}s + \beta_{14}}{s^4 + \alpha_1s^3 + \alpha_2s^2 + \alpha_3s + \alpha_4} \quad (4)$$

$$G_r(s) = \frac{\hat{\beta}_{20}s^4 + \hat{\beta}_{21}s^3 + \hat{\beta}_{22}s^2 + \hat{\beta}_{23}s + \hat{\beta}_{24}}{s^4 + \alpha_1s^3 + \alpha_2s^2 + \alpha_3s + \alpha_4} \quad (5)$$

onde, os fatores α , β e $\hat{\beta}$, constantes apresentadas por Araújo, 1998, cujos valores são:

$$\begin{array}{llll} \alpha_1 = 9,7375 & \alpha_2 = 150,9363 & \alpha_3 = 281,2390 & \alpha_4 = 2,3437 \times 10^3 \\ \beta_{11} = 7,8625 & \beta_{12} = 104,0631 & \beta_{13} = 281,2390 & \beta_{14} = 2,3437 \times 10^3 \\ \hat{\beta}_{20} = 2,0000 & \hat{\beta}_{21} = 11,4749 & \hat{\beta}_{22} = 186,8732 & \hat{\beta}_{23} = 0,0000 \\ \hat{\beta}_{24} = 0,0000 & & & \end{array}$$

3.2 O Sistema de Controle Ativo

Desenvolvido o modelo do sistema de alavanca, formado pela barra e seus dois apoios, passou-se então ao modelo do sistema de controle ativo, completando assim o sistema proposto. O controlador ativo é composto pelo sensor, neste caso genérico, e pelo atuador eletromecânico, formado por um servo-motor D.C. com um parafuso sem-fim acoplado ao seu eixo. Com o objetivo de melhorar a ação do controle ativo, pode ainda ser acrescentado ao sistema um compensador eletrônico. Na Fig.3, tem-se uma visão geral do sistema como um todo.

Como não levou-se em conta um modelo prático de sensor, considerou-se apenas que há uma conversão de um sinal mecânico, a saber, o deslocamento da extremidade C da barra, em um sinal elétrico, supondo ainda que esta conversão é proporcional e de ganho unitário, de forma a termos em nosso sistema um ramo de realimentação unitário.

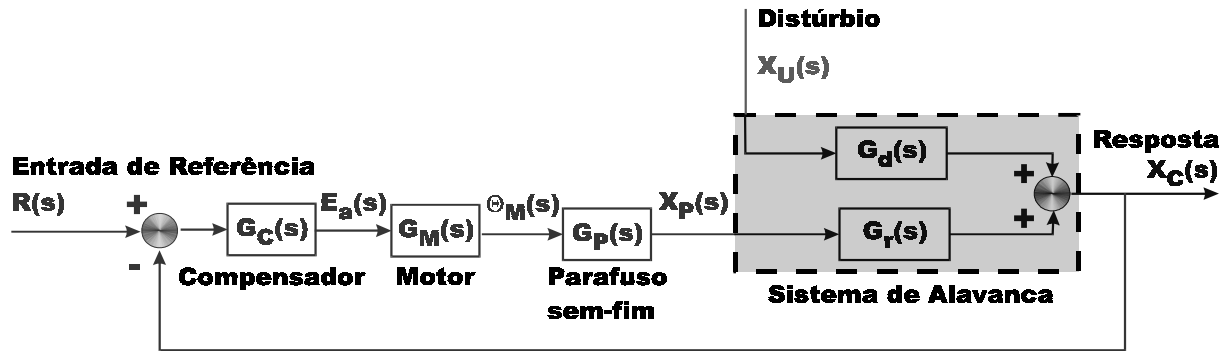


Figura 3 – Diagrama de Blocos do Sistema.

Utiliza-se, ainda, um motor DC, funcionando como servo motor de imã permanente controlado por armadura, cuja função de transferência (Ogata, 1993) é dada por:

$$G_M(s) = \frac{\Theta_M(s)}{E_a(s)} = \frac{\beta_m}{s^3 + \alpha_{m1}s^2 + \alpha_{m2}s} \quad (6)$$

onde, os fatores α_m e o β_m , são também, constantes apresentadas por Araújo, 1998, e seus valores são:

$$\alpha_{m1} = 9,7375 \quad \alpha_{m2} = 150,9363 \quad \beta_m = 281,2390$$

O parafuso sem-fim converte o deslocamento angular θ_M do motor em deslocamento longitudinal. Esta relação, que é proporcional, é dada pelo passo L_P da hélice do parafuso, podendo assim, ser representado simplesmente por uma função de transferência constante, isto é, um ganho.

4. ANÁLISES E RESULTADOS

A introdução de um compensador num determinado sistema, visa uma modificação dinâmica deste, manipulando a relação entrada/saída através da atuação sobre um ou mais dos seus parâmetros, com o objetivo de satisfazer certas especificações com relação a sua resposta (Ogata, 1993). Desta forma observamos que um compensador tem a finalidade de compensar um desempenho deficiente de uma dada planta. Uma vez que boa parte das plantas são inalteráveis em sua estrutura, quando esta apresenta um desempenho insatisfatório com relação a certas especificações, se torna necessário reprojeta-las e na maioria dos casos, como a planta é fixa, a única forma de reprojeto é o acréscimo de componentes ou dispositivos adicionais, que alterem o funcionamento global do sistema, para que ele funcione como desejado. Um tal reprojeto, através do acréscimo de um dispositivo, é denominado de compensação. Um dispositivo inserido no sistema com o propósito de satisfazer dadas especificações é chamado compensador.

O resultado de um processo iterativo de reprojeto e análise foi um compensador pouco tradicional com uma porção proporcional, uma integral e ainda uma porção integral quadrada, podendo ser chamado de PII². Tal compensador é descrito por:

$$G_C(s) = k_c \left(1 + \frac{1}{\tau_i s} + \frac{1}{\tau_{i2} s^2} \right) \quad (7)$$

onde:

$$k_C = 150 \quad \tau_i = 2 \quad \tau_{i2} = 0,75.$$

O erro de estado permanente foi reduzido a patamares desprezíveis com este compensador. Os “overshoots” foram de 10% para sinal de referência e 40% para eliminação de distúrbios. Anulou-se ainda o “undershoot” na eliminação de distúrbio, reduzindo-o a pouco mais de 20% no acompanhamento de sinal. Os tempos de acomodação, com este compensador foram de aproximadamente 2,885s para o acompanhamento de sinal e 2,870s para eliminação de distúrbios. E o tempo de subida, no acompanhamento de sinal foi da ordem de $5,6 \times 10^{-2}$ s. Estes são valores considerados aceitáveis, principalmente, considerando-se que o compensador teve de corrigir erros de 100% em ambos os casos.

Para que se pudesse comprovar a necessidade, bem como a eficácia, do sistema proposto, inclusive reafirmando a inserção do compensador PII^2 , foi modelado um sistema composto simplesmente da massa m_i , ligada a uma base por um apoio flexível, dotado de rigidez e amortecimento (sistema M-K-C). Lançou-se mão deste recurso devido a falta de resultados de estudos sobre sistema semelhante. Para aproximar mais este modelo do sistema proposto, utilizou-se para seu apoio as mesmas constantes usadas para o apoio A do sistema proposto. Desta forma foi possível comparar a resposta de um sistema sem isolamento de vibrações, com as respostas do mesmo sistema quando apoiado sobre o sistema proposto ativamente controlado sob duas condições; com e sem o compensador PII^2 . No passo seguinte foram então, simuladas, para cada um dos casos supracitados, a resposta dos sistemas a um distúrbio do tipo degrau, com a referência fixada em zero, como apresentado na Fig.5. Não foi possível traçar a mesma análise para entrada de referência, devido ao sistema não controlado, usado para comparação não conter este tipo de entrada, uma vez que a entrada de referência é uma entrada do sistema de controle, logo foi necessário excluir-se desta análise tal sistema.

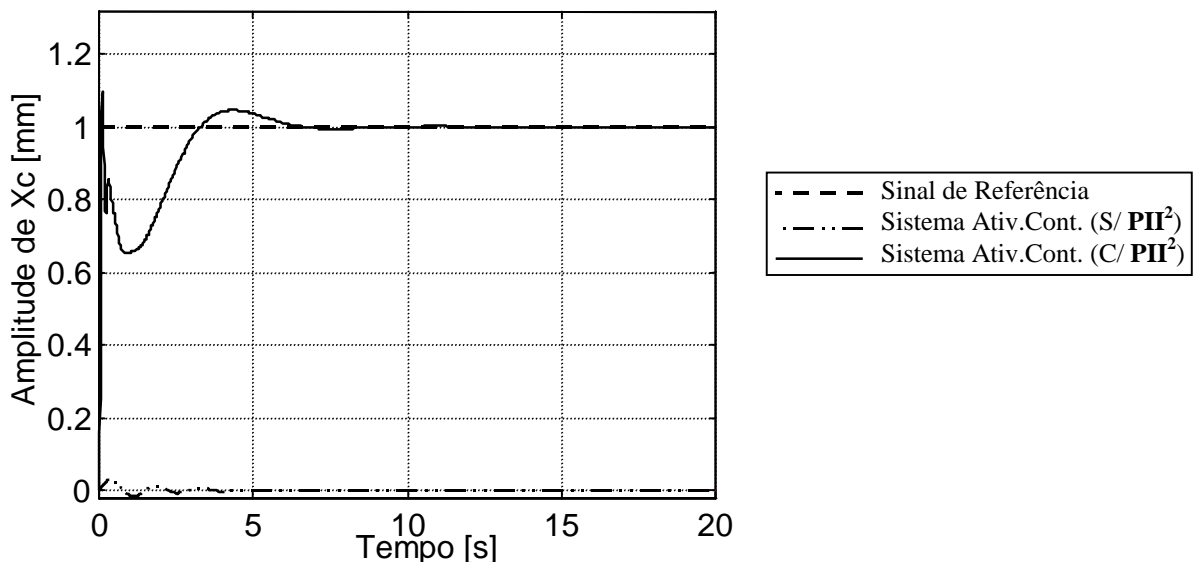


Figura 4 – Resposta do sistema, com e sem o compensador PII^2 , à um sinal de referência do tipo Degrau Unitário.

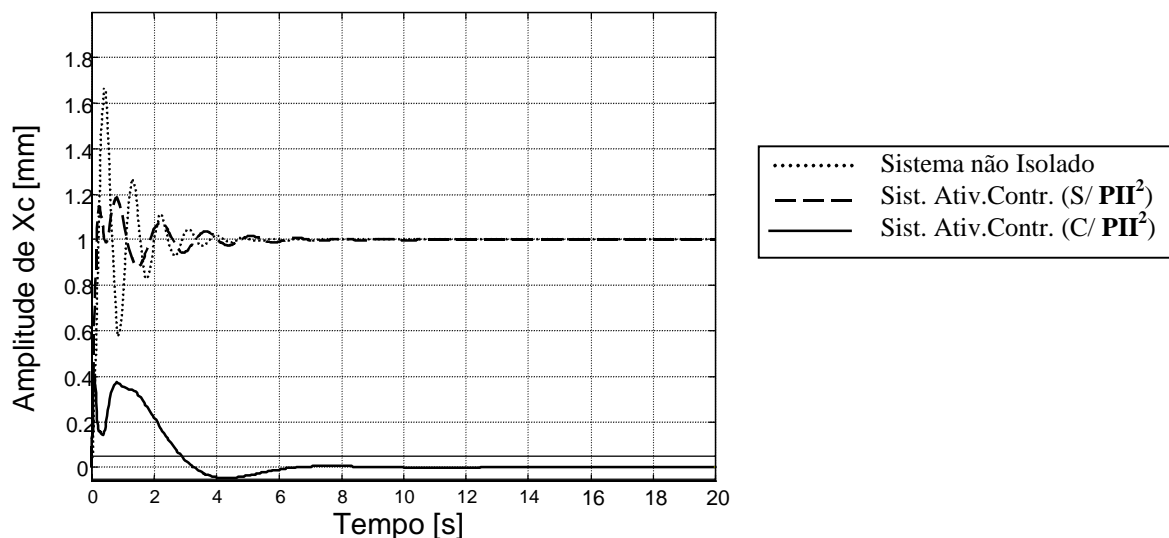


Figura 5 – Gráfico Comparativo entre as respostas do sistema com e sem o compensador PII² versus um sistema “MKC”, todos submetidos à um mesmo distúrbio do tipo Degrau Unitário.

Analisando os gráficos apresentados nas “Fig.4” e “Fig.5”, avalia-se definitivamente a utilização do sistema proposto neste trabalho. A tabela apresentada a seguir, resume toda análise hora desenvolvida, apresentando de forma mais clara parâmetros que servem de base para comparação dos resultados aqui apresentados e discutidos.

Tabela 1 – Análise comparativa, no domínio do tempo, entre um sistema não isolado e o sistema com controle (isolamento) não compensado e posteriormente compensado.

Parâmetro	Entrada	Compensador		
		Sistema não Isolado	Controle ativo	Controle ativo Comp.
Tempo de Subida	Referência	N/A	∞	0,056s
Tempo de Acomodação	Referência	N/A	∞	2,58s
	Distúrbio	∞	∞	2,87s
“Overshoot”	Referência	N/A	N/A	9,5%
	Distúrbio	166,5%	118,8%	39,8%
“Undershoot”	Referência	N/A	N/A	35,0%
	Distúrbio	N/A	N/A	4,6%
Erro de Estado Permanente	Referência	N/A	100,0%	0,0%
	Distúrbio	100,0%	100,0%	0,0%
N/A ⇒ Dado não avaliado por impossibilidade imposta pelo sistema.				

5. CONCLUSÕES

O sistema proposto neste trabalho foi modelado com sucesso. A partir das teorias de dinâmica de sistemas e vibrações mecânicas, obteve-se equações dinâmicas para o sistema de alavanca. após o desenvolvimento de um estudo sobre teoria de controle, converteu-se o

modelo dinâmico para o domínio da frequência, na forma de matriz de função de transferência (MFT), facilitando-se a inserção dos elementos de controle, complementando-se assim o modelamento do sistema proposto.

Após a etapa de modelamento veio a maior contribuição deste trabalho. A introdução de um compensador no ramo direto do controle, com a finalidade de melhorar a resposta do sistema. Um compensador *proporcional-integral-integral quadrado*, proporcionou uma melhor performance ao sistema, acarretando, como mostrado nas análises, uma sensível diminuição nos “overshoot” e “undershoot” e uma curva de resposta suave, além de reduzir o erro de estado permanente a praticamente zero.

Os resultados aqui obtidos, no nosso entender, vem a coroar todo esforço e atenção dedicados ao estudo de um tema atual e importante, que culminaram no desenvolvimento de um sistema prático, simples e de fácil implementação, para o isolamento de vibrações de base.

REFERÊNCIAS

- Araújo, F. M. U., Sistema Eletromecânico para Controle Ativo de Vibrações, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, Setembro, 1998 .
- Azevedo, L. V., Paixão, R. F., Dana, S. S., Controle de Vibrações em Edifícios Através de Pêndulos Suspensos, Anais em CD-ROM do XIV COBEM, Bauru, Dezembro 1997.
- Bega, E. A., Caldeiras - Instrumentação e Controle, Editora Técnica Ltda, Rio de Janeiro, 1989.
- Brownjohn, J. M. W., Vibration Characteristics of a Suspension Footbridge, Journal of Sound and Vibration, V.202, nº 1, Abril 24, p29-46, 1997.
- Gildin, E., Moscato, L. A., e Gonzalez-Lima, R., Desenvolvimento de um Controlador Adaptativo Para Manipuladores Flexíveis com Incertezas de Cargas, Anais em CD-ROM do XIV COBEM, Bauru, Dezembro 1997.
- Guerra, R., Sandri, S. and Souza, M. L. O., Dynamics and Design of Autonomous Attitude Control of a Satellite Using Fuzzy Logic, Anais em CD-ROM do XIV COBEM, Bauru, Dezembro 1997.
- Hirami, N., Optimal Energy Absorption as an Active Noise and Vibration Control Strategy, Journal of Sound and Vibration, Vol. 200, nº 3, pp. 243-259, 1996.
- Jones, D. I., Owens, A. R. and Owen, R. G., A Control System for a Microgravity Isolation Mount, IEEE Transactions on Control Systems Technology, V. 4, nº 4, pp. 313-325, July 1996.
- Lacerda, H. B. and Belo, E. M., Motion Control of a Biaxial Machine Tool Using a Versatile Cross-Coupling Controller, Anais em CD-ROM do XIV COBEM, Bauru, Dezembro 1997.
- Lurie, B.J., Fanson, J.L. and Laslcin, R.A., Active Suspensions for Vibration Isolation, Proceedings of 32nd Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, AIAA/ASME/ASCE/AHS, Baltimore, MD, pp. 2256-2260, April 1991.
- Ogata, K., Engenharia de Controle Moderno, Prentice/Hall do Brasil, Rio de Janeiro, 2ª Edição, 1993.
- Oshiro, O. T., Trindade Júnior, O., e Porto, A. J. V., Controlador de Máquinas – Ferramentas de Ultraprecisão, Anais em CD-ROM do XIV COBEM, Bauru, Dezembro 1997.
- Prudêncio, S. V., e 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 em CD-ROM do XIV COBEM, Bauru, Dezembro 1997.

- Silva, A. R. e Souza, L. C. G., Interação do Sistema de Controle e a Estrutura Flexível de um Satélite Durante Transferência Orbital, Anais em CD-ROM do XIV COBEM, Bauru, Dezembro 1997.
- Slade, A. P., Hewit, J. R., Cuschieri, A. and Frank, T., An Integrated Control Structure For Surgical Assist Robotics For Laparoscopy, Anais em CD-ROM do XIV COBEM, Bauru, Dezembro 1997.
- Slicker, J. M. and Loh, R. N. K., Design of Robust Vehicle Launch Control System, IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 4, Num. 4, pp. 326-335, July 1996.

Abstract. *This paper proposes a model to isolate base vibrations in low frequency. Such model, consists of a lever system bi-supported in systems endowed with stiffness and damping and that they link the lever to the base and two masses placed in the ends of the lever, a representing a system any to be isolated and the another used as insulator. Besides, the model is still composed by a system of active control that seeks to propitiate the wanted isolation. The model is obtained, initially for the lever system, for which they are developed dynamic analyses, identifying the critical modes of the system. After having modeled and analyzed the lever system, we modeled the control system, formed by a sensor one generic and an atuator electric-mechanic, composed of a motor DC and endless screw. This atuator starts to compose the central support of the lever, acting in the center of mass of this, in way to cause vertical displacements that have the objective of compensating the vibrations of the base. After obtain the model, control techniques are applied, in the analysis of the performance of the system when of the insert of electronic controller in the control system, that they seek to propitiate the reduction of the dominant modes, and consequently, a significant improvement in the answer of the system. Through simulation, we analyzed the acting of the system for known entrances and its answer in the isolation of base vibrations in low frequency, with that we checked the efficiency and application possibility of the developed system. Finally, we believed that the main conclusion of this paper was the good isolation of the base vibrations obtained in the simulations.*

Keywords: *Vibration, Isolating, Active Control, Controller, Electric-Mechanic.*