



ANÁLISE DE REDUÇÕES DE VIBRAÇÕES GLOBAIS E LOCAIS DE ROTORES UTILIZANDO ATUADORES MAGNÉTICOS ATIVOS

Efrain Araujo Perini

Universidade Estadual Paulista – UNESP – Campus de Ilha Solteira, Av. Brasil, Centro, nº56
efrainperini@dem.feis.unesp.br

Luiz De Paula do Nascimento

depaula@dem.feis.unesp.br

Resumo: Neste trabalho apresenta-se o desenvolvimento de uma análise teórica do desempenho de um sistema de controle ativo utilizando mancais magnéticos como atuadores de não-contato para a redução de vibrações em rotores. Uma arquitetura de controle tipo feedback foi empregada para atenuar continuamente a vibração devida ao desbalanceamento e a vibração sub-síncrona, uma instabilidade que freqüentemente surge em turbomáquinas a uma freqüência abaixo da freqüência de operação. O enfoque deste trabalho foi voltado na análise do desempenho do atuador em função de sua posição. Também foi realizada uma análise da força de controle necessária a ser aplicada pelo atuador para se obter uma redução pré-estabelecida nos níveis de vibração do rotor. O modelo foi desenvolvido considerando primeiramente o rotor como uma viga livre-livre e, em seguida, introduzidos os efeitos dinâmicos das massas concentradas e da rigidez e amortecimento equivalentes dos mancais através do método da matriz de impedância. Gráficos das vibrações globais e locais foram apresentados para que o comportamento do sistema antes e depois do controle ativo pudesse ser observado e, dessa forma, as devidas conclusões serem apresentadas. Em suma, pode-se observar que o atuador magnético apresentou elevado desempenho na redução de vibrações locais, apresentando resultados de até 90% para as vibrações sub-síncronas. Entretanto, o sistema se mostrou pouco eficiente para as reduções de vibrações na freqüência síncrona. Em geral, com um aumento do ganho derivativo do controlador, a atenuação das vibrações globais e locais aumentaram, pois uma maior quantidade de amortecimento foi introduzida no sistema controlado.

Palavras-chave: Controle ativo de vibrações, Mancais Magnéticos Ativos, freqüência síncrona e sub-síncrona, vibração global, vibração local

1. INTRODUÇÃO

Um dos pontos cruciais no cenário de vibrações de rotores é o caso da instabilidade que induz vibrações sub-síncronas que quando descontroladas podem resultar tanto em falhas ou mesmo em piores condições de operações do sistema quando comparados com os máximos de desempenho de projeto. Atualmente, muitos tipos de mecanismos de instabilidades têm sido identificados. Como exemplo, pode-se citar Alford (1965) que quantificou as instabilidades aerodinâmicas causadas pelo efeito de forças devido às variações das folgas pelo percurso das lâminas em compressores de escoamento axial. Kirk e Miller (1977) estudaram a influência de óleos fechados hermeticamente à alta pressão na estabilidade de um tubo compressor, apresentando algumas diretrizes para se evitar as perturbações da vibração sub-síncrona.

Presente em diversas aplicações e alvo de várias pesquisas, os mancais magnéticos renovaram o conceito de mancais e suas aplicações. Diferentemente da força mecânica de reação presente nos mancais de deslizamento e fluidodinâmicos, estes mancais são projetados para manter um eixo em

levitação dentro do mancal apenas por forças magnéticas. Devido às suas características e princípios de funcionamento, eles podem ser utilizados com importantes vantagens dependendo de sua aplicação, sendo uma delas o controle ativo de vibrações de rotores, como evidencia Kasarda et al (2004).

Frente às vantagens e inovadoras aplicações e a fim de prosseguir com as pesquisas de Nascimento et al (2002), realizou-se então uma análise teórica do desempenho de um sistema de controle ativo utilizando mancais magnéticos ativos (MMA) como atuadores de não-contato para a redução de vibrações sub-síncronas e síncronas em rotores. Para que esse objetivo fosse alcançado, este trabalho teve como ponto de partida a modelagem dos mancais magnéticos e a elaboração de uma rotina computacional para a determinação de suas características dinâmicas (rigidez e amortecimento), uma vez que o movimento oscilatório de qualquer sistema rotor-mancal é definido pelos valores dessas características. Em seguida, com um modelo matemático desenvolvido, simulou-se o desempenho de um MMA no controle das vibrações globais e locais em função de seu posicionamento e do ganho derivativo do controlador PID.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O embasamento teórico dos MMA está intimamente ligado aos princípios de eletromagnetismo e o estudo desta teoria é de primordial importância para que a modelagem do sistema seja desenvolvida. Sabe-se que o fluxo magnético é produzido em cada pólo do atuador (em forma de ferradura) por um enrolamento de N espiras com uma corrente i fluindo através dele. Vale ressaltar que em um mancal magnético ocorrem efeitos tais como difusão das linhas de forças e fugas de corrente que, em geral, não são consideradas na equação da força eletromagnética. Assim, um fator de correção geométrico ε pode ser convenientemente usado para conduzir a resultados mais precisos, de forma a levar em consideração esses efeitos. Então, a partir dos princípios físicos de magnetismo, obtém-se a equação da força que o MMA pode aplicar sobre o eixo em função em função dos seus parâmetros geométricos e construtivos, ou seja,

$$F = \varepsilon \frac{\mu_0 N^2 i^2 A_g}{4g^2} \quad (1)$$

onde $\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7} (Hm^{-1})$ é a permeabilidade do espaço livre (ar), g a folga entre o rotor e o estator, A_g a área da face de cada pólo e o valor do fator geométrico de correção ε é admitido ser 0,9 para mancais axiais e 0,8 para mancais radiais, aproximadamente. Essa diferença primariamente reflete um efeito de fuga de corrente mais acentuado na geometria dos mancais radiais. Uma vez que as forças eletromagnéticas são apenas de atração, devem-se posicionar os atuadores em ambos os lados diametralmente opostos do rotor, em um arranjo de dupla ação, como ilustrado na Figura 1, de tal forma que a força líquida F_N em um plano do mancal é dada por,

$$F_N = F_2 - F_1 = K_i i_p - K_x x \quad (2)$$

sendo K_i e K_x a rigidez de corrente e de posição, respectivamente, i_p a corrente de perturbação ou controle e x o deslocamento do eixo (Nascimento, 2002).

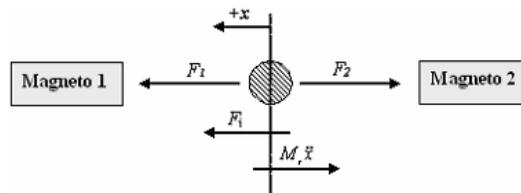


Figura 1: Layout de um eixo de controle de um mancal radial.

Na Figura 1, F_1 e F_2 são as forças de atração que atuam em um eixo de controle, F_i é uma força harmônica externa aplicada sobre o sistema e M_r a massa do rotor. A partir desse modelo se obtém a constante de rigidez (K_{eq}) e o fator de amortecimento (C_{eq}) equivalentes do mancal magnético. Para isso, determina-se a função de transferência global $G(S)$ do circuito de controle do MMA, a qual estabelece uma a relação entre a corrente de perturbação i_p (saída) e a posição x do eixo (entrada),

$$i_p(s) = G(s)x(s) \quad (3)$$

Para se modelar com sucesso um sistema de mancal magnético radial, se faz necessário conhecer as funções de transferência dos elementos do circuito de controle. Considerando todos os componentes do circuito, a função de transferência global é dada por,

$$G(s) = SS(s)LP(s)PID(s)AMP(s) \quad (4)$$

onde $SS(s)$, $LP(s)$, $PID(s)$ e $AMP(s)$ são as funções de transferência do sensor de posição, do filtro passa baixa, do filtro PID e do amplificador de potência, respectivamente.

Sabe-se que a função de transferência global é uma função complexa dada por,

$$G(s) = a_G(s) + ib_G(s) \quad (5)$$

na qual $a_G(s)$ e $b_G(s)$ representam a parte real e imaginária. Fazendo $s = i\omega$, e considerando uma força harmônica externa aplicada ao sistema, chega-se à seguinte equação:

$$-M_r\omega^2 X + X(K_x + K_i a_G) + iXK_i b_G = F \quad (6)$$

Na Equação (6) a parte real está relacionada com a rigidez e a parte imaginária com o amortecimento. Rearranjando essa equação de acordo com a equação de movimento dada por *Meirovitch (1990)* tem-se,

$$-M\omega^2 X + K_{eq} X + C_{eq} i\omega X = F \quad (7)$$

onde,

$$K_{eq} = K_x + K_i a_G \quad ; \quad C_{eq} = \frac{K_i b_G}{\omega} \quad (8a; 8b)$$

Dessa forma, observa-se que as Equações 8a e 8b representam, respectivamente, a rigidez e amortecimento equivalente do mancal. Esses valores variam com a frequência devido à sua dependência da parte real e imaginária da função de transferência do controlador, também dependentes da frequência.

Com a modelagem do MMA em mãos, tornou-se possível realizar o estudo da variação das características dinâmicas do MMA em função da frequência e dos parâmetros do controlador PID, ou seja, observar o comportamento de K_{eq} e de C_{eq} para fins de projeto. O controle PID é o método de controle normalmente usado para os mancais magnéticos. A forma padrão da função de transferência do filtro PID é dada por,

$$PID(s) = \frac{V_{PID}}{V_{LP}} = \frac{K_T (K_D s^2 + K_p s + K_I)}{s} \quad (9)$$

onde K_T é o ganho total, K_D é o ganho derivativo, K_P é o ganho proporcional, K_I é o ganho integral e s é a variável de frequência complexa. V_{PID} é a voltagem de saída do filtro e V_{LP} é a voltagem de entrada vinda do filtro passa baixa.

Em seguida, realizou-se a análise de reduções de vibrações globais e locais em um rotor teórico. O modelo matemático adotado trata o eixo como uma viga livre-livre sem os mancais e o disco rígido conectados a ele. Assim, da teoria de que o movimento de uma viga pode ser descrito com base em um número finito de modos de vibração, estabeleceu-se a expressão da velocidade em função das forças externas atuantes no rotor. Posteriormente, as forças de reação provocadas pelos mancais e pelo disco rígido quando o rotor se move foram introduzidas no modelo utilizando o método da matriz de impedância (Bonello e Brennan, 2001).

3. DETERMINAÇÃO E ANÁLISE DA RIGIDEZ E AMORTECIMENTO EQUIVALENTES

Como observado na modelagem feita para o mancal magnético, as características dinâmicas do MMA são funções, além das características geométricas, dos parâmetros dos equipamentos eletrônicos do circuito de controle. Assim, para um mesmo MMA, a rigidez e amortecimento equivalentes podem variar significativamente em função dos parâmetros adotados para os equipamentos do sistema de controle. Para a obtenção de tais resultados, manteve-se constante os parâmetros do filtro passa - baixa e do amplificador de potência e variaram-se os parâmetros do controlador PID, a fim de se obter características dinâmicas desejadas para o mancal magnético.

A função de transferência global conduz a um modelo para obtenção das características dinâmicas dos mancais com resultados satisfatórios em frequências até 150 Hz, aproximadamente. Nesta análise da influência da variação dos parâmetros do controlador sobre as características dinâmicas do mancal, utilizou-se uma faixa de 0 a 100 Hz e calculou-se uma rigidez equivalente média obtida nesta faixa de frequência e amortecimento equivalente médio na faixa entre 30 a 100 Hz, uma vez que o modelo para a obtenção deste parâmetro não produz resultados coerentes a baixas frequências.

Ao levantar essas curvas analisou-se o comportamento da rigidez e do amortecimento do mancal com a variação não-simultânea dos parâmetros do controlador PID do circuito de controle, ou seja, variaram-se o ganho proporcional (K_P), ganho integral (K_I), ganho derivativo (K_D), e o ganho total (K_T) independentemente.

Os demais parâmetros do circuito foram mantidos constantes. Para o filtro passa baixa tomou-se uma frequência de corte de 800 Hz e um fator de amortecimento de 0,707. Para o amplificador de potência adotou-se um ganho de 650 e uma frequência de corte de 20.000 Hz.

Para realizar a análise da influencia, foram adotados três valores distintos para cada ganho do controlador PID a fim de obter as curvas de K_{eq} e de C_{eq} . Assim, enquanto um ganho era submetido à variação, os demais permaneciam constantes, com valores intermediários.

A análise foi realizada usando um MMA com as características apresentadas na Tabela 1.

Tabela1 – Características construtivas do mancal magnético analisado

Parâmetro	Valor
ε (fator de correção geométrico)	0,8
μ_0 (permeabilidade do ar)	$4\pi \times 10^{-7} \text{ Hm}^{-1}$
A_g (área da folga entre o rotor e o estator)	$67,558 \times 10^{-6} \text{ m}^2$
N (número de espiras)	228 espiras
i (corrente elétrica de saturação)	3,0 A
i_b (corrente elétrica permanente)	1,5 A
g_0 (espessura nominal da folga entre o rotor e o estator)	$0,381 \times 10^{-3} \text{ m}$
SS (sensibilidade do sensor de posição)	2437 V/m
F (Máxima força de controle)	53 N
Massa	0,250 kg

Na Figura 3, apresentam-se as curvas de rigidez e amortecimento equivalentes em função do ganho derivativo (K_D) do controlador PID para valores de 0,1; 0,2 e 0,3. Neste caso, observa-se que o ganho derivativo tem uma influência decisiva sobre o amortecimento do mancal magnético, ou seja, o amortecimento aumenta grandemente à medida que se efetua um pequeno aumento de K_D . Tal fenômeno é explicado pelo fato de que este parâmetro está multiplicado pela derivada do sinal de posição na Equação (9). Por sua vez, estes resultados demonstram que a rigidez equivalente somente sofre pequenas alterações na faixa de frequências mais elevadas. O ganho derivativo é, portanto, o mais interessante para ser analisado quando se busca um amortecimento desejável para o rotor com uma alteração mínima de sua rigidez. Os resultados podem ser observados também na Tabela 2.

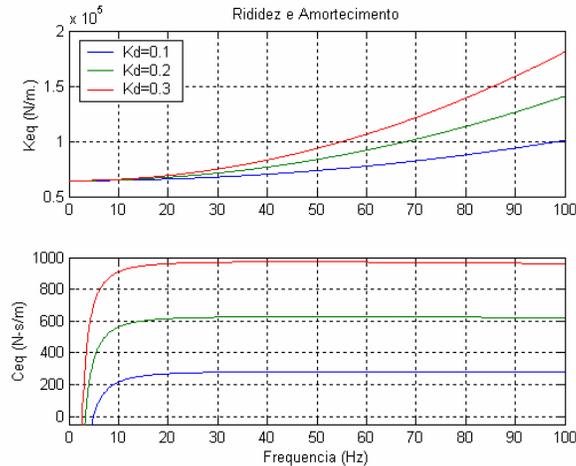


Figura 3: Curvas de (K_{eq}) e (C_{eq}) em função da frequência variando-se apenas K_D e mantendo-se fixo: $K_P = 60$, $K_T = 0,00006$; $K_I = 80$.

Tabela 2 – Valores médios obtidos com a variação de K_D

Valores de K_D	K_{eq}	C_{eq}
0,1	$76,52 \times 10^3$	280,82
0,2	$89,88 \times 10^3$	623,59
0,3	$103,25 \times 10^3$	966,36

Quanto à análise do ganho proporcional (K_P) foi possível inferir que K_{eq} é muito mais sensível do que C_{eq} ao aumento da magnitude de K_P uma vez que as curvas de K_{eq} se apresentaram consideravelmente distanciadas. Isso ocorre devido ao fato de que os valores de K_P interferem apenas na parte real da função de transferência, que é utilizada para se calcular a rigidez equivalente. Também se deve ressaltar que ocorreu uma ligeira diminuição do amortecimento equivalente. Logo, para fins de projeto, devem-se encontrar valores de K_P que satisfaçam a condição requerida de rigidez tomando-se o devido cuidado para não comprometer a outra característica do sistema.

As análises também foram realizadas para o ganho integral e o ganho total. Porém, observou-se que o ganho integral altera muito pouco as curvas de rigidez e amortecimentos equivalentes, sendo as variações praticamente imperceptíveis nos gráficos, evidenciando a desprezível influência deste parâmetro nas características dinâmicas do mancal que, por consequência, não altera a dinâmica dos rotores. Já para o ganho total, foi observado que influencia direta e proporcionalmente tanto as curvas de rigidez como as curvas de amortecimento, uma vez que ele é meramente um multiplicador sobre os outros três ganhos do filtro PID simultaneamente (proporcional, integral e derivativo).

4. ANÁLISE DAS REDUÇÕES DE VIBRAÇÕES EM UM ROTOR EM FUNÇÃO DO POSICIONAMENTO E DO GANHO DERIVATIVO DO MMA

O desempenho do sistema de controle não pode ser analisado unicamente em termos de redução de vibrações. Neste contexto entra também a força de controle, visto que quanto maior for a sua magnitude, maior será a energia consumida pelo atuador. Por outro lado, a intensidade da força magnética de controle é limitada pelas características específicas do atuador. Assim, a força de controle também foi analisada em função das diversas condições de controle de vibração do rotor. Vale lembrar também que a folga entre o rotor e o estator especificada para um MMA também foi monitorada para que o valor máximo das amplitudes de vibração não ultrapassasse a magnitude desta folga.

Propôs-se basicamente um rotor teórico de aço (módulo de elasticidade (E) de 209 GN/m^2 , densidade (ρ) de 7800 kg/m^3 , razão de amortecimento estrutural (ξ) de 0.001) de 620 mm de comprimento com eixo de 12 mm de diâmetro apoiado por dois mancais convencionais e um mancal magnético ativo (MMA) entre eles. O primeiro mancal convencional foi localizado a 100 mm do início do eixo e o segundo a 20 mm antes do término do eixo. Já o MMA, como proposto pelo projeto de pesquisa, teve uma localização variável ao longo do eixo, a fim de observar qual posição é a mais indicada para o controle de vibrações. O sistema foi desbalanceado por um disco rígido de aço com massa m_2 igual a 1.5 kg , diâmetro de 150 mm , espessura de 11 mm e excentricidade de $0,11 \text{ mm}$, logo, a característica de desbalanceamento do sistema foi de $m.e = 1,65 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}$. Sobre o eixo também foram fixadas as massas m_1, m_3 e m_4 , relativas ao material que fazem parte dos mancais. Os parâmetros construtivos do mancal magnético utilizado já foram apresentados na Tabela 1 e as propriedades físicas complementares para os mancais convencionais podem ser encontradas na Tabela 3.

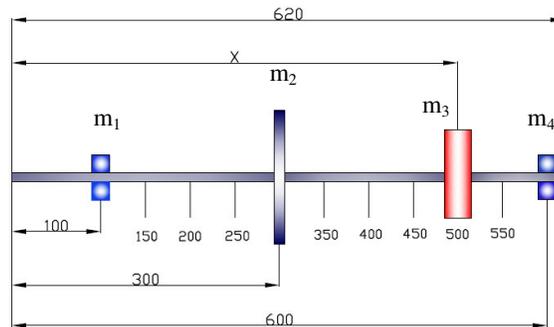


Figura 2: Esquema do rotor teórico utilizado. Em vermelho está representado o MMA e em azul os mancais convencionais de contato.

Tabela 3 – Propriedades físicas dos mancais convencionais de contato.

Mancais convencionais	
Massa (m_1, m_4)	0,150 kg
Rigidez (K)	$5,0 \times 10^5 \text{ N/m}$
Amortecimento (C)	5 N.s/m
Posições	$m_1=0,100 \text{ m}$ $m_4=0,600 \text{ m}$

As análises do desempenho do controle ativo foram desenvolvidas empregando-se um modelo para o rotor teórico utilizando a teoria mencionada anteriormente. Foram realizadas dois tipos de análises: uma quanto às reduções das vibrações globais de RMS nas frequências síncrona e sub-síncrona e outra quanto às reduções de vibrações locais para estas mesmas frequências.

4.1 Análise das Reduções de Vibração Global do Rotor

Para que a melhor faixa de posicionamento do MMA fosse encontrada, localizou-se o mancal magnético em uma posição X entre os mancais convencionais e dividiu-se o eixo em pontos distanciados de 50 mm entre si, isto é, localizou X nos pontos de 150 a 550 mm mostrados na Figura 2. Para se ter uma melhor definição da região de melhor desempenho do mancal magnético, após encontrada a faixa das máximas reduções sugerida pela primeira varredura, refinou-se o espaço entre as posições onde o atuador magnético foi localizado para um distanciamento de 10 mm em 10 mm.

A partir da modelagem desenvolvida para o rotor teórico, compilaram-se os resultados mostrados nas tabelas resumos (Tabelas 4, 5 e 7). Nelas são apresentados os intervalos dos dados compilados de acordo com o ganho derivativo do MMA testado. Em seguida, apresentam-se os gráficos do comportamento do sistema antes e depois do controle ativo para o MMA com $K_D = 0,3$ posicionado em 320 mm, situação na qual o MMA apresentou um dos melhores desempenhos.

Tabela 4 – Resumo dos resultados para a análise de vibração global do MMA com $K_D = 0,1$

$K_D = 0,1$		
Tipo de Redução	Faixa de Redução	Região correspondente
Redução sub-síncrona	61% a 67%	280 mm a 350 mm
Redução síncrona	4% a 5%	
Intervalo da máxima corrente de controle		0,843 A a 0,894 A
Intervalo do máximo deslocamento		$1,287 \cdot 10^{-4}$ m a $1,409 \cdot 10^{-4}$ m
Intervalo da Força de controle	Sub-síncrona	12,808 N a 14,018 N
	Síncrona	18,465 N a 20,012 N

Tabela 5 – Resumo dos resultados para a análise de vibração global do MMA de $K_D = 0,2$

$K_D = 0,2$		
Tipo de Redução	Faixa de Redução	Região correspondente
Redução sub-síncrona	80% a 84%	270 mm a 360 mm
Redução síncrona	16% a 24%	
Intervalo da máxima corrente de controle		1,032 A a 1,123 A
Intervalo do máximo deslocamento		$9,285 \cdot 10^{-5}$ m a $1,011 \cdot 10^{-4}$ m
Intervalo da Força de controle	Sub-síncrona	10,828 N a 12,063 N
	Síncrona	30,965 N a 33,706 N

Tabela 6 – Resumo dos resultados para a análise de vibração global do MMA de $K_D = 0,3$

$K_D = 0,3$		
Tipo de Redução	Faixa de Redução	Região correspondente
Redução sub-síncrona	87% a 90%	260 mm a 370 mm
Redução síncrona	30% a 41%	
Intervalo da máxima corrente de controle		1,114 A a 1,309 A
Intervalo do máximo deslocamento		$7,230 \cdot 10^{-5}$ m a $8,493 \cdot 10^{-5}$ m
Intervalo da Força de controle	Sub-síncrona	10,447 N a 12,025 N
	Síncrona	36,548 N a 42,932 N

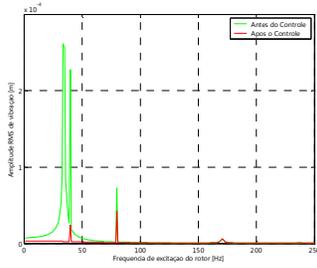


Figura 4: Amplitude de vibração global (RMS) do rotor para o MMA com $K_D = 0,3$ posicionado em 320 mm – Escala linear.

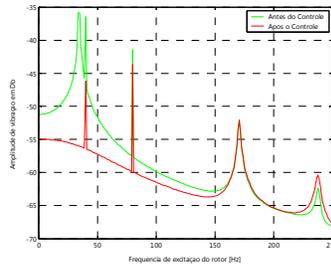


Figura 5: Amplitude de vibração global (RMS) do rotor para o MMA com $K_D = 0,3$ posicionado em 320 mm – Escala logarítmica.

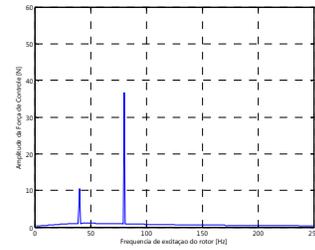


Figura 6: Força de controle do MMA com $K_D = 0,3$ e posicionado a 320 mm.

Em relação ao caso de $K_D = 0,2$, estes resultados mostram que a redução do nível de vibração global sub-síncrona aumentou muito pouco, não mais que 8% nas posições de melhores desempenhos. Por outro lado, a redução do nível de vibração síncrona praticamente dobrou, o que justifica a utilização do atuador com $K_D = 0,3$, lembrando que os valores da corrente de controle já se encontram próximos do valor máximo admitido, em uma situação pouco confortável. Em termos de força de controle, observou-se apenas um ligeiro aumento nos valores para controlar a vibração síncrona e praticamente os mesmos valores para controlar a vibração sub-síncrona. Ao analisar a Figura 5, pode-se perceber que as frequências críticas mais elevadas (segunda e terceira) não são atenuadas, ocorrendo até mesmo uma amplificação da amplitude da terceira frequência modal, tal fato se repete para $K_D = 0,1$ e $K_D = 0,2$.

4.2 Análise do posicionamento do MMA para redução de vibrações locais

A fim de observar o desempenho do atuador magnético em termos de vibração ao longo de todo o comprimento do rotor, aplicou-se a metodologia da análise de reduções de vibração local para o MMA com os mesmos valores de K_D em análise. Para $K_D = 0,2$, apresenta-se resultados com o MMA posicionado em 320 e 500 mm, sendo a primeira posição localizada na faixa de maiores desempenhos do atuador e a segunda na faixa de baixos desempenhos. Assim, através das Figuras 7,8,9 e 10 pode-se melhor visualizar o comportamento deste rotor.

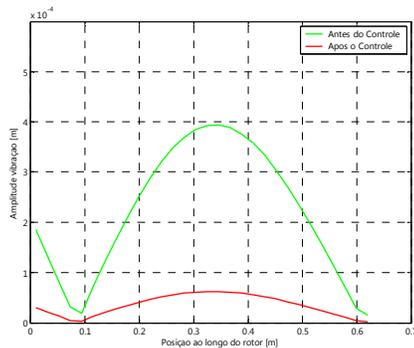


Figura 7: Vibração local na frequência sub-síncrona ao longo do eixo para o MMA com $K_D = 0,2$ localizado em 320 mm.

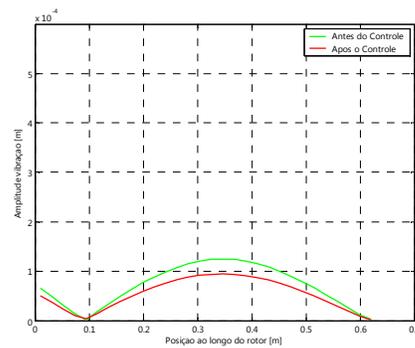


Figura 8: Vibração local ao longo do eixo na frequência síncrona para o MMA com $K_D = 0,2$ localizado em 320 mm.

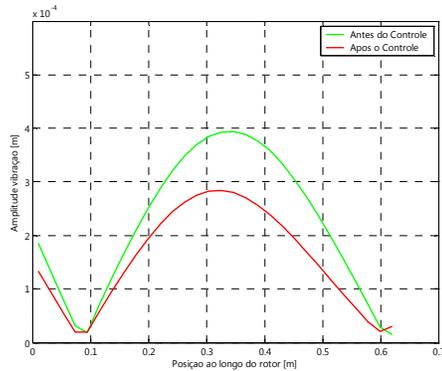


Figura 9: Vibração local ao longo do eixo na frequência sub-síncrona para o MMA com $K_D = 0,2$ localizado em 500 mm.

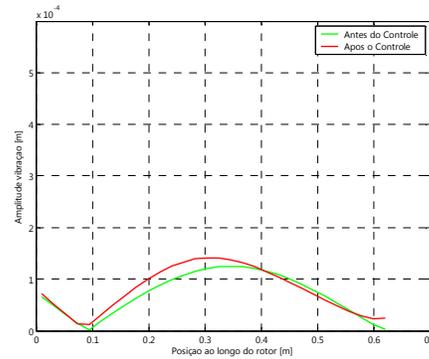


Figura 10: Vibração local na frequência síncrona ao longo do eixo para o MMA com $K_D = 0,2$ localizado em 500 mm.

Com a realização desta análise, observou-se o fato de alguns pontos do rotor apresentarem reduções positivas e outros negativas, como pode ser visto na Figura 10 para o MMA situado em 550 mm., indicando que este tipo de atuador se mostra eficaz para o controle de vibração local. Vale observar também que apenas com a análise da vibração global, não é possível evidenciar esta região de reduções positivas uma vez que, para esta mesma posição do MMA, foi obtido um valor de redução RMS para a frequência síncrona de -9,71%.

4. CONCLUSÕES

Com as análises realizadas, pôde-se observar que o sistema se mostrou eficiente para reduzir vibrações locais, pois dependendo da posição do MMA poderá ocorrer ampliação da vibração em pontos mais distanciados do mesmo. Em geral, com um aumento do ganho derivativo do controlador, as atenuações das vibrações globais e locais aumentaram, pois uma maior quantidade de amortecimento foi introduzida no sistema controlado. Demonstrou-se a importância de serem determinados o deslocamento máximo no ponto onde encontra-se o atuador, a força e a corrente de controle, uma vez que o atuador possui esses parâmetros limitados por seu projeto.

Vale mencionar neste ponto que *Kasarda et al (2004)*, realizaram testes práticos com dois mancais magnéticos entre um disco em desbalanceamento com o qual apresentou resultados máximos de 93% de redução RMS para a frequência sub-síncrona e 218% de aumento da vibração síncrona. Segundo os autores, o aumento da resposta síncrona é devido ao aumento da primeira velocidade crítica do sistema a um valor próximo à velocidade de operação do rotor devido à adição de rigidez ao sistema a partir do MMA. Já a diminuição da vibração sub-síncrona foi devido à fatores múltiplos. Primeiro, a rigidez fornecida ao pelo MMA aumentou a primeira velocidade crítica para longe da frequência de perturbação e, para o cenário de turbomáquinas, a queda da razão entre a velocidade de operação e a primeira velocidade crítica, geralmente, cria um sistema inerentemente mais estável, segundo Kirk e Miller (1977). Segundo, o amortecimento adicional devido ao MMA dissipa uma quantidade maior da energia vibracional do sistema. Vale observar que o aumento das frequências críticas do rotor com a aplicação do sistema de controle é devido à adição de rigidez no sistema controlado. Assim, esse controle ativo pode induzir à condições muito desfavoráveis dinamicamente e condições de ressonância podem aparecer após o controle.

Dessa maneira, este trabalho demonstra que um atuador magnético pode ser muito eficaz em reduzir as vibrações sub-síncronas de um rotor. Porém, já a para as reduções das vibrações síncronas, o atuador se mostra menos eficiente. Vale observar que o desempenho da atenuação de vibrações não se trata apenas do controle do tipo de vibrações, mas também que o posicionamento do controle ativo é fator fundamental. Destaca-se que além da escolha do melhor lugar e do ganho derivativo para um MMA, há muitos outros fatores interferentes para se estudar quando se deseja obter um alto desempenho no controle de vibrações.

4. AGRADECIMENTOS

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP) pelos auxílios concedidos para a realização deste trabalho.

5. REFERÊNCIAS

Alford, J., 1965. Protecting turbomachinery from self-excited whirl. *Journal of Engineering for Power*, 333 – 344.

Bonello, P.; Brennan, M. J., “Modeling the dynamic behavior of a supercritical rotor on a flexible foundation using the mechanical impedance technique”, *Journal of Sound and vibration*, Vol. 239, pp. 445-466, 2001.

Kasarda, M. E.; Mendoza, H.; Kirk, R. G.; Wicks, A., “Reduction of subsynchronous vibration in a single-disk rotor using an active magnetic damper”, *Mechanics Research Communications*, Vol. 31, pp. 689-695, 2004.

Kirk, R. G., Miller, W. H., 1977. The influence of High Pressure oil Seals on Turbo-Rotor Stability, ASLE/ASME Lubrication Conference, Kansas City, Missouri, October 3-5, 1977.

Meirovitch, L., “Dynamics and control of structures”, *John Wiley and Sons*, New York, USA, 1990.

Nascimento, L. P. “Controle ativo de vibrações e ruído de rotores utilizando mancais magnéticos”, UNESP, Ilha Solteira – SP, 2002.

Nascimento, L.P. Dynamic of active magnetic bearings, In: II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica - CONEM 2002, Fortaleza, 2002. (CD-R paper CPB0488).

ANALYSIS OF GLOBAL AND LOCAL ROTOR VIBRATION REDUCTIONS USING ACTIVE MAGNETIC DAMPER

Efrain Araujo Perini

UNESP – São Paulo State University – Ilha Solteira, SP, Brazil
efrainperini@dem.feis.unesp.br

Luiz De Paula do Nascimento

UNESP – São Paulo State University – Ilha Solteira, SP, Brazil
depaula@dem.feis.unesp.br

Abstract: *In this work a theoretical analysis of the performance of a system of active control using magnetic bearings as no-contact actuators for reducing vibrations in rotors was developed. A feedback control type was used to attenuate unbalance vibration and subsynchronous vibration due to instability that frequently appears in turbomachinery at frequency below to the operation frequency. The main focus of this work was the analysis of the performance of the actuator as a function of its relative position respect to the points where the exciting forces are acting onto the rotor. An analysis of the necessary force of control to be applied by the actuator to reach a previous established rotor vibration level was also accomplished. The analysis was carried out employing rotor models developed by the impedance matrices method. Global and local vibrations were showed as graphics that represent the system behaviors after and before the active control. Briefly the analysis shows that as the derivative gain of PID control raises, the vibration attenuation is better controlled. Results pointed out reductions about 90%, therefore the system dynamic characteristics was changed by adding the active magnetic damper (AMD).*

Keywords: *Vibration active control, Active magnetic bearing, Synchronous and sub synchronous frequency, Global vibration, local vibration.*