

5

Controle Híbrido - Amortecedor de Massa Híbrido (AMH)

5.1 Introdução

O controle híbrido trata-se de uma combinação dos controles passivo e ativo. Tem sido alvo de muitos estudos, já que se apresenta como forma alternativa de controle que supre as principais desvantagens dos controles passivo e ativo isoladamente. O controle passivo tem como principal desvantagem perder a eficiência se a excitação dinâmica estiver fora da faixa de frequência para a qual foi projetado. Já o controle ativo, apesar de não possuir essa deficiência, apresenta outro tipo de desvantagem que é a demanda de grandes quantidades de energia para geração das forças de controle. O sistema de controle híbrido, além de exigir forças de controle inferiores e manter sua eficiência ao longo de uma longa faixa de frequências, trata-se de um controle mais robusto e confiável.

Grande parte dos estudos existentes até o momento em controle híbrido volta-se para o controle de vibrações causadas por eventos sísmicos. Por exemplo, o trabalho publicado por Tzan & Pantelides (1994) combina o uso de amortecedores viscoelásticos com contraventamento ativo, por outro lado um grande número de autores propõe o controle híbrido combinando isolamento de base com controladores ativos (Yang *et al* 1992; Tadjbakhsh & Rofooei F. 1992; Nagarajaiah *et al* 1993; Yang *et al* 1995b; Loh & Chao 1996; Lee-Glauser *et al* 1997; Velasco 1997; Palazzo & Petti 1997; Riley *et al* 1998; Irschik *et al* 1998;). Recentemente, Avila & Gonçalves (2002) analisaram estruturas submetidas a cargas harmônicas protegidas por um controle híbrido formado por amortecedores viscofluidos associados a um contraventamento ativo.

Uma forma de controle híbrido bastante estudada e já implementada na prática em algumas estruturas no Japão e Taiwan é o chamado amortecedor de massa híbrido (AMH) (Spencer Jr. & Sain, 1997). Trata-se da combinação de um amortecedor de massa sintonizado (AMS) com um atuador de controle ativo. Este dispositivo será tratado em detalhes no presente capítulo.

5.2 Amortecedor de massa híbrido (AMH)

Segundo Spencer Jr. & Sain (1997), a capacidade do AMH em reduzir a resposta dinâmica depende basicamente do AMS. As forças provenientes do atuador são utilizadas para aumentar a eficiência do AMS e melhorar sua robustez em relação às mudanças nas características dinâmicas da estrutura. A energia e forças de controle requeridas são bem inferiores às exigidas por um amortecedor de massa ativo (AMA), apresentando a mesma eficiência.

De acordo com Kwok & Samali (1995), esse tipo de sistema híbrido é programado para funcionar tanto como um AMS comum quanto como um sistema ativo, de acordo com as condições do vento e as massas do edifício e do amortecedor. A operação do modo ativo de controle se faz necessária quando se requer um aumento ótimo do amortecimento e uma maior redução na resposta decorrente da excitação do vento. Nas outras ocasiões, quando necessita-se apenas de um aumento moderado do amortecimento e a redução da resposta causada pelo vento é adequada, o sistema pode operar em seu modo passivo. Enquanto que o custo inicial continuará alto devido ao custo do sistema ativo, ocorre uma considerável economia na operação e manutenção do sistema quando se usa um controle híbrido.

Os AMHs são projetados para tirar proveito do mecanismo passivo em reduzir a demanda na força ativa. O AMH é muito eficiente quando se necessita de uma força de controle relativamente baixa, mas pode não ser suficiente, segundo Shing *et al* (1996), para prevenir danos estruturais causados por um forte terremoto.

A motivação para o início do estudo desse tipo de mecanismo se deve ao fato de uma série de amortecedores de massa sintonizados (AMS) passivos terem sido instalados na prática (Soong & Dargush, 1997; Holmes, 1995). Como foi dito anteriormente, em seu projeto, o AMS é sintonizado em uma única frequência e deixa de ser eficiente no caso de excitações que possuam uma ampla faixa de frequência, como é o caso de terremotos ou quando há variação dos parâmetros estruturais durante a vida útil da estrutura.

No caso do AMH, essa limitação pode ser superada fornecendo-se uma capacidade de controle ativo a este tipo de dispositivo. Devido ao aumento considerável na eficiência do mesmo, uma série de estudos teóricos e experimentais foi realizada sobre o assunto na última década (Soong 1990;

Soong *et al* 1991(b); Chang & Yang 1995(b); Kwok & Samali 1995; Ankireddi & Yang 1996; Xu 1996; Mackriell *et al*, 1997; Cao *et al*, 1998; Yan *et al*. 1999). Esses estudos resultaram na instalação, com sucesso, deste mecanismo para proteção contra vibrações excessivas principalmente no Japão (Fujino *et al* 1996; Spencer Jr. & Sain, 1997; Spencer Jr. & Soong, 1999; Nishitani & Inoue 2001). Um grande número dessas estruturas está listada na Tabela (5.1). Vale ressaltar que uma característica interessante e vantajosa do AMH é a possibilidade de atuação como mecanismo de controle passivo, no caso de falta de energia. Pode-se projetá-lo ainda, para que possua dois modos intercambiáveis de operação, um modo ativo e um modo passivo.

Outra vantagem do AMH é a possibilidade de utilização de uma massa menor comparada à massa do sistema puramente passivo, o AMS. Um exemplo disso foi o AMH utilizado na construção da ponte suspensa *Rainbow* em Tokyo, onde enquanto um AMS exigiria 1% da primeira massa modal da estrutura, a massa do AMH utilizada foi de apenas 0.14% da massa modal (Fujino *et al* 1996).

Exemplos de AMHs que são compactos, eficientes e aplicáveis na prática são: o AMH em forma de arco utilizado na ponte *Rainbow*, o AMH em forma de pêndulo multi passo e o AMH em forma de V. São dispositivos de período longo que têm sido usados em pontes e edifícios (Spencer Jr. & Sain 1997). Outro dispositivo de grande eficiência é o AMH DUOX que exige forças de controle relativamente baixas (Fujino *et al* 1996).

Vale ressaltar aqui a diferença entre um amortecedor de massa híbrido AMH e um AMA, amortecedor de massa ativo. O AMA trata-se de um sistema oscilatório auxiliar equipado com um atuador que consegue reduzir a resposta do sistema principal em uma faixa de frequência mais ampla do que o AMS. As forças de inércia resultantes do movimento do AMA geram na estrutura uma força de controle ativo. Em seu projeto não existe preocupação de que a massa auxiliar possa funcionar como um componente passivo, massas maiores, ou acelerações maiores, produzem forças de inércia maiores e, conseqüentemente, forças de controle maiores, tornando a redução da resposta mais eficiente. Já o AMH integra uma força de controle ativo ao sistema passivo AMS. Segundo Nishitani & Inoue (2001), o AMH mais comum é o amortecedor de massa sintonizado ativo (AMSA), que é nada mais que um AMS que funciona de maneira mais eficiente acoplando-se um atuador que gera forças de controle de baixa magnitude. A

redução da força de controle no caso do AMH deve-se ao fato da massa funcionar como parcela passiva do controle híbrido, o que não ocorre no caso do AMA que pode ser considerado como um sistema puramente ativo. Segundo Spencer Jr. & Soong (1999), o AMA, em geral, tem sido utilizado em casos onde é impossível a instalação de um AMH devido à restrições de projeto e limitações de espaço.

5.3 Equações de movimento

As equações de movimento de um sistema de vários graus de liberdade com um AMH conectado, são semelhantes ao da estrutura com o AMS mostradas nas equações (2.16) e (2.17). A diferença é que se inclui a parcela relativa à força de controle, $u(t)$, no AMH, sendo assim as equações de movimento do sistema controlado adquirem a forma

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{y}}(t) + \mathbf{C} \dot{\mathbf{y}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{y}(t) = \mathbf{F}(t) + \mathbf{D}' p(t) \quad (5.1)$$

$$m \ddot{z}(t) + c \dot{z}(t) + kz(t) = -m \ddot{y}_N + u(t) \quad (5.2)$$

onde \mathbf{M} , \mathbf{C} e \mathbf{K} são as matrizes de massa, amortecimento e rigidez da estrutura, respectivamente; $\mathbf{F}(t)$ é o carregamentos dinâmico aplicado sobre a estrutura $p(t) = c \dot{z}(t) + kz(t) - u(t)$; $y_i(t)$ é o deslocamento da i -ésima massa em relação ao solo; $z(t)$ é o deslocamento do AMH em relação ao andar onde o mesmo se encontra instalado e \mathbf{D}' representa o vetor de localização do AMH.

O componente d_j do vetor \mathbf{D}' é dado por

$$d_j = \begin{cases} 0, & j \neq i \\ 1, & j = i \end{cases} \quad (5.3)$$

sendo i o andar onde está instalado o AMH. No caso do AMH instalado no último andar $i = N$.

Vale ressaltar que os sistemas de controle AMH/AMA tratam-se de sistemas *single-input*, isto é, apenas uma única força de controle é necessária para seu funcionamento. A matriz de locação dos controladores, \mathbf{B} , apresentada em (4.5), que tinha dimensões $2n \times m$ passa a ter dimensões $2n \times 1$ neste caso, e a matriz de ponderação \mathbf{R} utilizada nos algoritmos de controle ótimo, reduz-se neste caso a um número.

Nome	Cidade	Ano	Estrut. Principal	Destinação	Andares	Altura (m)	Massa do Edifício (t)	Massa do Amort. (t)	Tipo
Kyobashi Seiwa Bldg.	Tokyo	1989	Aço	Escritórios	11	33	400	4,4	AMA
N. 21 Bldg Sendagaya INTES	Tokyo	1992	SRC/Aço	Escritórios	11	44	(3300)	72	AMA
Applause Tower	Osaka	1992	Aço	Hotel, escritório e teatro	34	161	(13000)	480	AMA
Torre Controle Aeroporto Kansai	Osaka	1992	Aço	Torre de Controle	7	86	2600	10	AMH
Osaka ORC2000	Osaka	1992	Aço	Hotel e escritórios	50	200	57000	200	AMH
Ando Nishikicho Bldg.	Tokyo	1993	Aço	Escritórios	14	54	2500	24	AMH
Yokohama Landmark Tower	Yokohama	1993	Aço	Hotel e escritórios	70	296	260000	340	AMH
Banco Long Term Credit	Tokyo	1993	Aço	Escritórios	21	129	39000	195	AMH
Porte Kanazawa	Kanazawa	1994	Aço	Hotel e escritórios	29	121	27000	100	AMH
Shinjuku Park Tower	Tokyo	1994	Aço	Hotel e escritórios	52	232	120000	330	AMH
RIHGA Royal Hotel	Hiroshima	1994	Aço	Hotel	35	150	83000	80	AMH
MHI Yokohama Bldg.	Yokohama	1994	Aço	Escritórios	34	152	61800	60	AMH
Hikarigaoka J City Bldg.	Tokyo	1994	Aço	Hotel e escritórios	24	100	29000	80	AMH
Hamamatsu ACT City	Hamamatsu	1994	Aço	Hotel e escritórios	46	212	110000	180	AMH
Riverside Sumida	Tokyo	1994	Aço	Residencial	33	134	52000	30	AMA
Hotel Ocean 45	Miyazaki	1994	Aço	Hotel	43	154	80000	240	AMH
Osaka World Trade Center Bldg.	Osaka	1995	Aço	Escritórios	52	252	75000	100	AMH
Dowa Kasai Phoenix Tower	Osaka	1995	Aço	Escritórios	28	144	27000	72	AMH
Rinku Gate Tower Bldg.	Osaka	1995	Aço	Hotel e escritórios	56	255	75000	160	AMH
Hirobe Miyake Bldg.	Tokyo	1995	Aço		9	30	270	2	AMH
Plaza Ichihara	Chiba	1995			12	61	5760	14	AMH
HERBIS Osaka	Osaka	1997	Aço	Hotel e escritórios	40	189		316	AMA
Nisseki Yokohama Bldg.	Yokohama	1997	Aço	Escritórios	30			50.60	AMH
Itoyama Tower	Tokyo	1997	Aço	Escritórios e residencial	18	89			AMH
OTIS Elevator Tower	Chiba	1998	Aço	Laboratório	39	154	6900	35.27	AMH
Odakyu Southern Tower	Tokyo	1998	Aço	Hotel e escritórios	36	151	50000	62	AMH
Bunka Fukuso Gakuin	Tokyo	1998	Aço	Escola	20	93	24000	24	AMH
Oita Oasis Plaza 21	Oita	1998	Aço	Hotel e escritórios	20	101		25	AMH
Shinagawa Inter City Bldg.	Tokyo	1998	Aço	Escritórios	32	145			AMH

Tabela 5.1 - Edifícios equipados com AMA e AMH no Japão (Nishitani & Inoue, 2001)

A análise dinâmica de edifícios altos com AMH, assim como no caso do AMS, também pode ser realizada reduzindo o sistema de vários graus de liberdade à um sistema de um único grau de liberdade conforme descrito anteriormente no item 2.3.2. As equações do sistema reduzido, (2.20) e (2.17) podem ser reescritas adicionando-se a parcela da força de controle $u(t)$, como se segue

$$M_1^* \ddot{y}_N + C_1^* \dot{y}_N + K_1^* y_N = c \dot{z} + kz + f(t) - u(t) \quad (5.4)$$

$$m \ddot{z}(t) + c \dot{z}(t) + kz(t) = -m \ddot{y}_N + g(t) + u(t) \quad (5.5)$$

5.4 Exemplos numéricos

Exemplo 5.1

Considere o *shear-frame* de 10 andares estudado no Exemplo 2.2 submetido a um carregamento harmônico $F(t) = 5.0 \times 10^2 \text{sen}(\omega t)$ N aplicado no décimo andar. Duas possibilidades são consideradas: carga aplicada continuamente ($\omega = 3.0$ rad/s) e pulso de carga ($\omega = 3.142$ rad/s) com duração de 2 s. Neste exemplo realizou-se um estudo para escolha das melhores matrizes de ponderação para um controle híbrido da estrutura através de um amortecedor de massa híbrido (AMH) instalado no último andar. As propriedades do AMH são as mesmas do AMS do Exemplo 2.2: $m = 19$ Mg; $k = 0.188$ MN/m e $c = 0.024$ MNs/m. Como mencionado anteriormente, a escolha adequada das matrizes de ponderação é um passo essencial no projeto de um sistema de controle ativo ou híbrido. Para facilitar a escolha da matriz \mathbf{Q} várias propostas têm sido feitas na literatura tendo por base as matrizes características da estrutura, estas são mostradas na equação (5.6), a seguir. Apresentam-se na Tabela (5.2) os valores dos deslocamentos máximos e *rms* e as suas respectivas reduções em relação à resposta sem controle, além das forças de controle máximas e *rms* para cada uma das matrizes \mathbf{Q} apresentadas na equação (5.6), considerando-se $R = 0.5 \times 10^{-8}$, e aplicando-se a carga harmônica continuamente. A Tabela (5.3) apresenta as mesmas grandezas para o caso do pulso de carga.

$$\begin{aligned}
 \mathbf{Q}_1 &= \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M} \end{bmatrix} & \mathbf{Q}_2 &= \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K} \end{bmatrix} & \mathbf{Q}_3 &= \begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M} \end{bmatrix} \\
 \mathbf{Q}_4 &= \begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{M} \\ \mathbf{M} & \mathbf{M} \end{bmatrix} & \mathbf{Q}_5 &= \begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{M} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} & \mathbf{Q}_6 &= \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{M} & \mathbf{M} \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{5.6}$$

Matriz	$d_{10 \text{ máx}}$ (mm)	$d_{10 \text{ rms}}$ (mm)	$F_{\text{máxima}}$ (N)	F_{rms} (N)
\mathbf{Q}_1	0.21342 (11.2 %)	0.08331 (25.6 %)	56.16	20.88
\mathbf{Q}_2	0.20578 (14.4 %)	0.08254 (26.3 %)	187.46	57.77
\mathbf{Q}_3	0.20174 (16.1 %)	0.07763 (30.7 %)	79.75	28.07
\mathbf{Q}_4	0.20126 (16.3 %)	0.07727 (31.0 %)	80.73	28.40
\mathbf{Q}_5	0.19937 (17.1 %)	0.07553 (32.6 %)	80.25	27.91
\mathbf{Q}_6	0.20134 (16.2 %)	0.07726 (31.1 %)	81.67	28.59

Tabela 5.2 - Deslocamentos e Forças de controle máximos e *rms* (carga contínua)

Matriz	$d_{10 \text{ máx}}$ (mm)	$d_{10 \text{ rms}}$ (mm)	$F_{\text{máxima}}$ (N)	F_{rms} (N)
\mathbf{Q}_1	0.47237 (41.5 %)	0.23721 (29.3 %)	61.21	42.01
\mathbf{Q}_2	0.49030 (39.3 %)	0.23518 (29.9 %)	186.24	86.72
\mathbf{Q}_3	0.42579 (47.2 %)	0.21989 (34.4 %)	83.52	43.09
\mathbf{Q}_4	0.42261 (47.7 %)	0.21877 (34.8 %)	84.62	44.46
\mathbf{Q}_5	0.38717 (52.0 %)	0.21310 (36.5 %)	85.01	44.45
\mathbf{Q}_6	0.42413 (47.5 %)	0.21883 (34.7 %)	85.32	45.56

Tabela 5.3 - Deslocamentos e Forças de controle máximos e *rms* (pulso de carga)

Verifica-se que, para ambos os casos de carregamento, a melhor matriz de ponderação é a matriz \mathbf{Q}_5 pois apresenta a maior redução no deslocamento sem um acréscimo significativo na força de controle. Em ambos os casos a matriz \mathbf{Q}_2 leva às maiores forças de controle, sem conseguir reduções mais acentuadas dos deslocamentos que nos outros casos analisados. Já a matriz de ponderação \mathbf{Q}_1 leva às menores forças de controle com deslocamentos levemente superiores à maioria dos outros casos. Observou-se também que consegue-se reduzir mais a resposta *rms* do que o pico da resposta no caso do pulso de carga e o contrário no caso da carga aplicada continuamente, mesma conclusão obtida quando se estudou o controle passivo. Novamente este estudo mostra que a escolha das matrizes de ponderação é um passo importante no projeto de sistemas de controle e que

tornam-se necessários estudos para se escolher de forma mais criteriosa estas matrizes tendo em vista as variáveis de projeto.

Considere agora que a estrutura seja excitada pelo mesmo carregamento sísmico considerado no Exemplo 2.2 (componente E-W do terremoto Loma Prieta na Califórnia). Foram testadas as matrizes \mathbf{Q}_1 , \mathbf{Q}_2 , \mathbf{Q}_3 e \mathbf{Q}_4 e não foram obtidos resultados satisfatórios, não havendo praticamente redução nos deslocamentos máximos e redução de apenas 9% nos valores *rms* dos mesmos. Optou-se então por alterar os parâmetros do AMH, adotando-se parâmetros sugeridos por Villaverde & Koyama (1993) com taxa de amortecimento de 30%: $m = 47$ Mg; $k = 0.465$ MN/m e $c = 0.089$ MNs/m. Neste caso houve uma melhora nos resultados obtidos pelo controle híbrido. Utilizando a matriz \mathbf{Q}_3 , que apresentou melhor desempenho, obteve-se uma redução de 8.64% no deslocamento máximo do décimo andar e de 22.5% no deslocamento *rms* do mesmo. As magnitudes das força máxima e *rms* de controle foram 251.3 kN e 79.8 kN, respectivamente.

Exemplo 5.2

A fim de verificar a influência da taxa de amortecimento do AMS em sua eficiência, analisa-se a estrutura do Exemplo (5.1), reduzida a um grau de liberdade de acordo com o procedimento descrito no item 2.3.2, equipada com este tipo de controle, variando-se o valor da taxa de amortecimento do mesmo em $\xi = 0.1, 0.2$ e 0.3 . O primeiro é dimensionado segundo os parâmetros ótimos de Den Hartog, o segundo é o apresentado por Villaverde & Koyama (1993) e o terceiro mantém a massa e eleva a taxa de amortecimento do anterior. As propriedades dos mesmos estão apresentadas na Tabela 5.4. As propriedades modais do sistema estrutural são: $M_1^* = 589100.33$ kg; $C_1^* = 74797.0$ Ns/m e $K_1^* = 0.5935 \times 10^7$ N/m.

	AMS (1)	AMS(2)	AMS(3)
μ	0.031	0.031	0.031
α	0.969	1.0	1.0
ξ	0.107	0.20	0.30
ω (rad/s)	3.0767	3.174	3.174
m (kg)	18639.0	18639.0	18639.0
k (N/m)	176382.05	188000.0	188000.0
c (Ns/m)	12294.32	24000.0	35518.5

Tabela 5.4 – Propriedades dos AMSs

A estrutura é submetida a uma carga harmônica $F = 5.0 \times 10^2 \text{ sen}(3.174t)$ N, aplicada continuamente. Apresentam-se, na Tabela (5.5), os deslocamentos máximo e *rms* do sistema principal e do AMS com cada um dos amortecedores apresentados e no caso da estrutura sem controle.

	$d_p \text{ máx}$ (mm)	$d_{\text{AMS máx}}$ (mm)	$d_p \text{ rms}$ (mm)	$d_{\text{AMS rms}}$ (mm)
Sem controle	1.935	--	0.499	--
AMS (1)	0.521	2.231	0.306	1.089
AMS (2)	0.697	1.856	0.354	0.828
AMS (3)	0.865	1.683	0.384	0.685

Tabela 5.5 - Deslocamentos máximos e *rms*

Verifica-se que o aumento da taxa de amortecimento do AMS leva a reduções menores devido ao fato do AMS vibrar menos absorvendo menor quantidade de energia do sistema principal.

A seguir apresentam-se os resultados obtidos utilizando amortecedores de massa híbridos (AMH) utilizando as seguintes matrizes de ponderação

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 10^6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 10^3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 10^6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 10^3 \end{bmatrix} \text{ e } R = 10^{-6}$$

A Tabela (5.6) apresenta os deslocamentos máximos e *rms* do sistema principal e do AMH, além da força máxima e *rms* atuante no AMH variando-se a taxa de amortecimento. Nesse caso, verifica-se que o aumento da taxa de amortecimento do AMH leva a forças de controle maiores que ocasionam uma menor diferença entre as reduções nos três casos.

	$d_p \text{ máx}$ (mm)	$d_{\text{AMH máx}}$ (mm)	$d_p \text{ rms}$ (mm)	$d_{\text{AMH rms}}$ (mm)	$F_{\text{máxima}}$ (N)	F_{rms} (N)
AMH (1)	0.183	2.719	0.116	1.670	175.3	67.3
AMH (2)	0.192	2.640	0.123	1.646	208.9	115.2
AMH (3)	0.201	2.576	0.129	1.622	260.3	166.5

Tabela 5.6 - Deslocamentos e Forças de controle: máximos e *rms*

Analisando conjuntamente os resultados obtidos pelo AMS e pelo AMH verifica-se, inicialmente, que o AMH é mais eficiente na redução da resposta em todos os casos. Verifica-se também que o AMH é muito menos sensível a essa variação de parâmetro do que o AMS. Vale ressaltar ainda que, o aumento da taxa

de amortecimento do AMH/AMS tem maior influência na redução da resposta máxima do que na da resposta *rms*.

Exemplo 5.3

Considere agora a mesma estrutura analisada anteriormente, desta feita submetida a um carregamento dinâmico harmônico, $F = F_0 \text{sen}(\omega t)$ N, onde ω é a primeira frequência natural ($\omega = 3.174$ rad/s) e F_0 é um vetor de amplitudes proporcional ao primeiro modo de vibração da estrutura

$$F_0 = \begin{bmatrix} 64.55 \\ 130.68 \\ 196.57 \\ 260.44 \\ 320.44 \\ 374.77 \\ 421.61 \\ 459.21 \\ 485.88 \\ 500.00 \end{bmatrix}$$

A estrutura é equipada com um AMS com $\mu = 0.05$, cujas propriedades, calculadas segundo as expressões ótimas de Den Hartog, são $m = 29455.02$ kg; $c = 23796.97$ Ns/m e $k = 269160.99$ N/m. As Figuras (5.1) e (5.2) apresentam as acelerações máximas e *rms* normalizadas, em relação à aceleração do décimo andar, sem controle, utilizando AMS e AMH. A matriz de ponderação utilizada foi a matriz Q_3 , apresentada em (5.6), e o valor de R foi fixado em 10^{-9} . Verifica-se que o AMH se mostrou ainda mais eficiente que o AMS, requerendo força máxima e *rms*, respectivamente, $F_{\text{máx}} = 545.7$ N e $F_{\text{rms}} = 257.2$ N.

A fim de analisar os efeitos, na eficiência dos sistemas de controle, de uma discrepância na frequência natural da estrutura considerada no projeto, considera-se que a primeira frequência natural seja na realidade 10% maior ($\omega_1 = 3.477$ rad/s) que a considerada no projeto do AMS. A Tabela (5.7) apresenta os deslocamentos máximos e *rms* do décimo andar utilizando o AMS para duas frequências de excitação. Verifica-se que, com a frequência de excitação $\omega = 3.477$ rad/s igual à frequência natural da estrutura, os deslocamentos máximo

e *rms* são bem superiores aos obtidos com a frequência de excitação igual à frequência natural de projeto.

Já utilizando-se o AMH, segundo a Tabela (5.8) que apresenta os deslocamentos máximos e *rms*, verifica-se que este mantém a sua eficiência requerendo força de controle superior pelo fato da massa não estar mais sintonizada ($F_{m\acute{a}x} = 626.7 \text{ N}$ e $F_{rms} = 390.57 \text{ N}$) quando ocorre a discrepância.

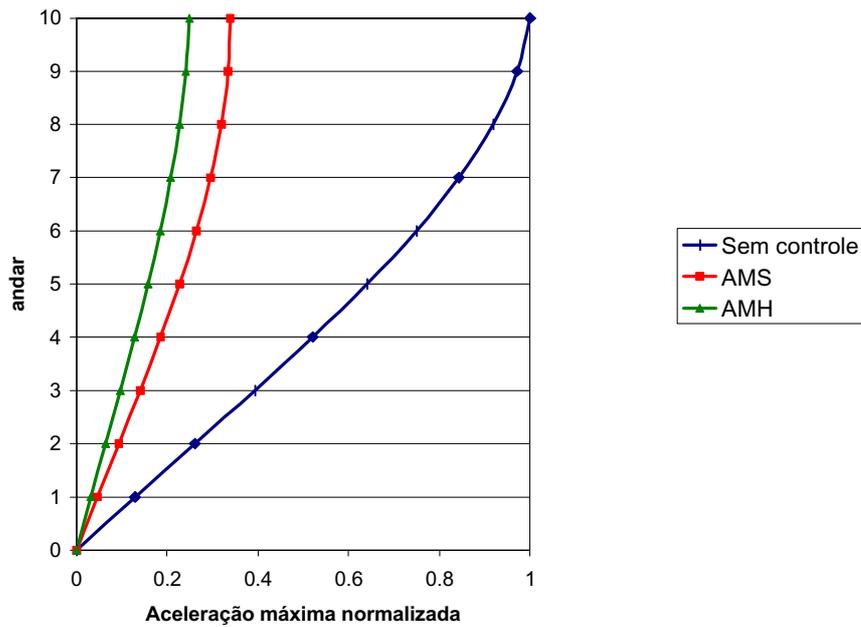


Figura 5.1 - Acelerações máximas normalizadas

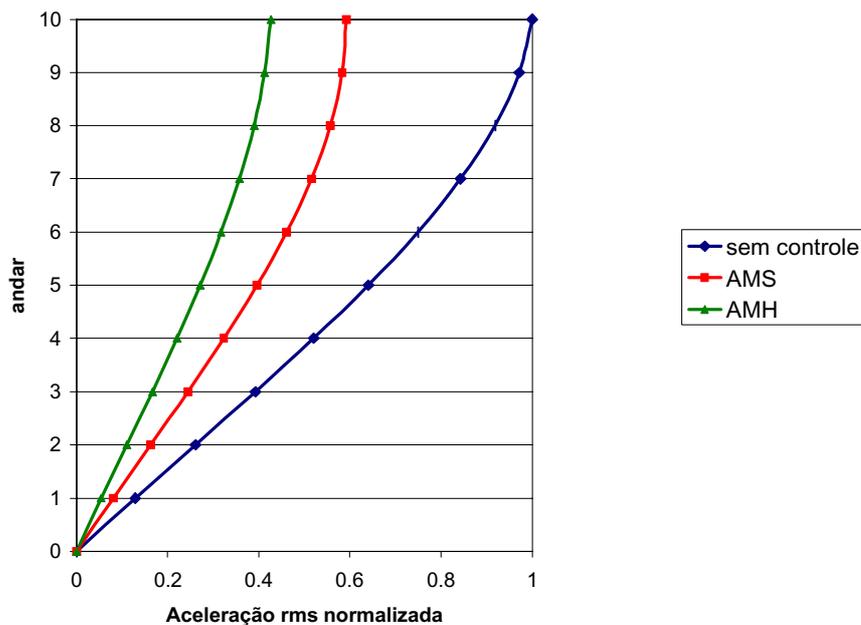


Figura 5.2 - Acelerações *rms* normalizadas

Frequência da excitação e da estrutura	$d_{10 \text{ máx}}$ (mm)	$d_{10 \text{ rms}}$ (mm)
$\omega = 3.174 \text{ rad/s}$	1.9837	1.2179
$\omega = 3.477 \text{ rad/s}$	2.4080	1.3176

Tabela 5.7 - Deslocamentos máximos e *rms* para frequências diversas (AMS)

Frequência da excitação e da estrutura	$d_{10 \text{ máx}}$ (mm)	$d_{10 \text{ rms}}$ (mm)
$\omega = 3.174 \text{ rad/s}$	1.4998	0.905
$\omega = 3.477 \text{ rad/s}$	1.2638	0.7787

Tabela 5.8 - Deslocamentos máximos e *rms* para frequências diversas (AMH)

Considere a ocorrência de uma discrepância de 10% na rigidez do AMS, fazendo com que sua frequência se reduza de $\omega = 3.023 \text{ rad/s}$ para $\omega = 2.8677 \text{ rad/s}$, o AMS já não se mostra tão eficiente como se pode verificar através da Figura (5.3) que apresenta os deslocamentos máximos normalizados em relação ao deslocamento sem controle do décimo andar.

Em seguida analisa-se o comportamento do AMH ocorrendo essa mesma discrepância, que reduz em 10% a rigidez do amortecedor. A Figura (5.4) apresenta os deslocamentos máximos normalizados em cada andar onde verifica-se que a eficiência do AMH não é afetada por esta mudança na rigidez, comprovando a robustez do AMH.

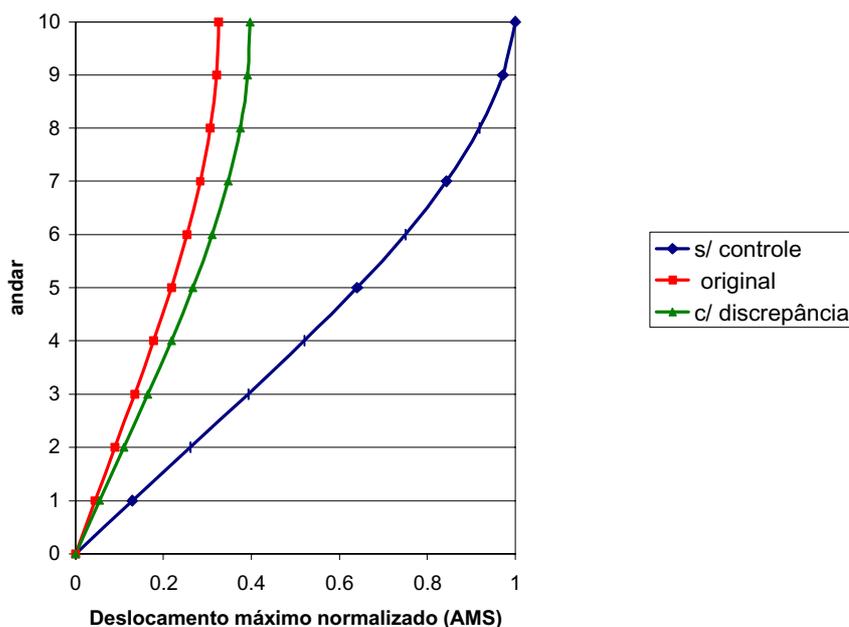


Figura 5.3 - Deslocamentos máximos normalizados (AMS)

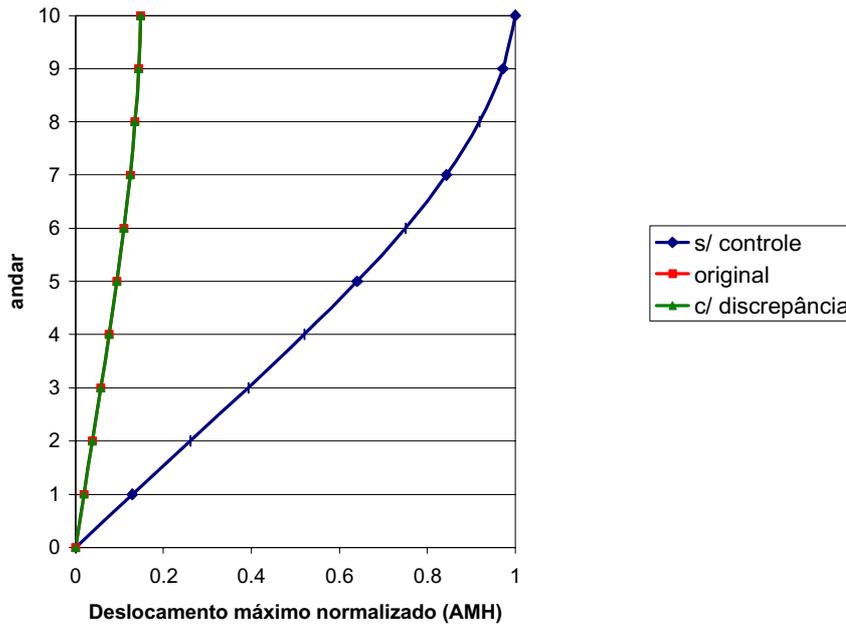


Figura 5.4 - Deslocamentos máximos normalizados (AMH)

A Figura (5.5) apresenta a evolução da resposta em frequência do edifício analisado, sem controle, com a utilização do AMS e do AMH ($\mu = 0.05$). Verifica-se que o AMH é mais eficiente que o AMS ao longo de toda a faixa de frequência. Na região da ressonância, o AMS reduz de maneira significativa a resposta da estrutura, porém para uma frequência maior que $\omega = 3.39$ rad/s, a resposta do AMS é superior à sem controle. Por esta razão analisa-se a resposta no tempo para a mesma carga harmônica utilizada anteriormente, só que com uma frequência $\omega = 3.39$ rad/s. A Tabela (5.9) apresenta a amplitude da resposta máxima, *rms* e permanente do décimo andar da estrutura sem controle, com AMS e com AMH. Verifica-se, portanto, o melhor desempenho do AMH, requerendo neste caso forças de controle $F_{m\acute{a}x} = 524$ N e $F_{rms} = 319.2$ N

	$d_{10 \text{ máx}}$ (mm)	$d_{10 \text{ rms}}$ (mm)	$d_{10 \text{ permanente}}$ (mm)
AMS	2.573 (22.7 %)	1.273 (29.2 %)	2.568 (0.3 %)
AMH	1.250 (62.4 %)	0.787 (56.2 %)	1.201 (53.3 %)

Tabela 5.9 - Deslocamentos máximo, *rms* e permanente do décimo andar

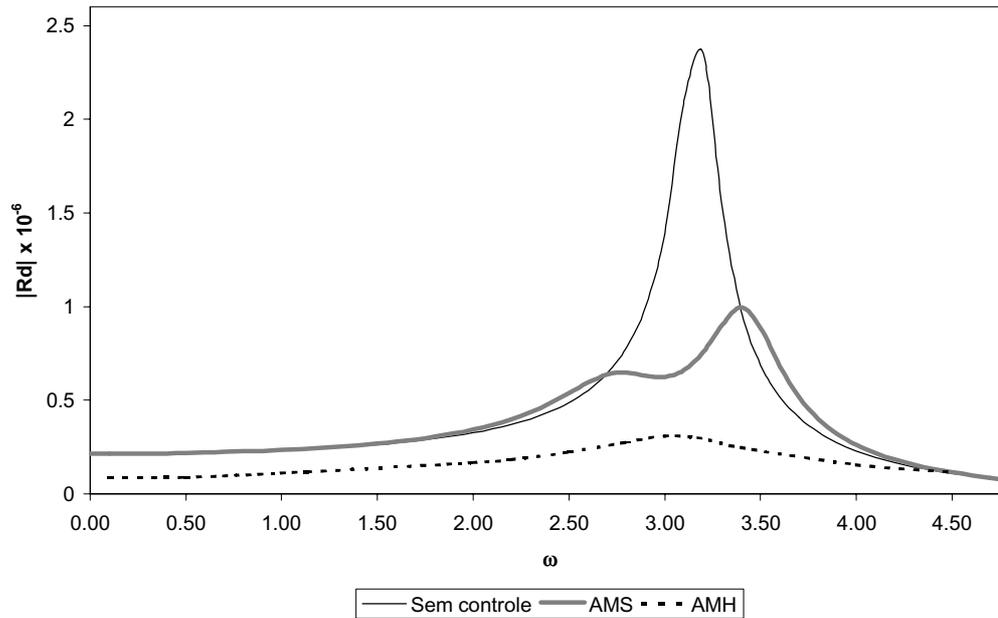


Figura 5.5 - Amplitude da resposta harmônica permanente

A seguir, compara-se o comportamento do AMS em questão com um AMH de massa menor, com $\mu = 0.025$ ($m = 14727.51$ kg; $c = 8723.18$ Ns/m; e $k = 141225.46$ N/m). Neste caso específico adotou-se uma matriz de ponderação \mathbf{Q} diagonal com os elementos iguais a 1.0, exceto por $Q_{10,10}$ e $Q_{20,20}$ que valem 10^6 , sendo que o valor de R foi arbitrado em 10^{-6} . A Tabela (5.10) apresenta os deslocamentos máximos e *rms* do décimo andar nos dois casos. Verifica-se que, com uma massa menor, obtém-se uma redução bem maior da resposta, porém ocorre, como esperado, uma amplificação do movimento da massa do amortecedor.

	$d_{10 \text{ máx}}$ (mm)	$d_{\text{AMS máx}}$ (mm)
AMS ($\mu = 0.05$)	1.9837 (67.5 %)	6.3552
AMH ($\mu = 0.025$)	0.7174 (88.2 %)	17.3972

Tabela 5.10 - Deslocamentos máximos do AMS e do AMH com massa menor

Exemplo 5.4

Verificou-se anteriormente que o aumento do amortecimento do mecanismo de controle diminuía a eficiência do mesmo. Em geral edifícios altos, em particular, estruturas modernas, apresentam baixo nível de amortecimento estrutural. Segundo Paz (1985), a experiência mostra que os valores das taxas de amortecimento de estruturas convencionais, em geral, ficam na faixa de 2% a

10%, não excedendo os 20%. Para se aumentar o amortecimento da estrutura, uma alternativa é a instalação de amortecedores do tipo viscofluido ou viscoelástico na estrutura.

Considere, portanto, a inclusão de dez amortecedores viscofluidos lineares, de maneira a aumentar o nível de amortecimento da mesma estrutura estudada no exemplo anterior. Para atingir uma taxa de amortecimento do modo fundamental $\xi = 10\%$ são necessários amortecedores viscofluidos (AVF) com constante $c = 2.181$ MNs/m. Foi desconsiderada na análise a rigidez dos amortecedores. A Figura (5.6) apresenta a resposta em freqüência da estrutura sem controle e com a adição dos amortecedores viscofluidos. Verifica-se uma redução significativa na amplitude da resposta permanente.

Em seguida, verifica-se a influência do aumento do nível de amortecimento na estrutura com AMS conectado através da Figura (5.7), que apresenta a amplitude da resposta permanente neste caso, e no caso da inclusão dos amortecedores viscofluidos somente. Pode-se perceber que a inclusão do AMS, reduz ainda mais o valor máximo da curva na região próxima à freqüência de ressonância.

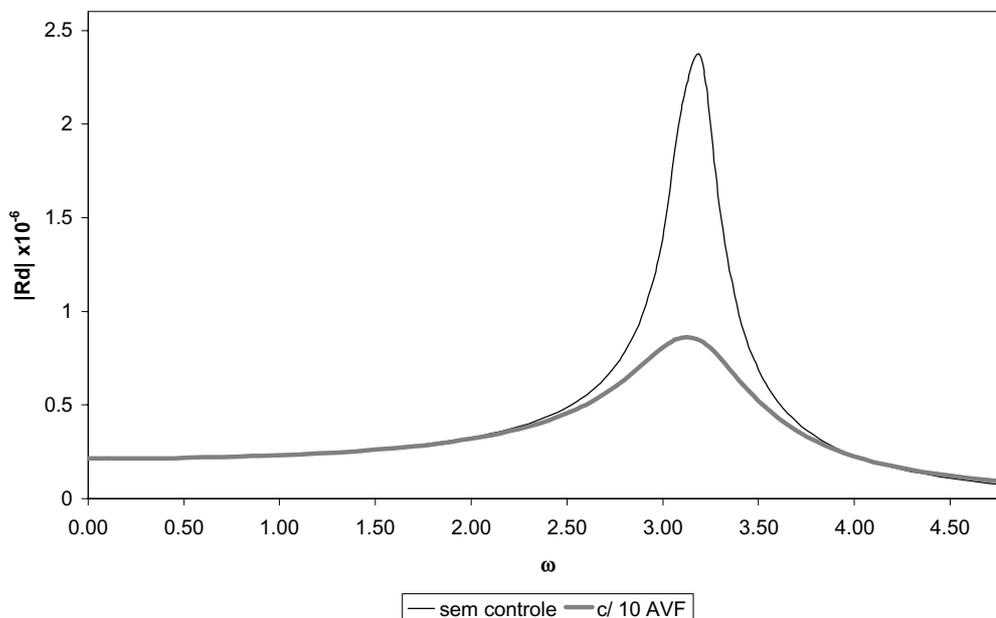


Figura 5.6 - Resposta em freqüência com adição de amortecedores viscofluidos

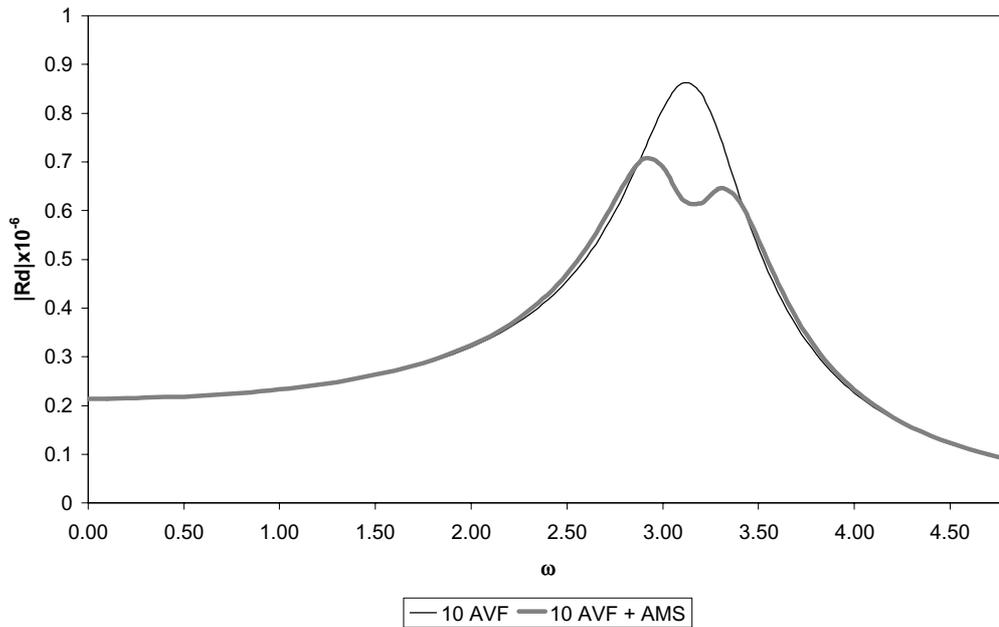


Figura 5.7 - Resposta em frequência da estrutura com AMS ($\mu = 0.05$) em conjunto com adição de amortecedores viscofluidos

Na Figura (5.8) analisa-se a influência da massa do AMS, mostrando a resposta em frequência para AMS com amortecedores viscofluidos para $\mu = 0.05$ e $\mu = 0.01$. Verifica-se que quanto maior a massa do AMS, mais a curva se achata.

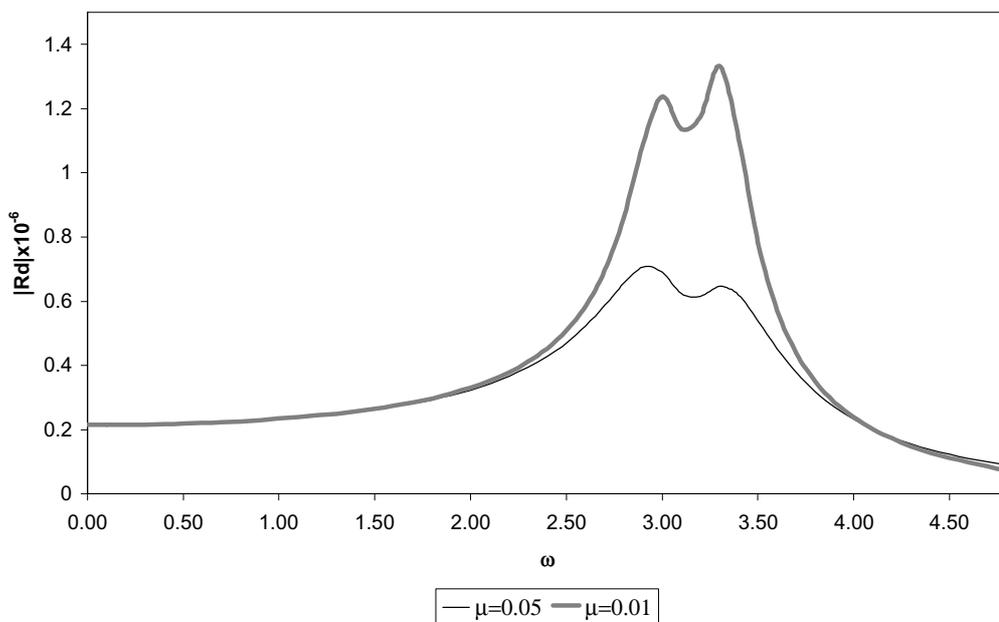


Figura 5.8 - Resposta em frequência para estrutura equipada com AMS e amortecedores viscofluidos ($\mu = 0.05$ e $\mu = 0.01$)

A Tabela (5.11) mostra o deslocamento máximo e o deslocamento *rms* para o décimo andar e do AMS ($\mu = 0.01$), da estrutura submetida ao mesmo carregamento descrito anteriormente, considerando aumento no nível de amortecimento ou não. Verifica-se que, o aumento no nível de amortecimento além de reduzir mais ainda a resposta, diminui o deslocamento máximo e *rms* da massa do AMS de maneira considerável.

	AMS	AMS + AVF
$d_{10 \text{ máx}}$ (mm)	3.159	1.645
$d_{10 \text{ rms}}$ (mm)	1.725	1.011
$d_{\text{AMS máx}}$ (mm)	23.59	12.078
$d_{\text{AMS rms}}$ (mm)	8.245	5.1371

Tabela 5.11 - Deslocamentos máximos e *rms* do décimo andar e do AMS

Considere, desta feita, a estrutura equipada com um AMH ($\mu = 0.05$). A Tabela (5.12) apresenta os deslocamentos e forças de controle máximos e *rms* deste sistema comparado ao mesmo sistema equipado com os dez amortecedores viscofluidos descritos anteriormente. Verifica-se que ocorre uma maior redução, sendo que a mais significativa é a da magnitude da força de controle. Mostra-se assim, a vantagem do projeto de um sistema de controle múltiplo, formado por mais de um tipo de controle, aumentando a segurança e robustez do controle implementado. Neste caso o uso dos AVF melhorou a eficiência do sistema não sobrecarregando o AMH. É claro que no projeto deste tipo de sistema deve-se levar em conta a variável custo, para tanto é aconselhável um estudo de otimização do número e posição do AVF de forma a minimizar o mesmo, como por exemplo o realizado por Shukla & Datta (1999) para estruturas submetidas à cargas sísmicas, equipadas com amortecedores viscoelásticos.

	AMH	AMH + AVF
$d_{10 \text{ máx}}$ (mm)	1.499	1.219
$d_{10 \text{ rms}}$ (mm)	0.905	0.761
$F_{\text{máx}}$ (N)	545.7	332.7
F_{rms} (N)	257.2	176.4

Tabela 5.12 - Deslocamentos e forças de controle

Exemplo 5.5

Com o intuito de verificar qual a influência dos parâmetros μ , a relação entre as massas, α , a razão de sintonia e ξ , a taxa de amortecimento na magnitude da força de controle e na resposta da estrutura, analisa-se o *shear frame* de 10 andares, estudado anteriormente, lançando-se mão da técnica de reduzir o sistema à um sistema de um único grau de liberdade através da análise modal, descrita no item 2.3.2. As propriedades do sistema reduzido, correspondentes ao modo fundamental, são: massa modal $M_1^* = 589.1t$; amortecimento modal $C_1^* = 74.79 \text{ kNs/m}$ e rigidez modal $K_1^* = 0.5935 \times 10^4 \text{ kN/m}$. O carregamento a que é submetida a massa é uma força harmônica $f(t) = 5 \times 10^2 \text{ sen}(3.174t) \text{ N}$. As matrizes de ponderação utilizadas no cálculo da força de controle do AMH foram as mesmas utilizadas no Exemplo 5.2.

(a) Influência de α (relação entre as frequências)

As Figuras (5.9) e (5.10) apresentam os valores do deslocamento máximo e *rms* da massa principal para vários valores de α analisados, utilizando-se o AMS e o AMH como dispositivo de controle. Já as Figuras (5.11) e (5.12) apresentam estas mesmas grandezas para a massa do amortecedor no caso do AMS e do AMH. Em todos os casos fixa-se $\mu = 0.05$ e calcula-se ξ pela expressão de Den Hartog.

Verifica-se que, no caso do deslocamento da massa principal, a redução máxima utilizando o AMS ocorre para $\alpha \cong 1.0$, enquanto que no caso do AMH, este é ligeiramente influenciado pelo valor de α , sendo que os menores valores máximos e *rms* ocorrem para o intervalo $0.5 < \alpha < 0.7$. O deslocamento máximo do AMS se estabiliza para $\alpha > 1.2$ e decresce para valores de $\alpha < 1.0$. Já os deslocamentos máximos e *rms* do AMH são menores para valores de α maiores.

A Figura (5.13) apresenta a variação das forças de controle e máxima com o parâmetro α . A região mais interessante para alcançar forças de controle menores, é no intervalo $0.8 < \alpha < 1.1$, sendo que a força *rms* é mínima para $\alpha = 1.0$.

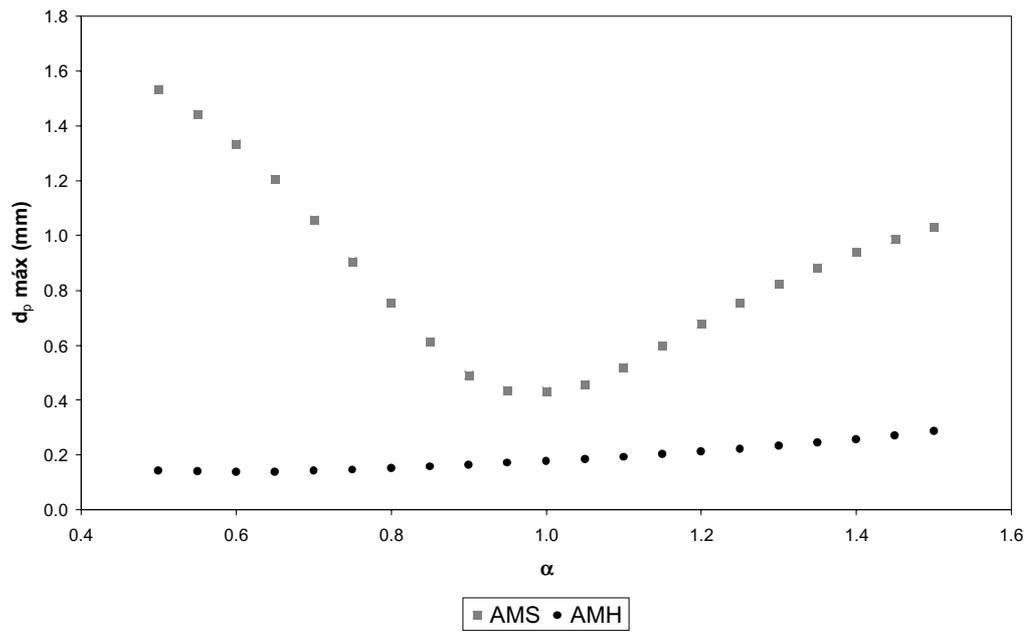


Figura 5.9 - Deslocamento máximo da massa principal

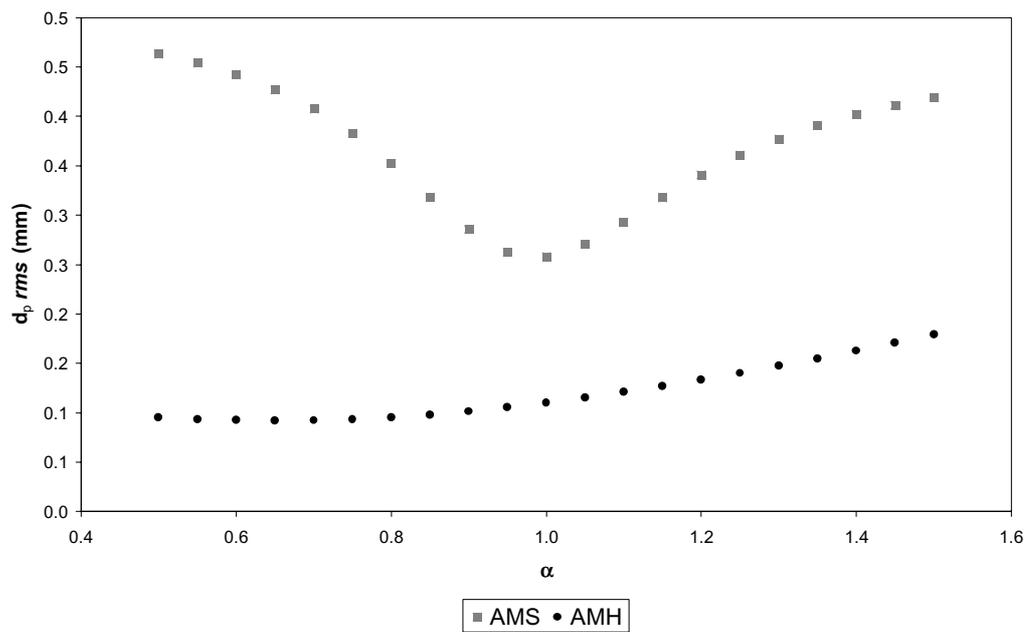


Figura 5.10 – Deslocamento *rms* da massa principal

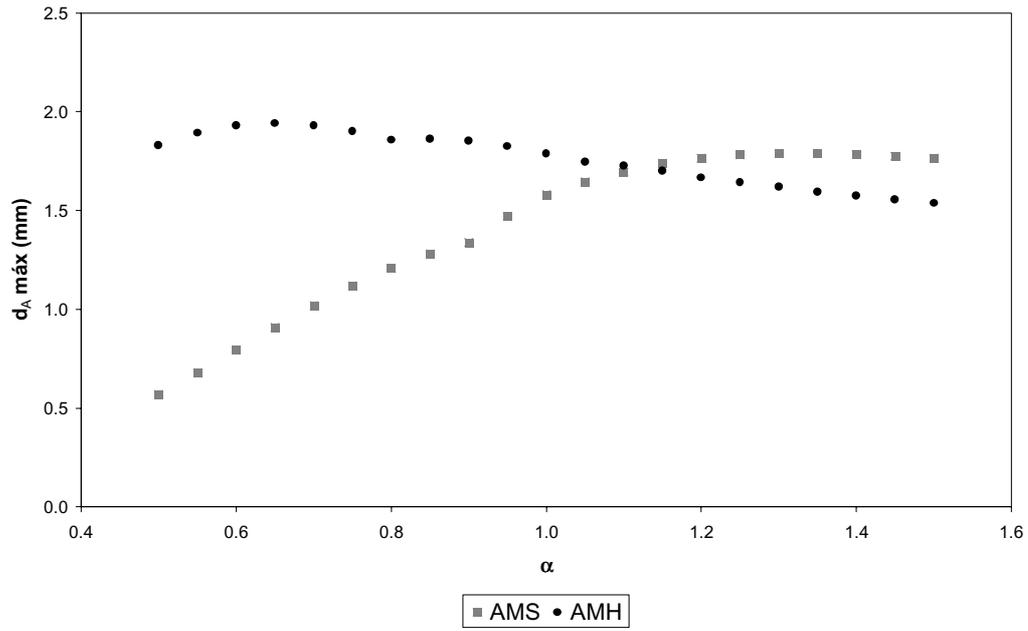


Figura 5.11 Deslocamentos máximos do AMS e do AMH

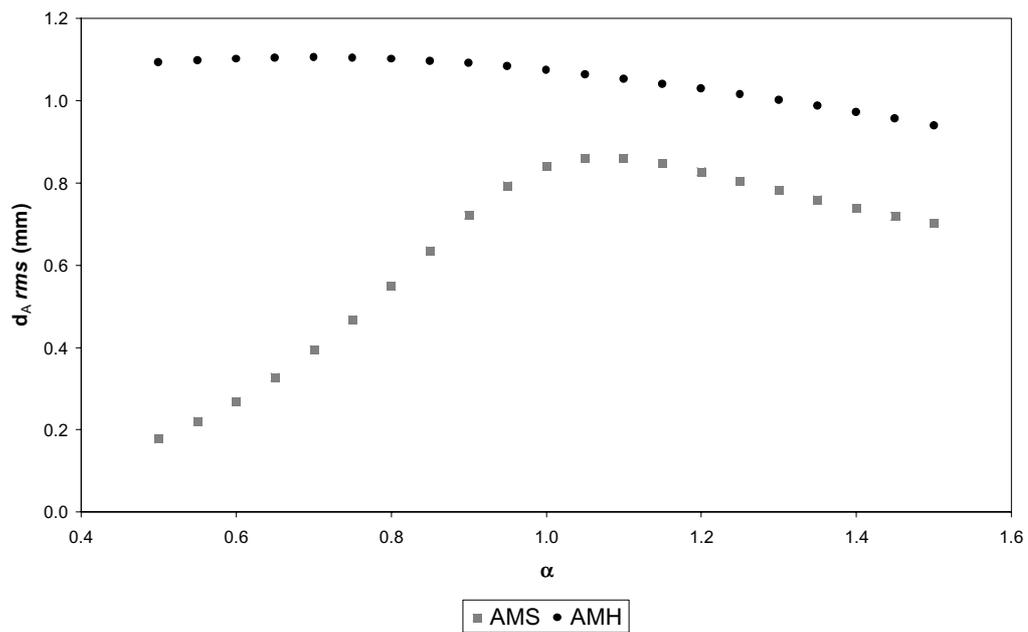


Figura 5.12 - Deslocamentos *rms* do AMS e do AMH

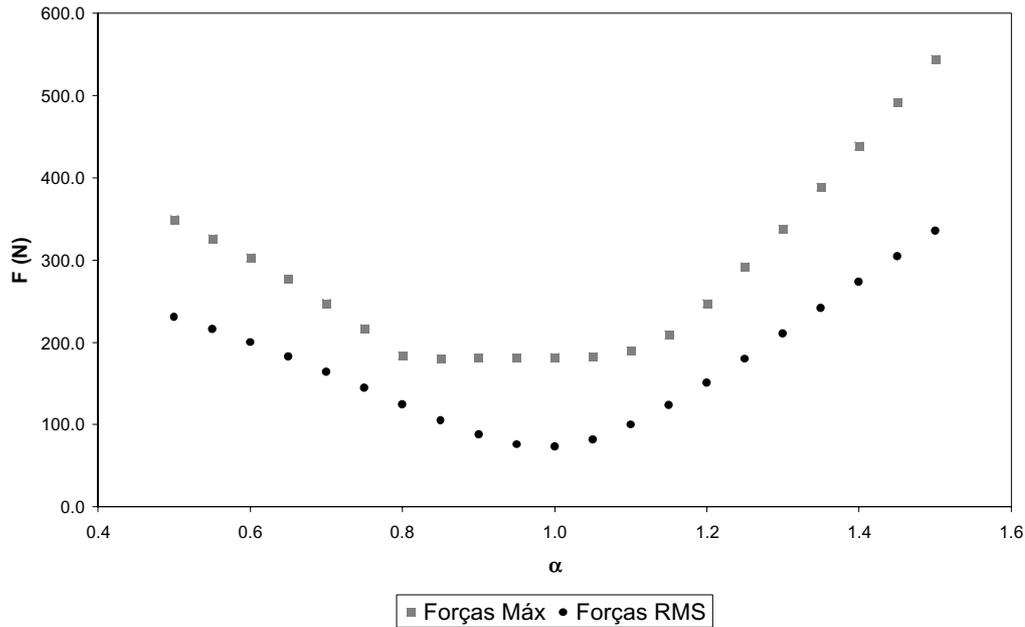


Figura 5.13 - Forças máxima e *rms* do AMH

(b) Influência de μ (relação entre as massas)

As Figuras (5.14) e (5.15) apresentam os valores dos deslocamentos máximo e *rms* da massa principal ao se variar o parâmetro μ utilizando o AMS e o AMH. Os valores dos deslocamentos máximo e *rms* dos amortecedor, no caso do AMS e do AMH, estão apresentados nas Figuras (5.16) e (5.17). Os parâmetros α e ξ são calculados através das expressões de Den Hartog.

Verifica-se que o AMH para valores de μ a partir de 0.0025 obtém deslocamentos máximos da massa principal inferiores aos do AMS. No caso do deslocamento *rms* ao longo de toda a faixa de valores de μ estudada a resposta do sistema com AMH é inferior à do sistema com AMS. Finalmente pode-se verificar que é possível obter-se a mesma resposta de um AMS, utilizando um AMH de massa menor.

O deslocamento máximo do amortecedor é superior com o AMS até um valor de $\mu = 0.009$, a partir do qual as respostas se apresentam praticamente equivalentes. Já o deslocamento *rms* do amortecedor é superior no AMH.

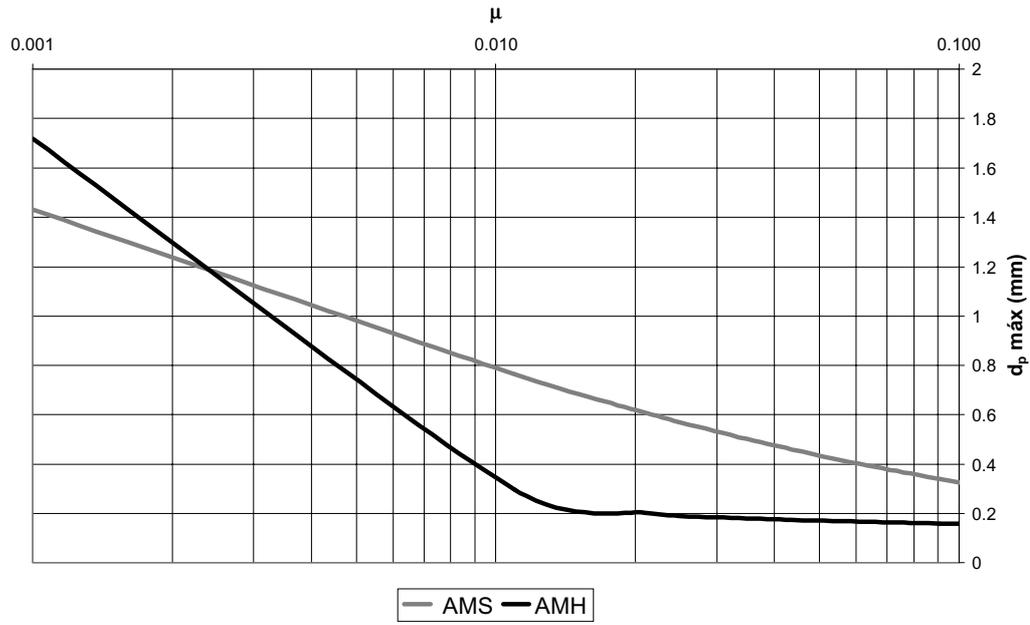


Figura 5.14 - Deslocamento máximo da massa principal variando μ

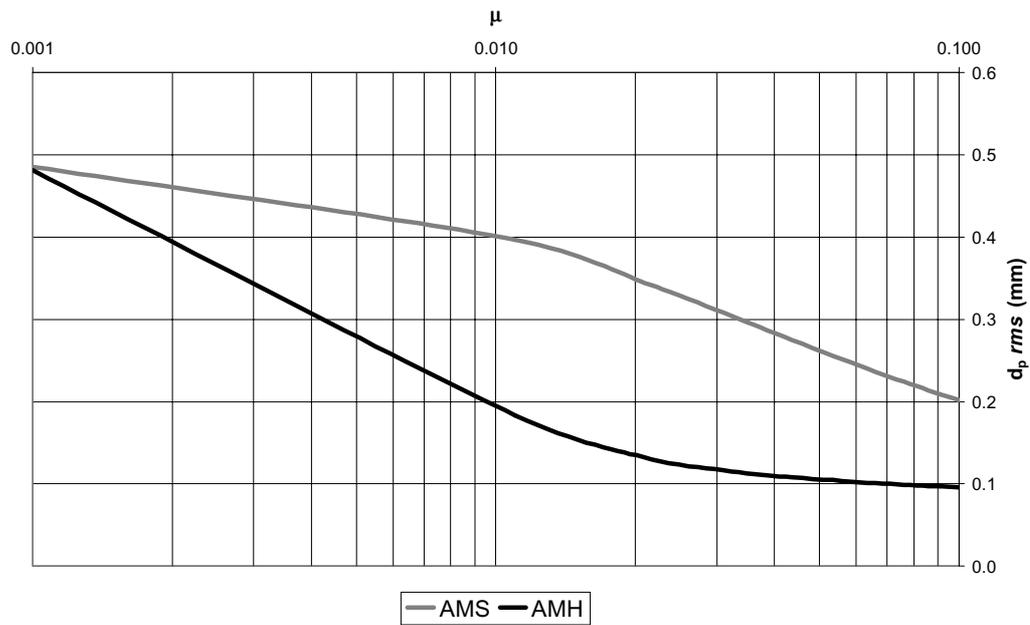


Figura 5.15 - Deslocamento *rms* da massa principal variando μ

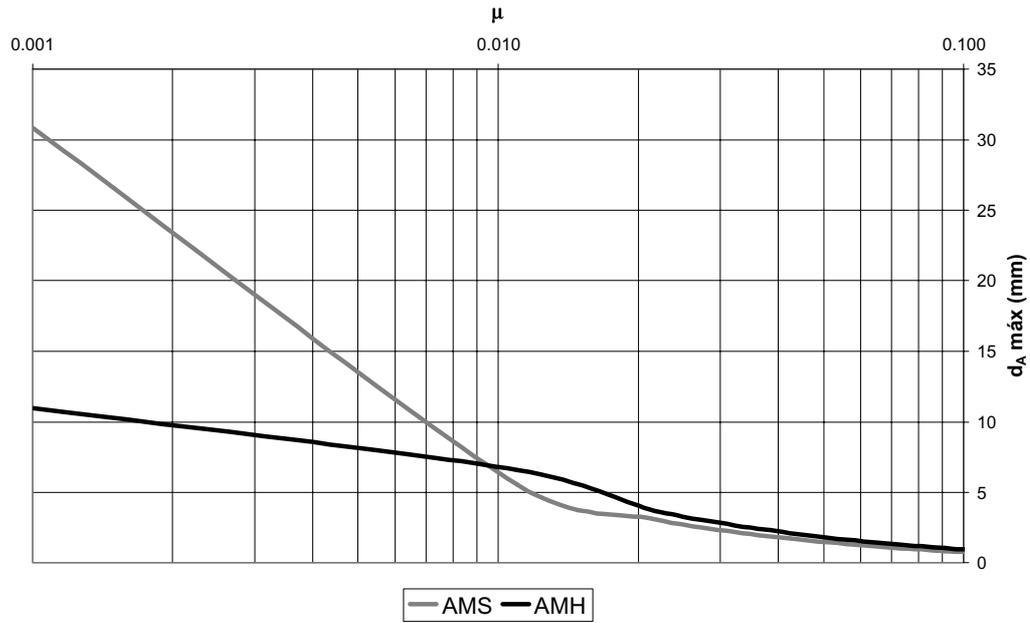


Figura 5.16 - Deslocamento máximo do amortecedor variando μ

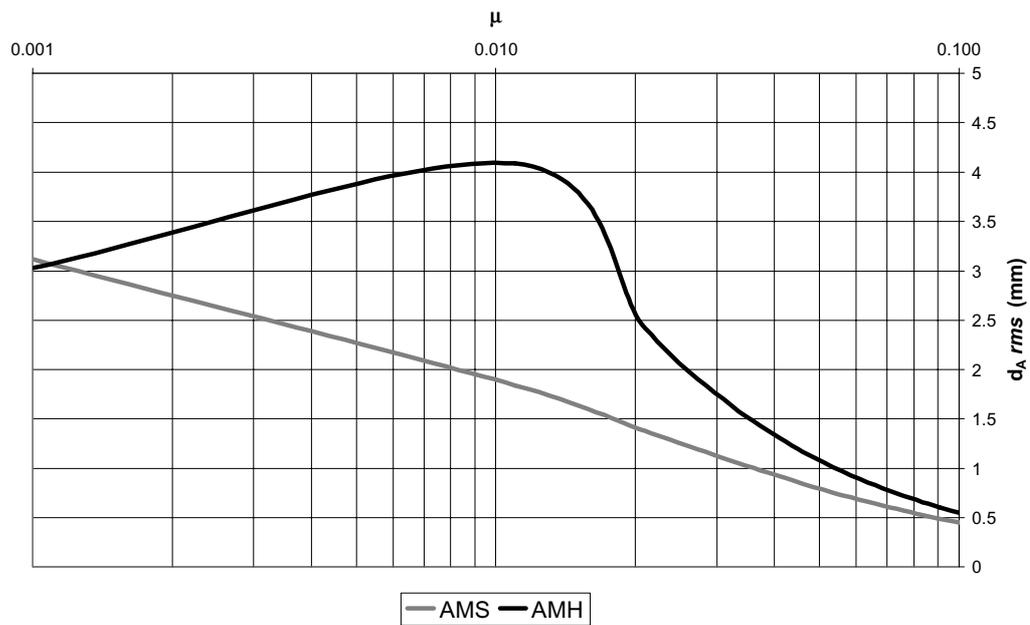


Figura 5.17 - Deslocamento *rms* do amortecedor variando μ

As forças máxima e *rms* de controle do AMH, variando-se o parâmetro μ , estão apresentadas na Figura (5.18). A força máxima requerida atinge seu máximo para valores de μ por volta de 0.06, enquanto que a força *rms* é crescente com o aumento de μ em todo o intervalo analisado.

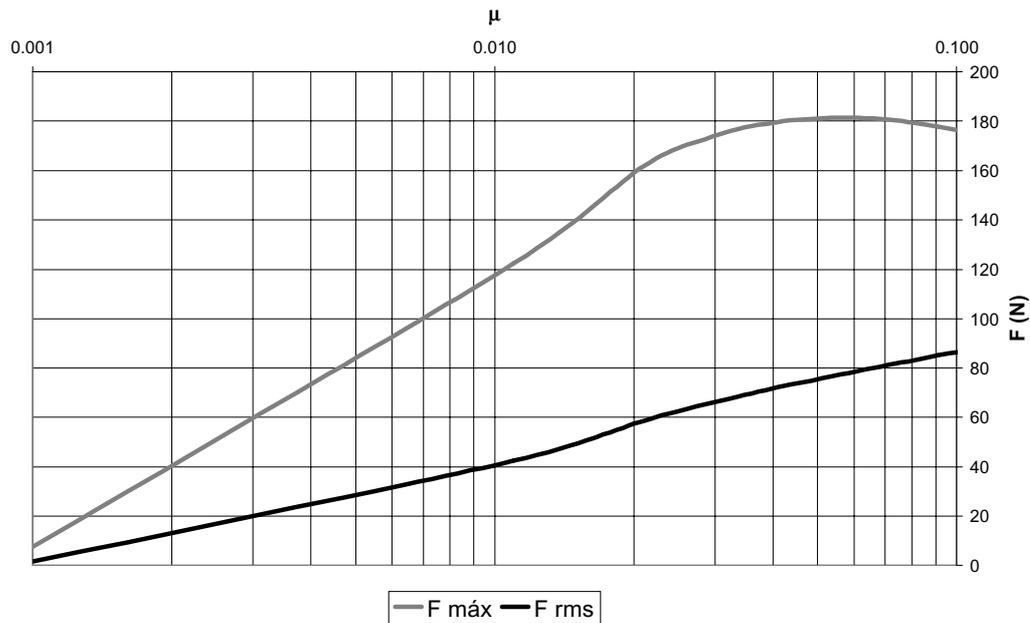


Figura 5.18 - Forças de controle máxima e *rms* variando μ

(c) Influência de ξ (taxa de amortecimento do amortecedor)

As Figuras (5.19) e (5.20) apresentam os deslocamentos máximo e *rms* da massa principal, ao se variar a taxa de amortecimento ξ . Os deslocamentos máximo e *rms* do amortecedor estão apresentados nas Figuras (5.21) e (5.22). Em todos os casos considerou-se $\mu = 0.05$ e calculou-se α pela expressão de Den Hartog.

Verifica-se que o aumento de ξ compromete a eficiência do AMS, quanto maior a taxa de amortecimento considerada menos o amortecedor vibra prejudicando a sua eficiência. Já no caso do AMH a resposta se mantém praticamente inalterada gerando, no entanto, um aumento na magnitude das forças de controle, como se pode observar na Figura (5.23) que apresenta a variação das forças de controle máxima e *rms*.

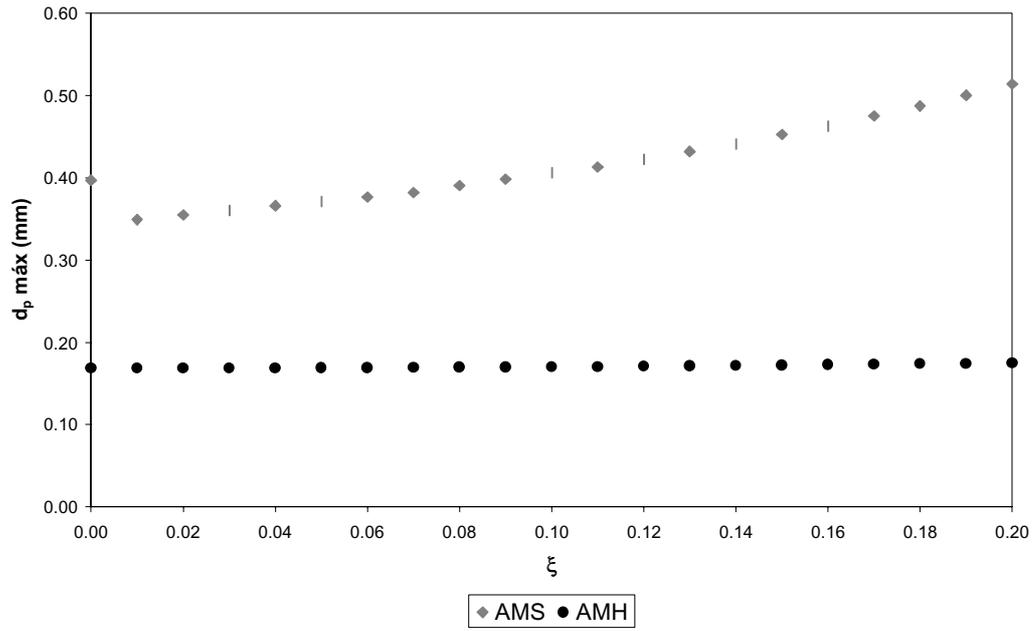


Figura 5.19 - Deslocamento máximo da massa principal variando ξ

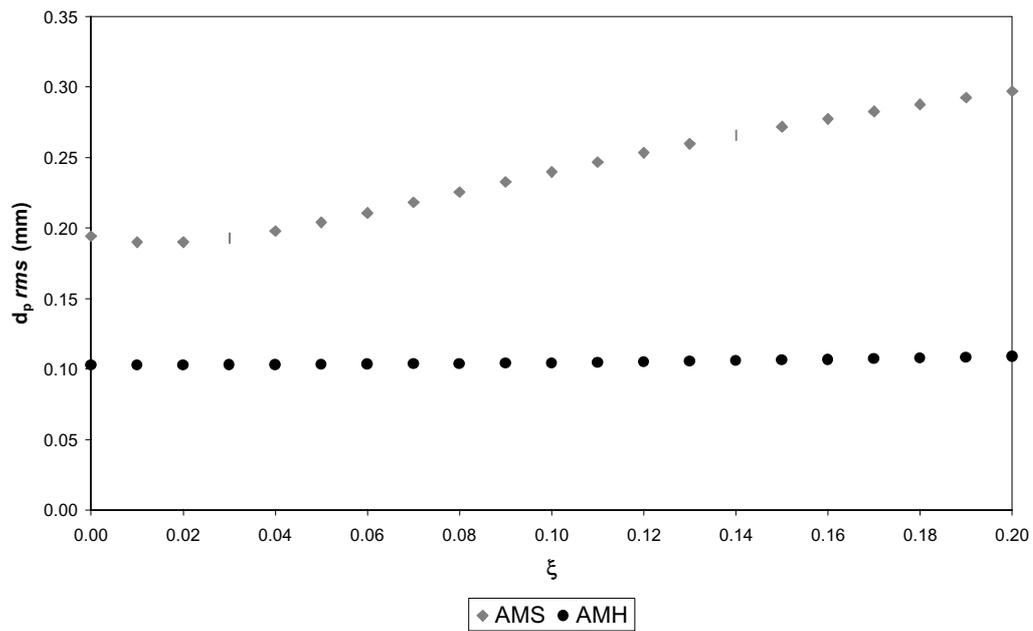


Figura 5.20 - Deslocamento *rms* da massa principal variando ξ

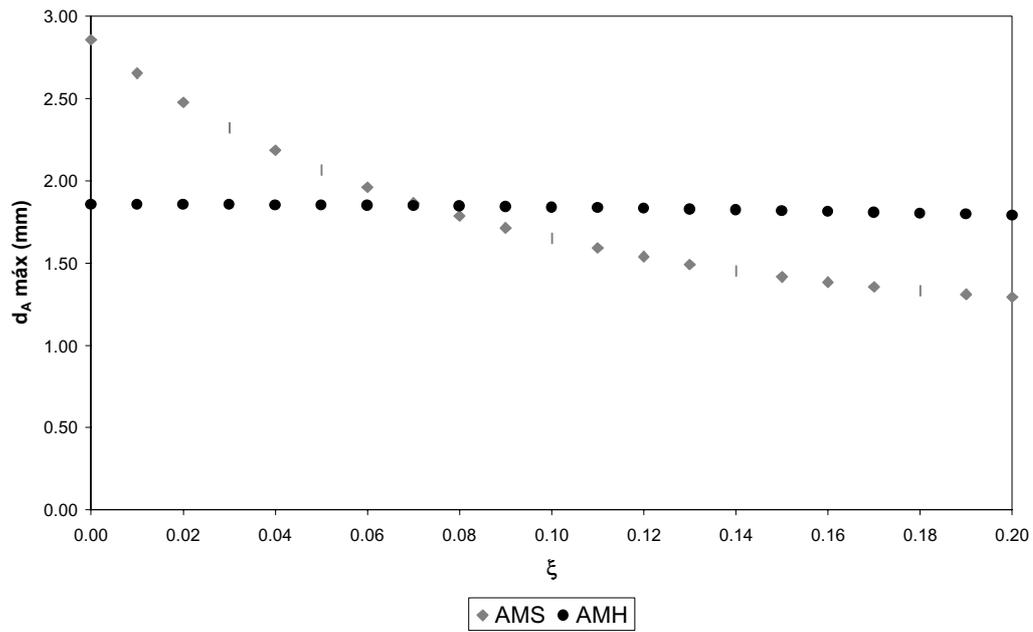


Figura 5.21 - Deslocamento máximo do amortecedor variando ξ

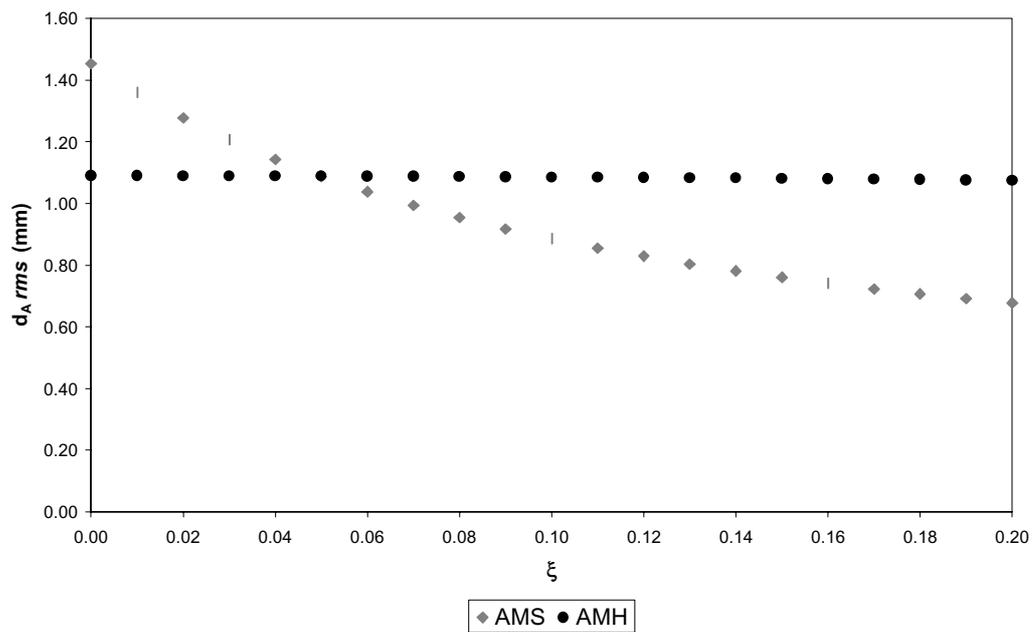


Figura 5.22 - Deslocamento *rms* do amortecedor variando ξ

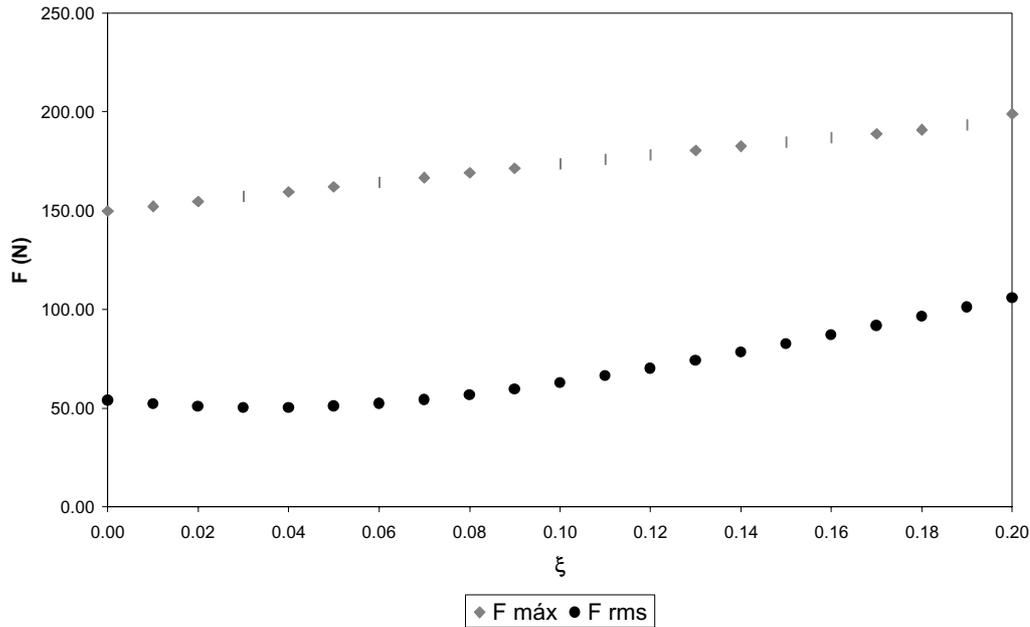


Figura 5.23 - Forças de controle máxima e *rms* variando ξ

Exemplo 5.6

Este exemplo tem como objetivo analisar a resposta dinâmica de uma estrutura com e sem controle, e verificar a eficiência do controle em relação à níveis aceitáveis de vibração em edifícios disponíveis na literatura.

Considere um edifício de oito andares, analisado anteriormente por Yang (1982), onde cada andar foi construído identicamente. As propriedades de cada um dos andares são: $m_i = 345.6t$; rigidez $k_i = 3.404 \times 10^5$ kN/m. O amortecimento considerado é o estrutural sendo a taxa de amortecimento do primeiro modo $\xi=2\%$. As frequências naturais, em rad/s, são $\omega = [5.78, 17.18, 27.98, 37.82, 46.38, 53.62, 58.52, 61.68]$. Na Figura (5.24) estão representados os modos de vibração da estrutura em questão.

Os valores da resposta máxima e *rms* de cada andar, quando o edifício é excitado por uma força harmônica proporcional ao seu primeiro modo de vibração $F = \phi_1 F_0 \text{sen}(\omega_1 t)$, onde $F_0 = 1.0\text{kN}$, estão apresentados na Tabela (5.13).

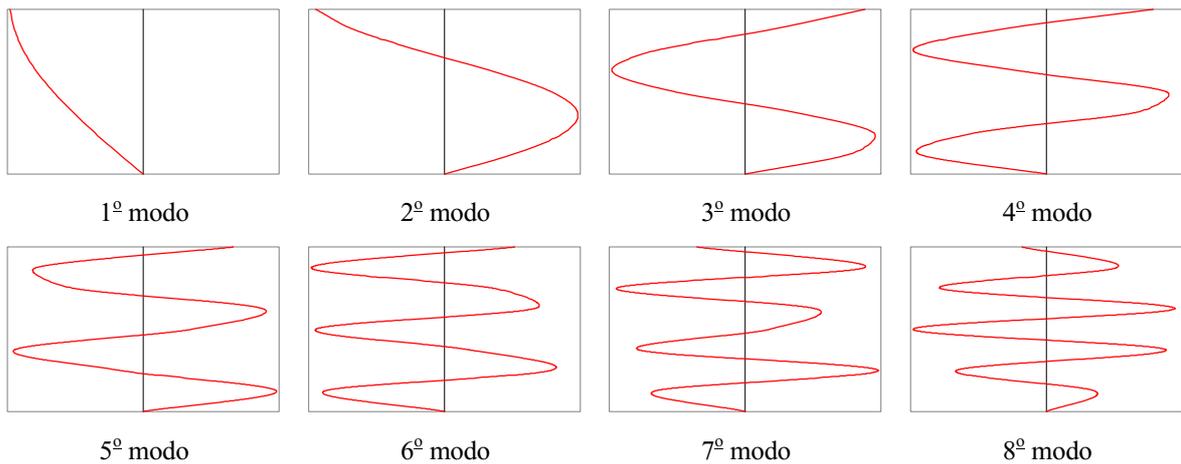


Figura 5.24 - Modos de vibração

Andar	$d_{\text{máx}} \times 10^{-3} \text{m}$	$v_{\text{máx}} \times 10^{-3} \text{m}$	$a_{\text{máx}} \times 10^{-3} \text{m}$	$d_{\text{rms}} \times 10^{-3} \text{m}$	$v_{\text{rms}} \times 10^{-3} \text{m}$	$a_{\text{rms}} \times 10^{-3} \text{m}$
1	0.3979	2.3044	13.3464	0.1949	1.1225	6.5379
2	0.7822	4.5304	26.2383	0.3832	2.2068	12.8531
3	1.1399	6.6022	38.2367	0.5585	3.2159	18.7307
4	1.4588	8.4490	48.9331	0.7148	4.1156	23.9704
5	1.7281	10.008	57.9630	0.8467	4.8751	28.3938
6	1.9384	11.226	65.0191	0.9498	5.4685	31.8503
7	2.0828	12.062	69.8610	1.0206	5.8758	34.2222
8	2.1562	12.488	72.3239	1.0565	6.0829	35.4286

Tabela 5.13 - Resposta máxima e *rms*

Analisando-se os valores máximos de deslocamento, velocidade e aceleração do oitavo andar, através do espectro de resposta para efeitos de vibrações nas pessoas e na estrutura, apresentado no Apêndice A (Níveis aceitáveis de vibração), Figura (A.1), para uma frequência $\omega = 0.92$ Hz, verifica-se que este nível de vibração não chega a causar danos estruturais mas causa desconforto nas pessoas que ocupam o edifício. Para que esse desconforto não ocorra, segundo esse critério, entre outras coisas o pico da velocidade teria que ser inferior a 0.254 mm/s.

Já segundo o critério de percepção humana das acelerações, apresentado na Figura (A.4), admitindo que as curvas mantivessem uma mesma tendência para frequências inferiores a $\omega = 1.0$ Hz, o nível de vibração estaria dentro do perceptível mas ainda não causaria desconforto.

Para o critério de percepção humana da amplitude dos deslocamentos mostrado na Figura (A.3), este nível estaria dentro da faixa entre fortemente perceptível e o desconfortável. De acordo com código do *German Institute of Standards* o nível da velocidade máxima estaria dentro da faixa aceitável para evitar danos leves à estrutura.

Segundo critério apresentado por Inman (1995) a partir do nomógrafo da resposta *rms*, mostrado na Figura (A.2) a estrutura estaria vibrando em um nível aceitável de conforto.

Com o objetivo de propor um controle passivo para essa estrutura, na forma de um AMS, lança-se mão da técnica de reduzir o sistema à um sistema de um único grau de liberdade através da análise modal, descrita anteriormente no item 2.3.2. As propriedades do sistema reduzido, correspondentes ao modo fundamental, são: massa modal $M_1^* = 1481.40$ t; amortecimento modal $C_1^* = 343.18$ kNs/m e rigidez modal $K_1^* = 496.88 \times 10^5$ kN/m. O carregamento a que é submetida a massa é uma força harmônica $f(t) = \phi_1^T \phi_1 F_0 \text{sen}(\omega_1 t)$. Utilizando-se as expressões dos parâmetros ótimos de Den Hartog, apresentadas anteriormente, calcularam-se as propriedades de um AMS com relação entre as massas $\mu = 0.05$: $m = 74.1$ t, $c = 109.2$ kNs/m e $k = 22.53 \times 10^5$ kN/m. A Tabela (5.14) apresenta a resposta máxima e *rms* do oitavo andar, enquanto que a Tabela (5.15) mostra os mesmos valores, desta vez para o AMS.

	$d_8 \times 10^{-3}$ m	$v_8 \times 10^{-3}$ m/s	$a_8 \times 10^{-3}$ m/s ²
Máximo	0.445	2.576	14.900
<i>Rms</i>	0.277	1.623	9.300

Tabela 5.14 - Resposta máxima e *rms* do oitavo andar utilizando AMS

	$d_{AMS} \times 10^{-3}$ m	$v_{AMS} \times 10^{-3}$ m/s	$a_{AMS} \times 10^{-3}$ m/s ²
Máximo	1.512	8.708	50.190
<i>Rms</i>	0.924	5.302	30.800

Tabela 5.15 - Resposta máxima e *rms* do AMS

Verificando-se o pico da velocidade percebe-se que o valor está sobre o limiar ($v = 0.1$ pol/s) do qual a vibração se torna desconfortável, segundo critério da Figura (A.1). Com o intuito de melhorar a resposta, mantendo o nível de vibrações dentro dos limites aceitáveis, uma alternativa seria a utilização de um amortecedor de massa híbrido.

Utilizando-se as matrizes de ponderação abaixo apresentadas obtiveram-se os valores dos deslocamentos, velocidades e acelerações do oitavo andar e do AMH apresentados nas Tabelas (5.16) e (5.17), respectivamente.

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 10^6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 10^3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 10^6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 10^3 \end{bmatrix} \text{ e } R = 10^{-9}$$

	$d_8 \times 10^{-3} \text{ m}$	$v_8 \times 10^{-3} \text{ m/s}$	$a_8 \times 10^{-3} \text{ m/s}^2$
Máximo	0.0950	0.5008	2.7813
<i>Rms</i>	0.0569	0.3257	1.8785

Tabela 5.16 - Resposta máxima e *rms* do oitavo andar utilizando AMH

	$d_{AMS} \times 10^{-3} \text{ m}$	$v_{AMS} \times 10^{-3} \text{ m/s}$	$a_{AMS} \times 10^{-3} \text{ m/s}^2$
Máximo	2.6641	11.7632	60.9383
<i>Rms</i>	1.2217	6.78934	39.1794

Tabela 5.17 - Resposta máxima e *rms* do AMH

Os valores de pico e *rms* da força de controle calculados foram, respectivamente, $F_{máx} = 3970.4 \text{ N}$ e $F_{rms} = 924.3 \text{ N}$. Com a utilização deste tipo de controle ocorreu uma redução em torno de 80% no pico da velocidade, satisfazendo-se então com folga o critério da Figura (A.1). Um AMH, com força de controle menor já atenderia o critério, já que o valor do pico da velocidade quando da utilização do AMS se encontra no limiar. O valor da força encontrada está diretamente ligado às matrizes de ponderação encontradas. No próximo capítulo apresenta-se uma sugestão para determinação destas matrizes de uma forma otimizada.

Exemplo 5.7

Este exemplo tem como objetivo aplicar o algoritmo de controle ótimo não-linear, descrito no item 4.6, no cálculo da força de controle do AMH. Considere o *shear-frame* reduzido a um grau de liberdade analisado anteriormente no Exemplo 5.5. As propriedades do AMH instalado no mesmo são as seguintes: $m = 29455.02 \text{ Kg}$; $k = 29455.02 \text{ N/m}$ e $c = 23796.97 \text{ Ns/m}$ que correspondem aos parâmetros ótimos de Den Hartog para uma relação entre as massas $\mu = 0.05$. O sistema é submetido a uma carga harmônica $F = 5.10^2 \text{ sen}(3.174t) \text{ N}$.

Inicialmente, a título de comparação, analisa-se o comportamento do sistema puramente passivo (AMS). As Tabelas (5.18) e (5.19) apresentam os deslocamentos, velocidades e acelerações máximos e *rms*, respectivamente.

	d (m)	v (m/s)	a (m/s ²)
Sist. Principal	4.3523×10^{-4}	1.3791×10^{-3}	4.37245×10^{-3}
AMS	1.4769×10^{-3}	4.6616×10^{-3}	1.47245×10^{-2}

Tabela 5.18 Deslocamentos, velocidades e acelerações máximos (AMS)

	d (m)	v (m/s)	a (m/s ²)
Sist. Principal	2.635×10^{-4}	8.241×10^{-3}	2.65098×10^{-3}
AMS	0.792×10^{-3}	2.516×10^{-3}	7.80913×10^{-2}

Tabela 5.19 - Deslocamentos, velocidades e acelerações *rms* (AMS)

Em seguida verificou-se o comportamento da estrutura, desta feita equipada com um AMH, cuja força de controle é calculada através do algoritmo de controle ótimo linear clássico. As matrizes de ponderação utilizadas neste caso foram as seguintes:

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 10^6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 10^6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \text{ e } R = 10^{-6}$$

As Tabelas (5.20) e (5.21) apresentam os deslocamentos, velocidades e acelerações máximos e *rms*, respectivamente, para este tipo de controle. Verifica-se que, novamente, o AMH, como já constatado em análises anteriores, em comparação ao AMS provoca uma maior redução da resposta da massa principal com forças de controle relativamente baixas ($F_{\text{máx}} = 188.73$ N e $F_{\text{rms}} = 78.94$ N).

	d (m)	v (m/s)	a (m/s ²)
Sist. Principal	1.648×10^{-4}	4.959×10^{-4}	1.537×10^{-3}
AMH	1.899×10^{-3}	5.659×10^{-3}	1.717×10^{-2}

Tabela 5.20 - Deslocamentos, velocidades e acelerações máximos (AMH Linear)

	d (m)	v (m/s)	a (m/s ²)
Sist. Principal	9.985×10^{-5}	3.098×10^{-4}	9.822×10^{-4}
AMH	1.094×10^{-3}	3.412×10^{-3}	1.057×10^{-2}

Tabela 5.21 - Deslocamentos, velocidades e acelerações *rms* (AMH Linear)

Em seguida, analisou-se a resposta dinâmica da estrutura equipada com um AMH, sendo a força de controle calculada utilizando um controle não-linear de terceira ordem. Os coeficientes de ponderação adotados inicialmente foram todos nulos, exceto o Q_{1111} que assumiu valor 5×10^{15} . As Tabelas (5.22) e (5.23) apresentam os deslocamentos, velocidades e acelerações máximos e *rms*, respectivamente, neste caso, além das reduções em relação aos resultados obtidos utilizando-se o controle linear. As forças de controle máxima e *rms* encontradas foram, respectivamente, $F_{\text{máx}} = 279.64 \text{ N}$ e $F_{\text{rms}} = 84.24 \text{ N}$.

	d (m)	Δ (%)	v (m/s)	Δ (%)	a (m/s ²)	Δ (%)
Sist. Principal	1.569×10^{-4}	-4.8	5.050×10^{-4}	-2.0	1.735×10^{-3}	+12.9
AMH	1.964×10^{-3}	+3.5	6.544×10^{-3}	+15.6	1.744×10^{-2}	+1.63

Tabela 5.22 - Deslocamentos, velocidades e acelerações máximos (AMH Não-linear)

	d (m)	Δ (%)	v (m/s)	Δ (%)	a (m/s ²)	Δ (%)
Sist. Principal	8.793×10^{-5}	-11.9	2.728×10^{-4}	-11.9	8.807×10^{-4}	-10.3
AMH	1.109×10^{-3}	+1.4	3.479×10^{-4}	+2.0	1.099×10^{-2}	+4.0

Tabela 5.23 - Deslocamentos, velocidades e acelerações *rms* (AMH Não-linear)

Verifica-se que o controle não-linear é, neste caso, mais eficiente que o controle linear em particular no que se refere à resposta *rms*. Neste caso a diferença é superior a 10% para deslocamentos, velocidades e acelerações. A seguir apresentam-se as evoluções no tempo dos deslocamentos, velocidades e acelerações da massa principal com controle linear e não-linear, nas Figuras (5.25), (5.26) e (5.27), respectivamente. Finalmente na Figura (5.28) apresenta-se a evolução no tempo da força de controle.

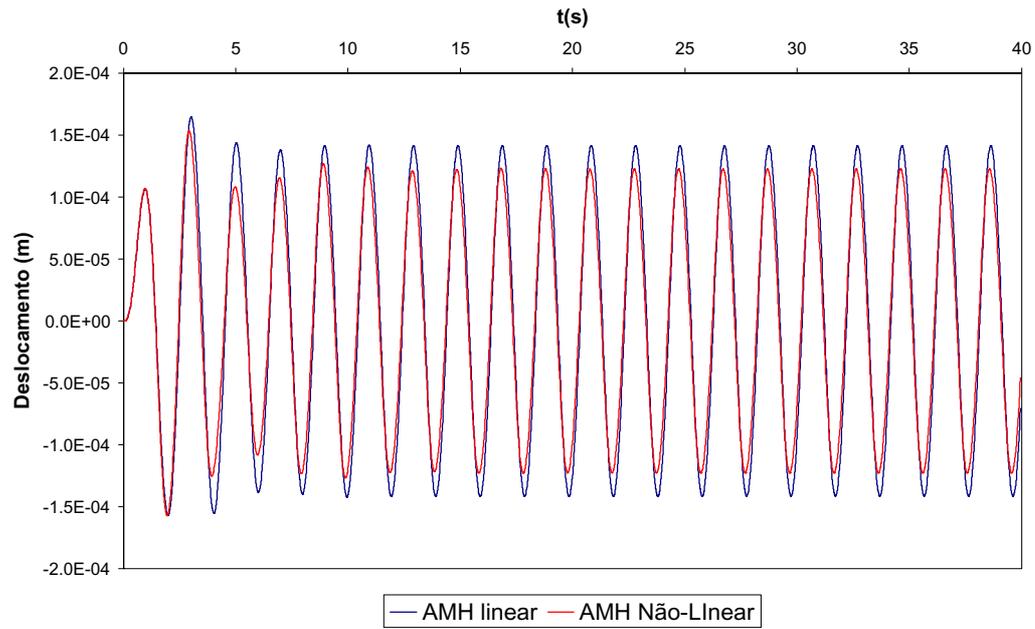


Figura 5.25 - Evolução no tempo do deslocamento do sistema principal

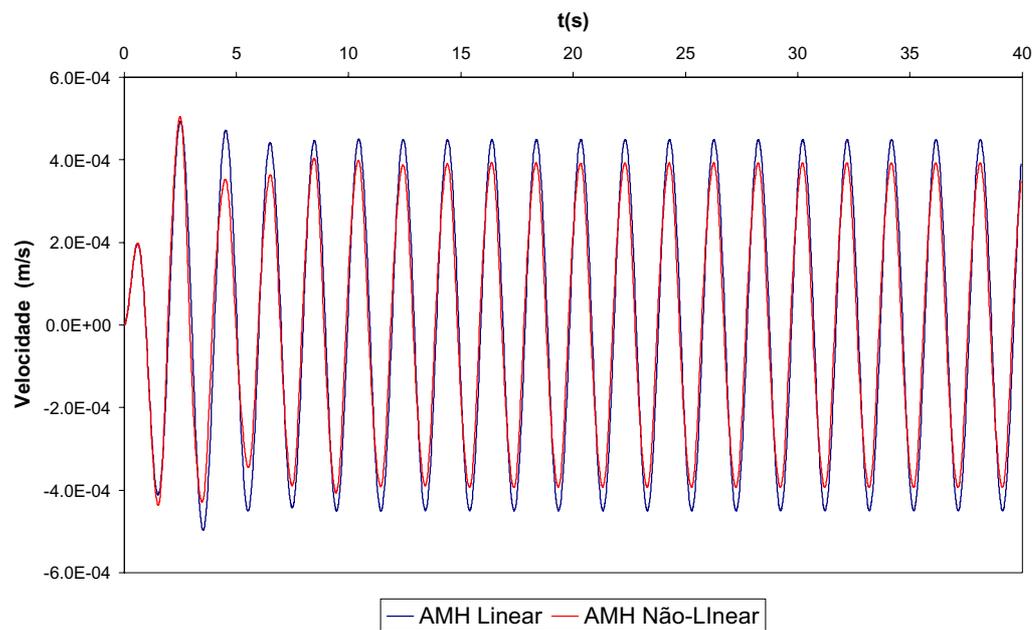


Figura 5.26 - Evolução no tempo da velocidade do sistema principal

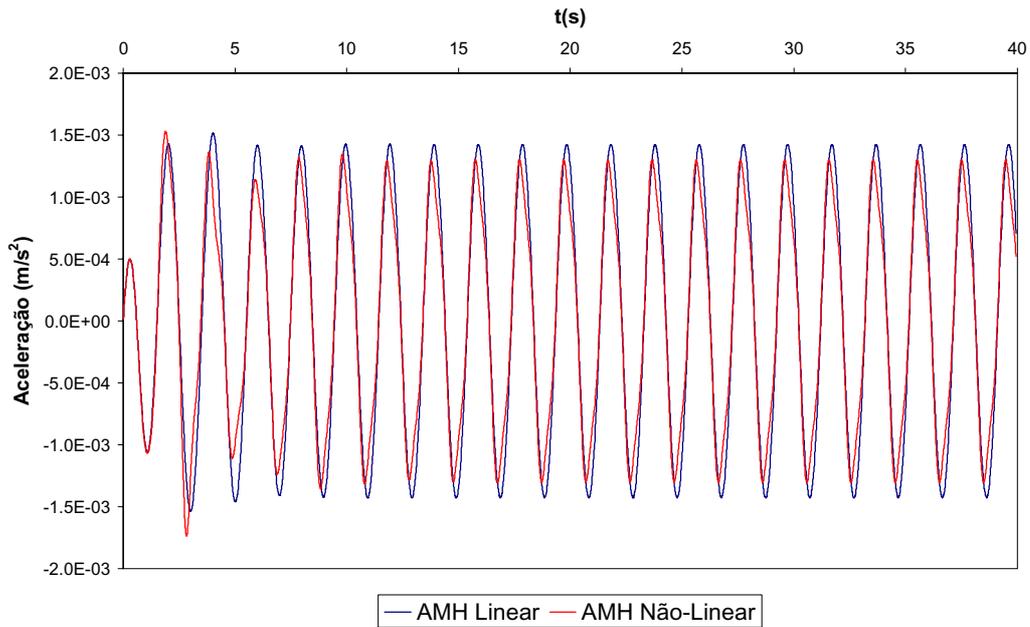


Figura 5.27 Evolução no tempo da aceleração do sistema principal

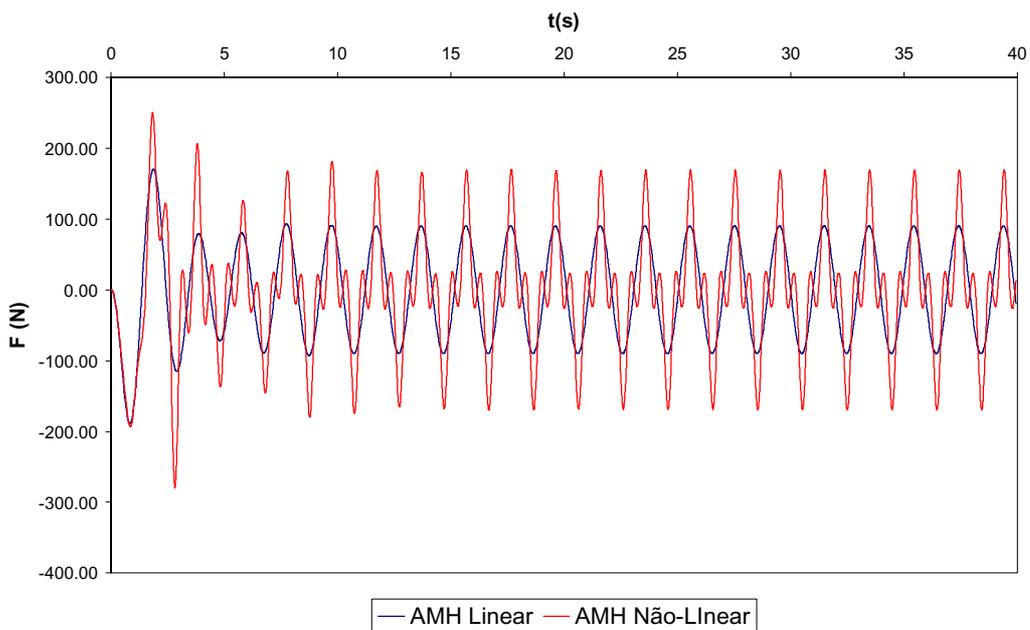


Figura 5.28 - Evolução no tempo da força de controle

O plano fase e a seção de Poincaré da resposta do sistema principal são apresentados nas Figuras (5.29a) e (5.29b), respectivamente. Pode-se perceber que apesar do comportamento eminentemente não-linear da força de controle a resposta do sistema principal é praticamente linear.

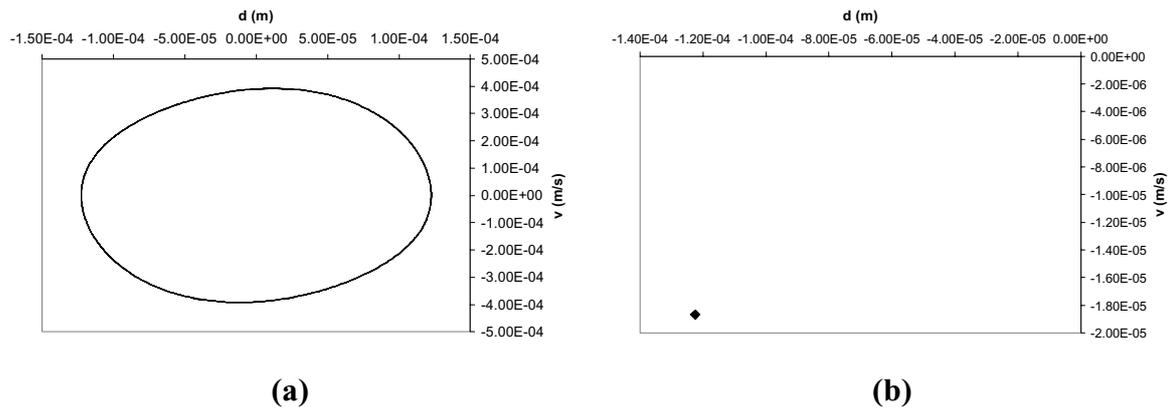


Figura 5.29 - (a) Plano Fase; (b) Seção de Poincaré

Buscando-se melhorar ainda mais a eficiência do controle implementado, modifica-se o valor dos coeficientes Q_{ijkl} adotados. Considere desta feita $Q_{1111} = Q_{2222} = Q_{3333} = Q_{4444} = 10^7$, os demais coeficientes são considerados nulos. As Tabelas (5.24) e (5.25) apresentam os deslocamentos, velocidades e acelerações máximos e *rms*, respectivamente, neste caso, além das reduções em relação aos resultados obtidos utilizando-se o controle linear. As forças de controle máxima e *rms* encontradas foram, respectivamente, $F_{\text{máx}} = 233.87$ N e $F_{\text{rms}} = 104.24$ N. Verifica-se que as reduções são superiores, neste caso, inclusive para a aceleração máxima do sistema principal, sendo que a força máxima requerida é 16.4% menor, e a força *rms* é 23.4% maior que no caso anterior.

	d (m)	Δ (%)	v (m/s)	Δ (%)	a (m/s ²)	Δ (%)
Sist. Principal	1.548×10^{-4}	-6.1	4.303×10^{-4}	-13.2	1.363×10^{-3}	-11.3
AMH	2.553×10^{-3}	+34.4	7.553×10^{-3}	+33.5	2.099×10^{-2}	+22.2

Tabela 5.24 - Deslocamentos, velocidades e acelerações máximos variando Q_{ijkl}
(AMH Não-linear)

	d (m)	Δ (%)	v (m/s)	Δ (%)	a (m/s ²)	Δ (%)
Sist. Principal	8.426×10^{-5}	-15.6	2.558×10^{-4}	-17.4	7.903×10^{-4}	-19.5
AMH	1.249×10^{-3}	+14.2	3.760×10^{-4}	+10.2	1.1508×10^{-2}	+8.9

Tabela 5.25 - Deslocamentos, velocidades e acelerações *rms* variando Q_{ijkl}
(AMH Não-linear)

As evoluções no tempo dos deslocamentos, velocidades e acelerações da massa principal com controle linear e não-linear são apresentadas nas Figuras (5.30), (5.31) e (5.32), e, finalmente, na Figura (5.33) a evolução no tempo da força de controle.

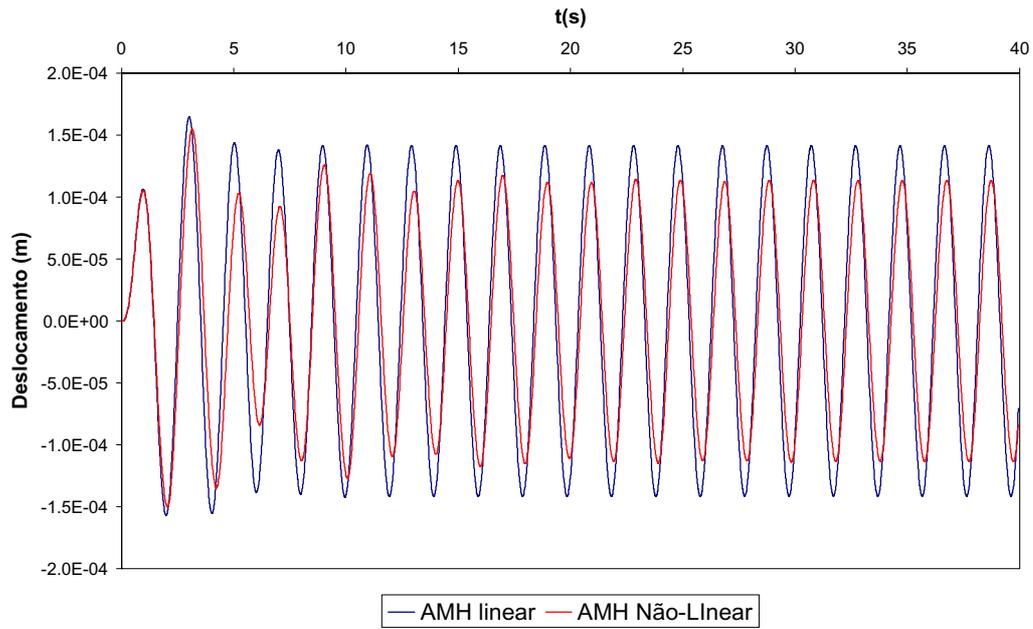


Figura 5.30 - Evolução no tempo do deslocamento do sistema principal
 ($Q_{1111}=Q_{2222}=Q_{3333}=Q_{4444}=10^7$)

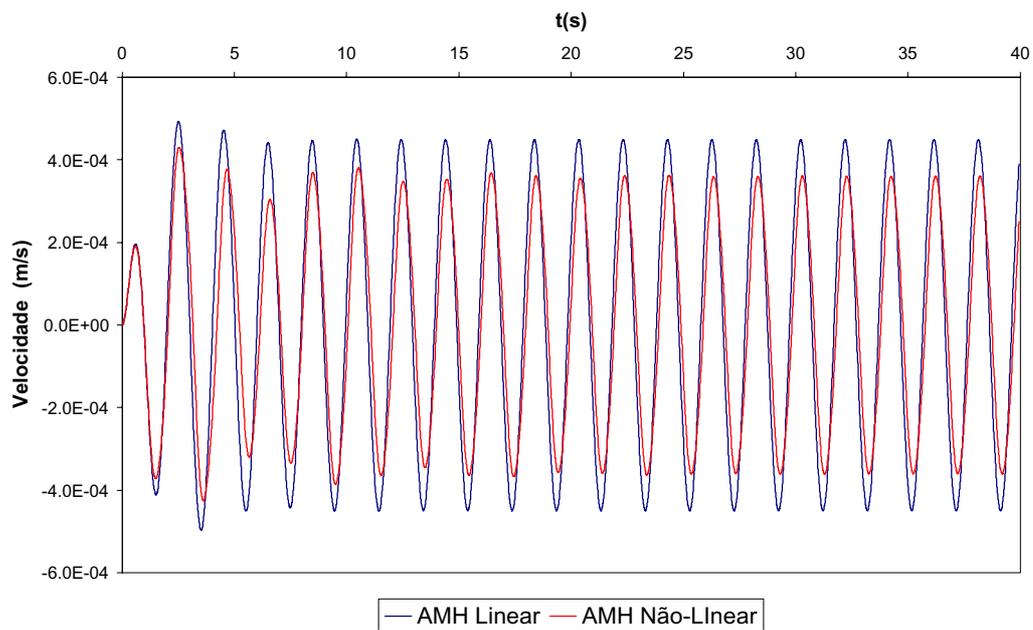


Figura 5.31 - Evolução no tempo da velocidade do sistema principal
 ($Q_{1111}=Q_{2222}=Q_{3333}=Q_{4444}=10^7$)

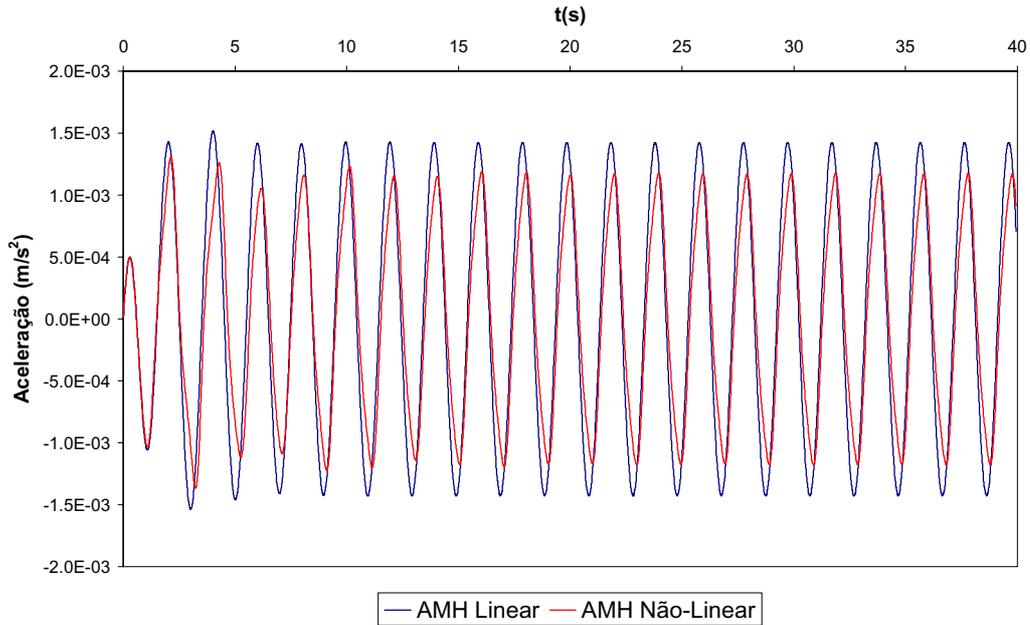


Figura 5.32 - Evolução no tempo da aceleração do sistema principal ($Q_{1111}=Q_{2222}=Q_{3333}=Q_{4444}=10^7$)

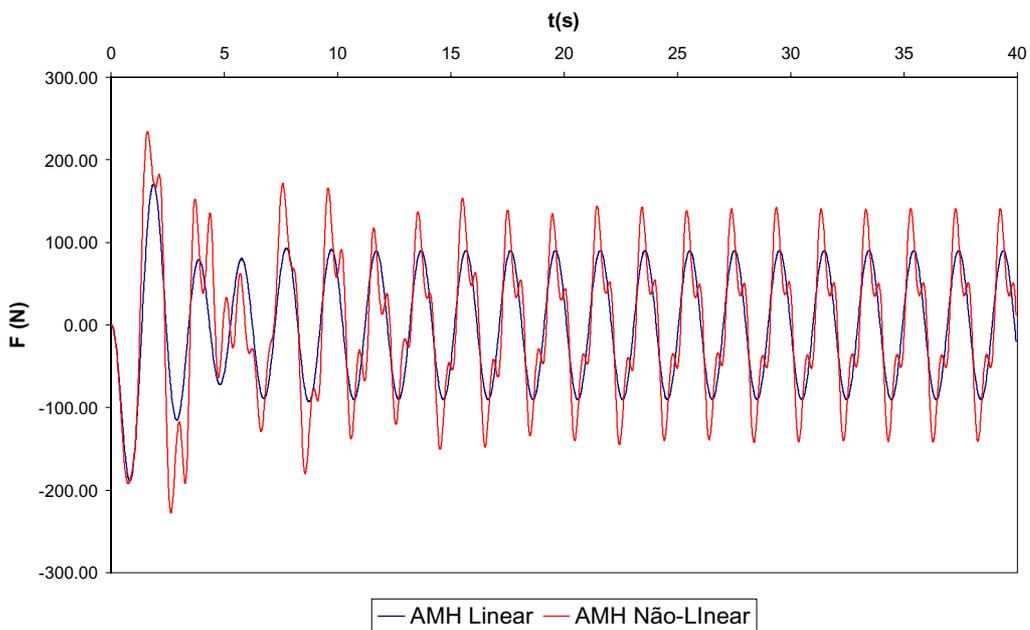


Figura 5.33 - Evolução no tempo da força de controle ($Q_{1111}=Q_{2222}=Q_{3333}=Q_{4444}=10^7$)

Complementando a análise no tempo apresentam-se o plano fase e a seção de Poincaré do sistema principal (5.32a) e (5.32b), respectivamente. Novamente, verifica-se que apesar do comportamento não-linear da força a resposta do sistema permanece praticamente linear.

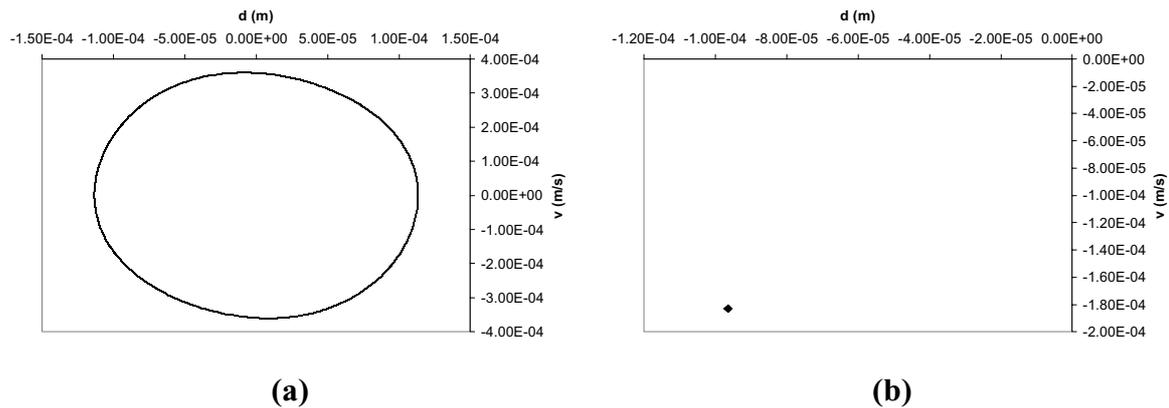


Figura 5.34 - (a) Plano Fase; (b) Seção de Poincaré ($Q_{1111}=Q_{2222}=Q_{3333}=Q_{4444}=10^7$)

Complementando-se a presente análise e com o intuito de salientar a importância da escolha de coeficientes de ponderação adequados para eficiência e estabilidade do sistema de controle adota-se $Q_{1111} = 10^{16}$ e os demais coeficientes nulos. Analisando-se as evoluções do deslocamento, velocidade e aceleração do sistema principal no tempo, apresentadas nas Figuras (5.35), (5.36) e (5.37), respectivamente, além da evolução da força de controle apresentada na Figura (5.38) Verifica-se que, neste caso, a não-linearidade da força faz com que se perca a periodicidade da resposta, o sistema principal passa a ter uma resposta bastante complexa, aparentemente caótica.

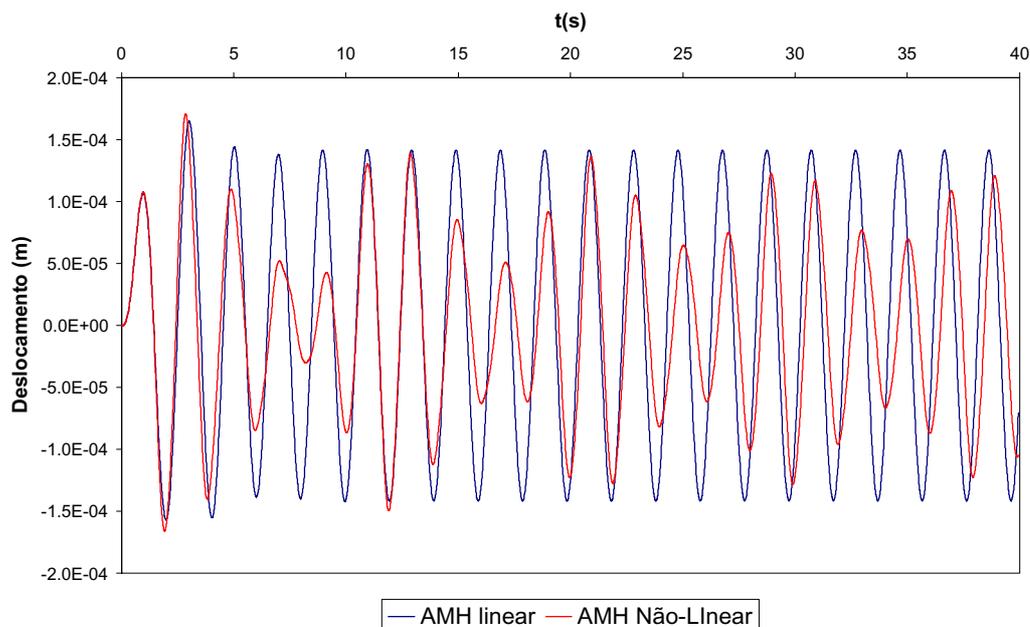


Figura 5.35 - Evolução no tempo do deslocamento do sistema principal ($Q_{1111}=10^{16}$)

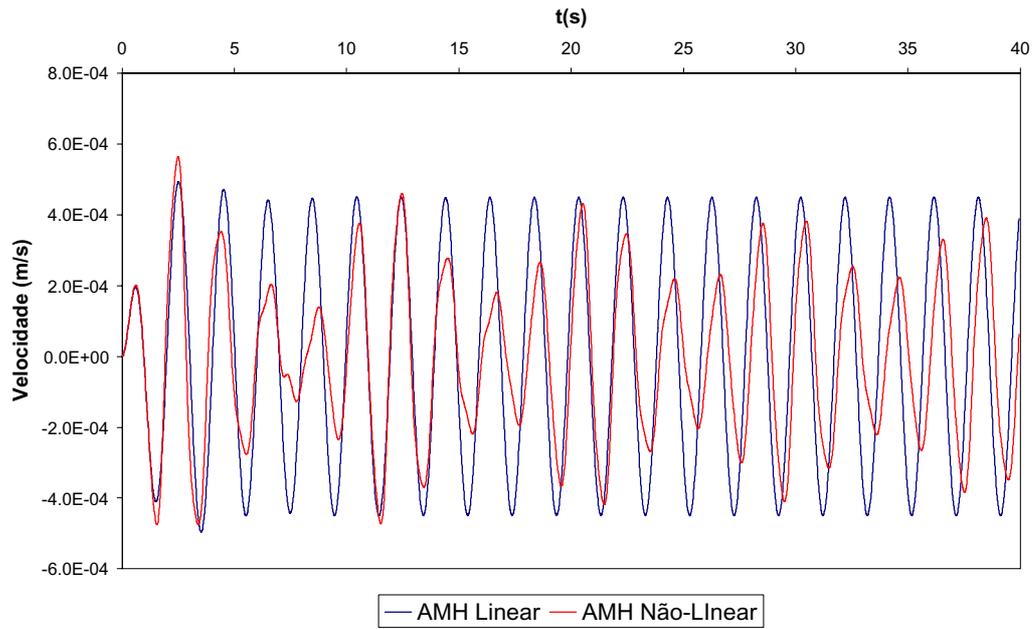


Figura 5.36 - Evolução no tempo da velocidade do sistema principal ($Q_{1111}=10^{16}$)

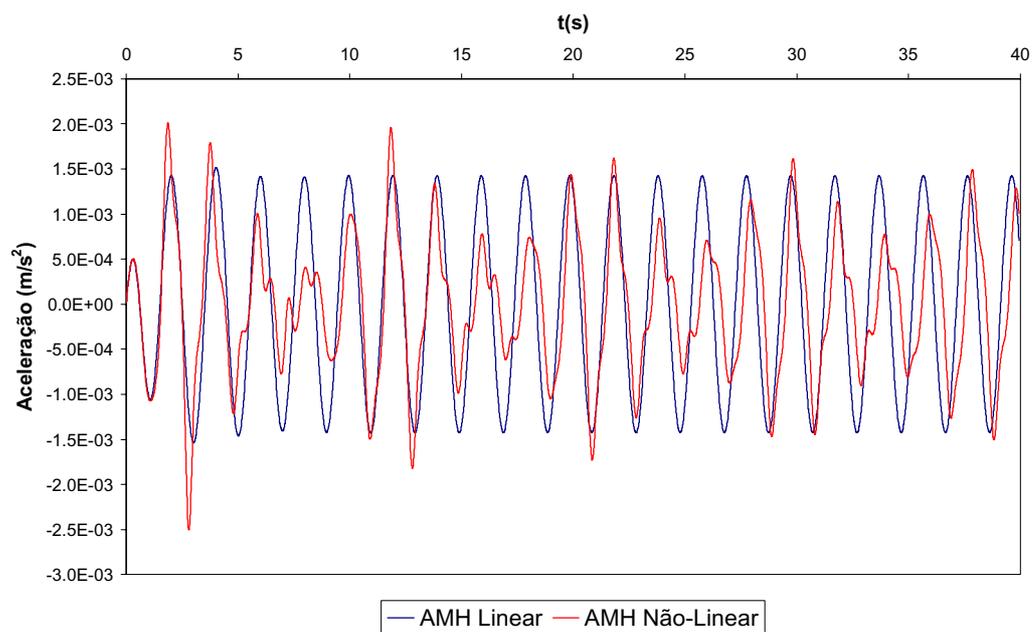


Figura 5.37 - Evolução no tempo da aceleração do sistema principal ($Q_{1111}=10^{16}$)

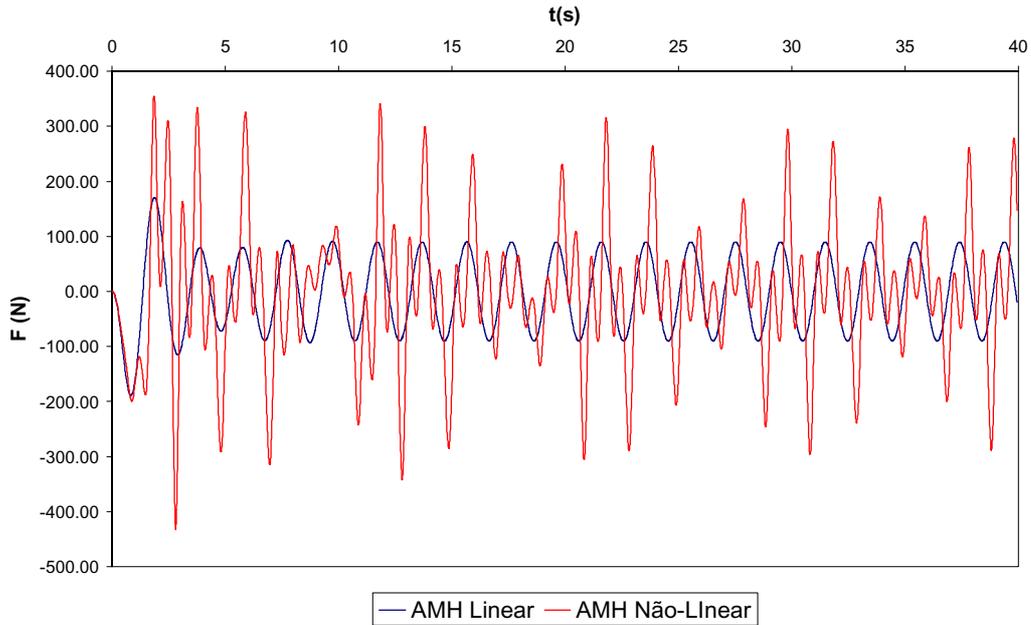


Figura 5.38 - Evolução no tempo da força de controle ($Q_{1111}=10^{16}$)

Esse comportamento não-linear observado nas figuras acima apresentadas também pode ser identificado no plano fase e na seção de Poincaré da resposta do sistema principal, apresentados nas Figuras (5.39a) e (5.39b), respectivamente.

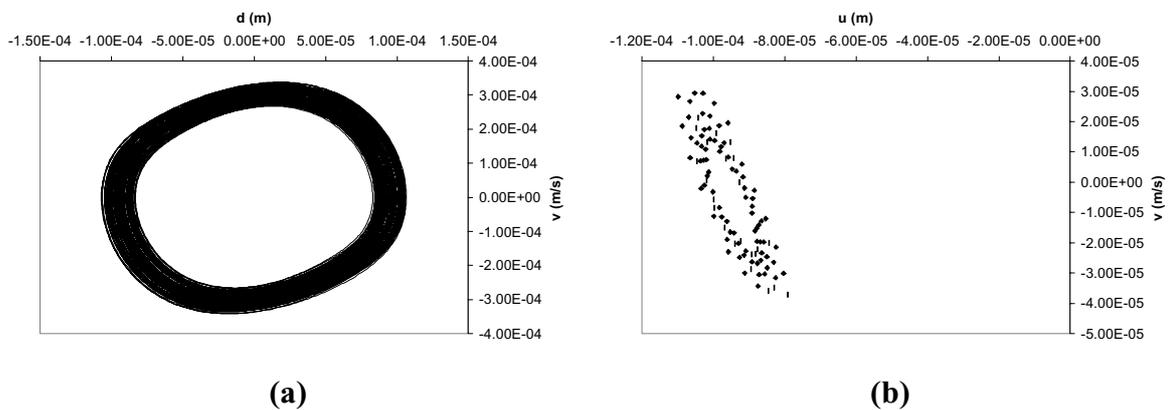


Figura (5.39) (a) Plano Fase; (b) Seção de Poincaré ($Q_{1111}=10^{16}$)

Pode-se verificar que a força de controle não-linear, neste caso, além de fazer com que se perca a periodicidade da resposta, amplifica a resposta máxima do sistema. Fica ilustrada assim, a importância de um estudo paramétrico para escolha dos coeficientes de ponderação Q_{ijkl} que resultem em uma força de controle não-linear eficiente. Pinto (1999) analisou sistemas não-lineares de um

grau de liberdade, utilizando também o algoritmo de controle ótimo não-linear de terceira ordem, mas o fato do sistema ser não-linear possibilitava desconsiderar estes coeficientes no cálculo dos ganhos de terceira ordem, a partir da equação (4.87), já que os ganhos do controle de segunda ordem não se anulavam.

6

Controle Híbrido

Otimização da Força de Controle

6.1 Introdução

A escolha adequada das matrizes de ponderação Q e R é de fundamental importância na eficiência dos algoritmos de controle ótimo clássico e instantâneo como se pode constatar através das análises feitas no Capítulo 4. Segundo Junkins & Kim (1993), a flexibilidade na seleção destas matrizes, que resulta em uma total liberdade do projetista em gerar uma infinita família de controles, é a maior vantagem e desvantagem deste método. Torna-se de extrema importância, portanto, um estudo paramétrico detalhado destas matrizes de ponderação para garantir a robustez do sistema de controle.

Loh & Chao (1996) propuseram usar o método de alocação de polos (Meirovitch, 1990) para a determinação das matrizes de ponderação. Outra metodologia para escolha destas matrizes, utilizando o método de Lyapunov, pode ser encontrada em Tzan & Pantelides (1994).

Neste capítulo pretende-se propor uma forma eficaz de determinação dessas matrizes, no caso do algoritmo de controle ótimo instantâneo aplicado ao cálculo da força de controle de um AMH, de forma que se obtenha um controle híbrido eficiente. Isto será feito realizando-se um estudo de otimização para escolha de matrizes de ponderação de modo que se possa minimizar a resposta permanente do sistema principal.

6.2 Ganhos da força de controle

A força de controle de malha fechada segundo o algoritmo de controle ótimo instantâneo é dada pela expressão

$$\mathbf{u}(t) = -\frac{\Delta t}{2} \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{Q} \mathbf{z}(t) \quad (6.1)$$

No caso do AMH utiliza-se um controle *single-input*, isto é, existe apenas uma força de controle. Sendo assim, a matriz \mathbf{R} se reduz a um número. Na presente análise considera-se o sistema estrutural reduzido a um grau de liberdade,

segundo procedimento descrito no item 2.3.2. Neste caso, a matriz de ponderação \mathbf{Q} tem a forma

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} q_{11} & q_{12} & q_{13} & q_{14} \\ q_{21} & q_{22} & q_{23} & q_{24} \\ q_{31} & q_{32} & q_{33} & q_{34} \\ q_{41} & q_{42} & q_{43} & q_{44} \end{bmatrix} \quad (6.2)$$

Substituindo-se (6.2) em (6.1) e realizando a multiplicação obtém-se a expressão da força de controle do AMH, a saber

$$u = \frac{\Delta t}{2} \left[\begin{aligned} & \left(-\frac{q_{31}}{R} \frac{1}{M} + \frac{q_{41}}{R} \frac{1}{m} \right) z_1 + \left(-\frac{q_{32}}{R} \frac{1}{M} + \frac{q_{42}}{R} \frac{1}{m} \right) z_2 + \\ & + \left(-\frac{q_{33}}{R} \frac{1}{M} + \frac{q_{43}}{R} \frac{1}{m} \right) z_3 + \left(-\frac{q_{34}}{R} \frac{1}{M} + \frac{q_{44}}{R} \frac{1}{m} \right) z_4 \end{aligned} \right] \quad (6.3)$$

onde M é a massa modal do sistema principal e m é a massa do AMH.

Percebe-se que as duas primeiras linhas da matriz \mathbf{Q} não influem no cálculo da força de controle, portanto podem ser sempre iguais a zero. Verifica-se também que neste caso os valores dos elementos de \mathbf{Q} e \mathbf{R} não são independentes. O importante no processo de otimização é a razão q_{ij}/R . Resta portanto determinar as relações q_{31}/R , q_{41}/R , q_{32}/R , q_{42}/R , q_{33}/R , q_{43}/R , q_{34}/R , q_{44}/R de forma a tornar o AMH o mais eficiente possível.

As variáveis de estado z_1 e z_2 correspondem aos deslocamentos da massa principal e do AMH, respectivamente. Enquanto que z_3 e z_4 representam as velocidades, da massa principal e do AMH, respectivamente. Denominemos os coeficientes que multiplicam z_1 , z_2 , z_3 e z_4 , dentro da expressão que calcula u , de ganhos G_1 , G_2 , G_3 e G_4 , respectivamente. Esses ganhos provocam modificações nas matrizes de rigidez e amortecimento do sistema, na forma

$$\mathbf{K}' = \begin{bmatrix} k_{1,1} + G_1 & k_{1,2} + G_2 \\ k_{2,1} - G_1 & k_{2,2} - G_2 \end{bmatrix} \text{ e } \mathbf{C}' = \begin{bmatrix} c_{1,1} + G_3 & c_{1,2} + G_4 \\ c_{2,1} - G_3 & c_{2,2} - G_4 \end{bmatrix} \quad (6.4)$$

Um aspecto importante a ser ressaltado é que a modificação nas matrizes de rigidez e amortecimento, devido à força de controle, torna as mesmas assimétricas.

Um passo essencial na análise do sistema controlado é a verificação de sua estabilidade. Uma forma de fazê-lo é calcular os autovalores da matriz de estado controlada, a saber

$$A' = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}' & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C}' \end{bmatrix} \quad (6.5)$$

Se nenhum dos autovalores possuir parte real positiva, o sistema se mantém estável, caso contrário, as forças de controle tornarão o sistema instável.

6.3 Estudo paramétrico

Com o objetivo de realizar um estudo paramétrico e de otimização para escolha das relações q_{ij}/R que minimizem a amplitude da resposta harmônica permanente do sistema principal, $y(\omega)$, dada pelo primeiro elemento da matriz $Y(\omega)$ (equação 3.7), definida seguindo-se os procedimentos usuais da análise dinâmica de estruturas.

De maneira similar ao procedimento realizado no ítem 3.4, foi realizada uma busca numérica afim de determinar as relações q_{ij}/R que produzissem o menor pico da resposta H dada por

$$H = \frac{y(\omega)xM_1}{F} = \sqrt{\frac{A^2 + B^2}{C^2 + D^2}} \quad (6.6)$$

onde

$$A = 2\beta^2\omega_1^2\mu^2M_1^2 - 2\mu^2M_1^2\alpha^2 + \Delta t \frac{q_{32}}{R}\mu - \Delta t \frac{q_{42}}{R}; \quad (6.7)$$

$$B = -4\beta\omega_1^2\xi_2\mu^2\alpha M_1^2 I + \beta\omega_1\Delta t \frac{q_{34}}{R}\mu I - \beta\omega_1\Delta t \frac{q_{44}}{R} I \quad (6.8)$$

$$\begin{aligned} C = & -2\beta^4\omega_1^4\mu^2M_1^2 - \beta^2\omega_1^2\mu\Delta t \frac{q_{32}}{R} + 2\beta^2\omega_1^4\mu^2M_1^2\alpha^2 + \\ & + \beta^2\omega_1^2\Delta t \frac{q_{42}}{R} + 2\omega_1^4\mu^2M_1^2\beta^2 - 2\omega_1^4\mu^2M_1^2\alpha^2 + \omega_1^2\mu\Delta t \frac{q_{32}}{R} - \\ & - \omega_1^2\Delta t \frac{q_{42}}{R} + 2\omega_1^4\mu^3M_1^2\alpha^2\beta^2 + \Delta t \frac{q_{31}}{R}\mu^2\beta^2\omega_1^2 - \Delta t \frac{q_{41}}{R}\beta^2\omega_1^2\mu + \\ & + 8\beta^2\omega_1^4\xi_1\mu^2M_1^2\xi_2\alpha - 2\beta^2\omega_1^3\xi_1\mu\Delta t \frac{q_{34}}{R} + 2\beta^2\omega_1^3\xi_1\Delta t \frac{q_{44}}{R} \end{aligned} \quad (6.9)$$

$$\begin{aligned}
D = & \beta^3 \omega_1^3 \Delta t \frac{q_{44}}{R} I + \beta^3 \omega_1^3 \Delta t \frac{q_{33}}{R} \mu^2 I + \omega_1^3 \mu \beta \Delta t \frac{q_{34}}{R} I + \\
& + 4\beta^3 \omega_1^4 \mu^2 M_1^2 \xi_2 \alpha I - \beta^3 \omega_1^3 \mu \Delta t \frac{q_{34}}{R} I + 4\beta^3 \omega_1^4 \xi_1 \mu^2 M_1^2 I - \\
& - 4\beta \omega_1^4 \xi_1 \mu^2 M_1^2 \alpha^2 I + 2\beta \omega_1^2 \xi_1 \mu \Delta t \frac{q_{32}}{R} I - 2\beta \omega_1^2 \xi_1 \Delta t \frac{q_{42}}{R} I + \\
& + 4\beta^3 \omega_1^4 \xi_2 \mu^3 \alpha M_1^2 I - \beta^3 \omega_1^3 \Delta t \frac{q_{43}}{R} \mu I - 4\omega_1^4 \mu^2 M_1^2 \beta \xi_2 \alpha I - \\
& - \omega_1^3 \beta \Delta t \frac{q_{44}}{R} I
\end{aligned} \tag{6.10}$$

sabendo-se que :

$$\alpha = \frac{\omega_1}{\omega_s} \text{ relação entre as freqüências do AMH e da massa principal}$$

$$\mu = \frac{m}{M} \text{ relação entre as massas principal e do AMH}$$

ξ_1 e ξ_2 são as taxas de amortecimento da massa principal e do AMH, respectivamente

$$\beta = \frac{\omega_s}{\omega_F} \text{ relação entre as freqüências da excitação e natural da estrutura.}$$

O valor máximo da curva de resposta em freqüência é obtido através da solução da equação

$$\frac{\partial H}{\partial \beta} = 0 \tag{6.11}$$

sujeita à condição

$$\frac{\partial^2 H}{\partial \beta^2} > 0 \tag{6.12}$$

que define o ponto de máximo de uma função, onde β é a razão entre a freqüência ω e a freqüência da excitação. Como a equação (6.11). é uma equação não-linear ela é resolvida numericamente através do método de Newton-Raphson.

Verificou-se, após este estudo paramétrico detalhado, incrementando-se os valores dos ganhos G_1 , G_2 , G_3 e G_4 , utilizando os dados da estrutura reduzida a um grau de liberdade do Exemplo (5.6), que os picos da curva de resposta em freqüência se reduzem de maneira satisfatória modificando somente a matriz de rigidez K , conforme se verifica nos exemplos apresentados na Tabela (6.1), que apresenta os picos da resposta permanente para cada combinação de ganhos. A

melhor alternativa é fazer com que somente $G_1 \neq 0$, pois é a que causa a maior redução em relação à resposta sem controle ($H_{sc} = 1.0934 \times 10^{-7}$), o que também se observa na curva de resposta em frequência apresentada na Figura (6.1).

	q_{31}/R	q_{41}/R	q_{32}/R	q_{42}/R	q_{33}/R	q_{43}/R	q_{34}/R	q_{44}/R	$H_{m\acute{a}x}$
$G_1 \neq 0$	10^{15}	10^3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.98689×10^{-7}
$G_1, G_2 \neq 0$	10^{13}	10^3	10^{13}	10^3	0.0	0.0	0.0	0.0	1.07804×10^{-7}
$G_3, G_4 \neq 0$	0.0	0.0	0.0	0.0	10^{11}	10^3	10^{11}	10^3	1.08660×10^{-7}
$G_1, G_2, G_3, G_4 \neq 0$	10^4	10^3	10^4	10^3	10^4	10^3	10^4	10^3	1.09344×10^{-7}

Tabela 6.1 - Picos da resposta em frequência em função de diversas combinações de ganhos

A Figura (6.2) apresenta a variação da resposta em frequência H , variando-se q_{31}/R e q_{41}/R , para $\beta = 1.0$ no caso de $\mu = 0.05$. Percebe-se que H é tanto menor quanto mais altos os valores de q_{31}/R e q_{41}/R . As Figuras (6.3a) e (6.3b) apresentam as projeções do gráfico da Figura (6.2) nos planos $H \times q_{41}/R$ e $H \times q_{31}/R$.

Devido ao fato de se tratar de uma função monotônica, tornou-se necessário arbitrar uma restrição à busca numérica realizada. Isto foi feito adotando um tipo de restrição que garantisse a estabilidade do sistema e não calculasse um ganho que excedesse a capacidade do atuador. Sendo assim, o incremento dos valores de q_{31}/R e q_{41}/R se encerrava se os autovalores da matriz de estado controlada (6.4) indicassem instabilidade do sistema e/ou se os ganhos excedessem valores que ultrapassassem os limites de capacidade dos atuadores apresentados no item 4.3.

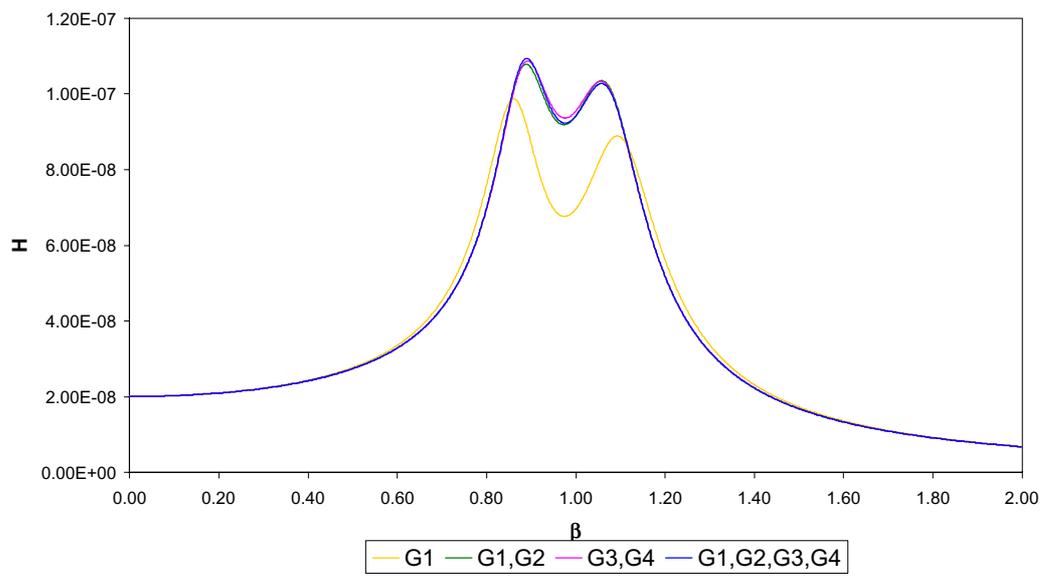


Figura 6.1 - Resposta em frequência em função da combinação de ganhos

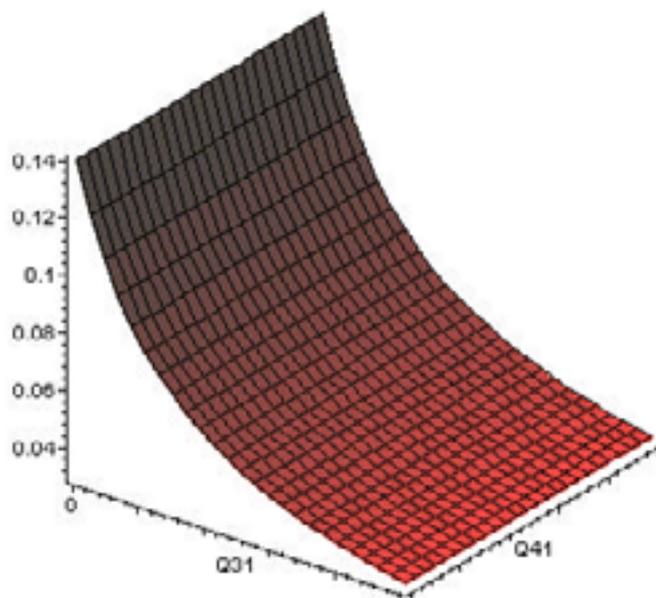


Figura 6.2 - Variação da resposta em frequência em relação a q_{31}/R e q_{41}/R

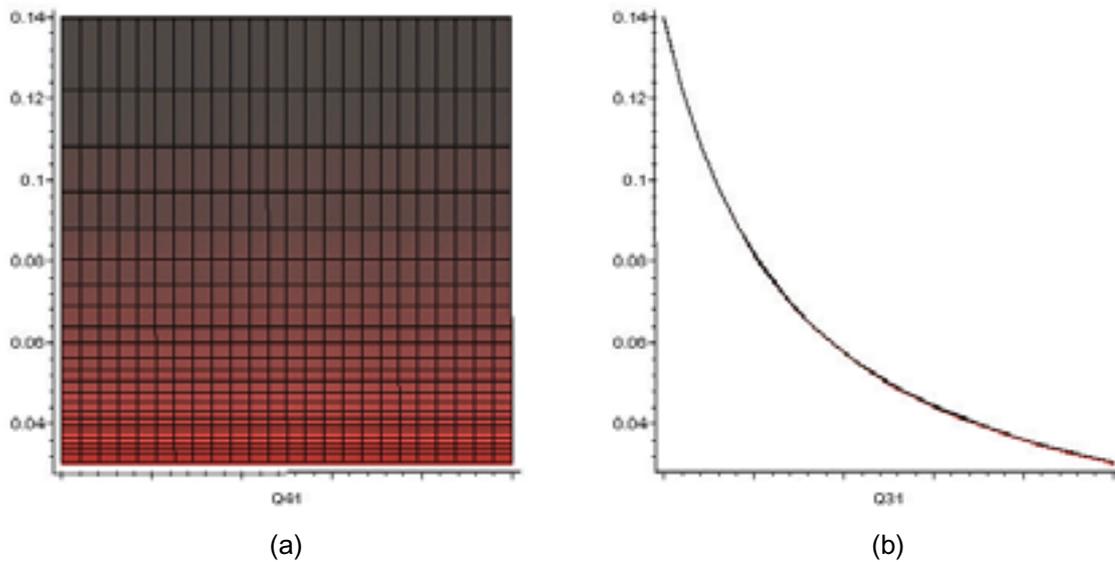


Figura 6.3 - Projeções da superfície H

Dando prosseguimento, a Tabela (6.2) apresenta, para diversos valores de μ , fixando $q_{41}/R = 10^3$, os valores ótimos de q_{31}/R , que atendem o critério de estabilidade do sistema, seu respectivo ganho G_1 , os picos da função resposta em frequência com AMS e com AMH e a redução correspondente, verifica-se que a redução foi em média de 15%.

Vale ressaltar que ao se modificar o μ , as propriedades ótimas do AMS foram recalculadas segundo as expressões de parâmetros ótimos de Den Hartog.

μ	q_{31}/R	G_1	H_{\max} (AMS)	H_{\max} (AMH)	Δ (%)
0.001	1.2×10^{14}	0.1256×10^6	3.4954×10^{-7}	3.0241×10^{-7}	13.5
0.01	6.9×10^{14}	0.7219×10^6	1.9564×10^{-7}	1.6352×10^{-7}	16.4
0.05	2.7×10^{15}	2.8250×10^6	1.0934×10^{-7}	0.9212×10^{-7}	15.8
0.1	4.9×10^{15}	5.1269×10^6	0.8285×10^{-7}	0.7097×10^{-7}	14.3

Tabela 6.2 - Ganhos ótimos redução dos picos da resposta em frequência

As Figuras (6.4) a (6.7) apresentam as respostas em frequência com AMS e com AMH para cada uma das relações entre massas μ considerada acima. Em todos casos verifica-se que o controle híbrido otimizado fornece resultados bastante satisfatórios para uma ampla faixa de frequências.

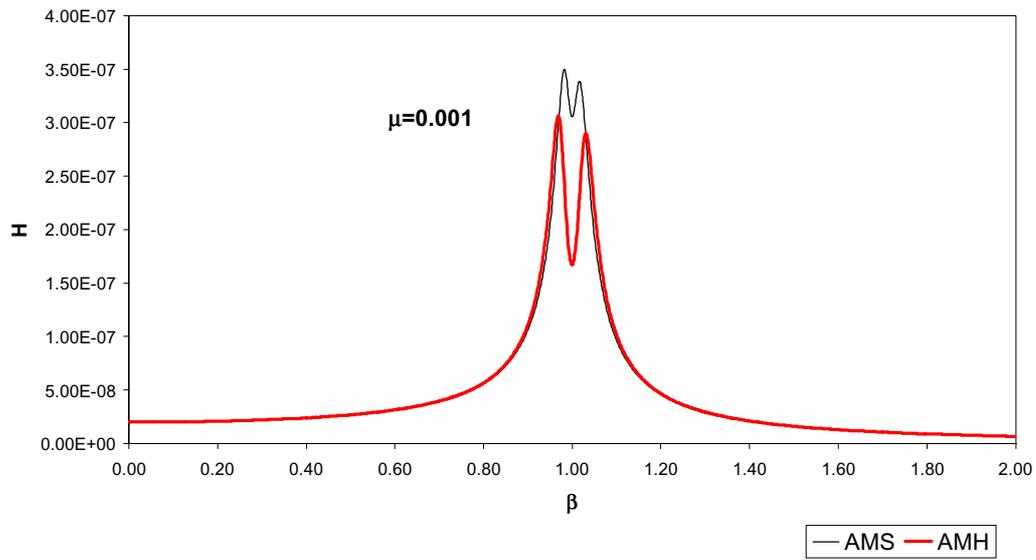


Figura 6.4 - Respostas em freqüência com AMS e com AMH ($\mu = 0.001$)

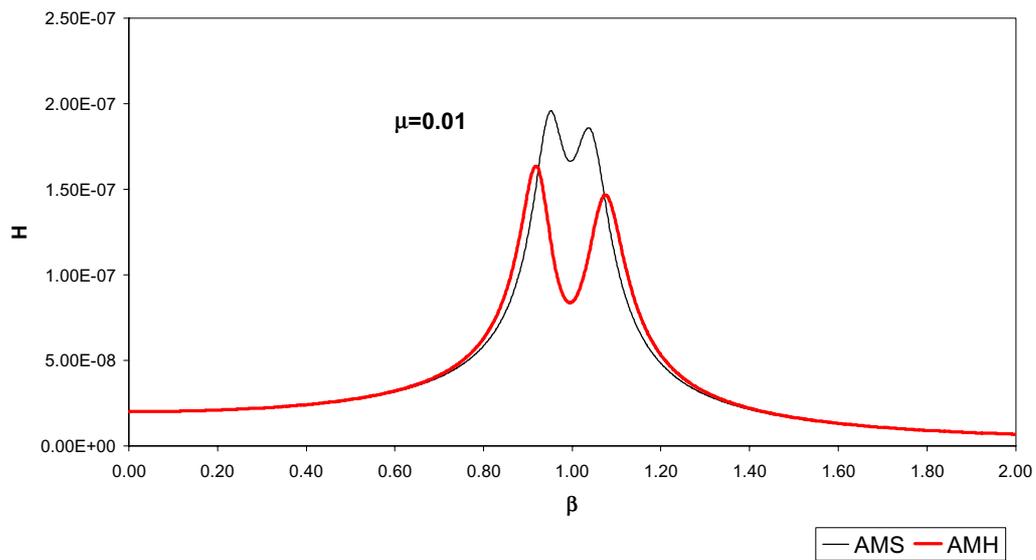


Figura 6.5 - Respostas em freqüência com AMS e com AMH ($\mu = 0.01$)

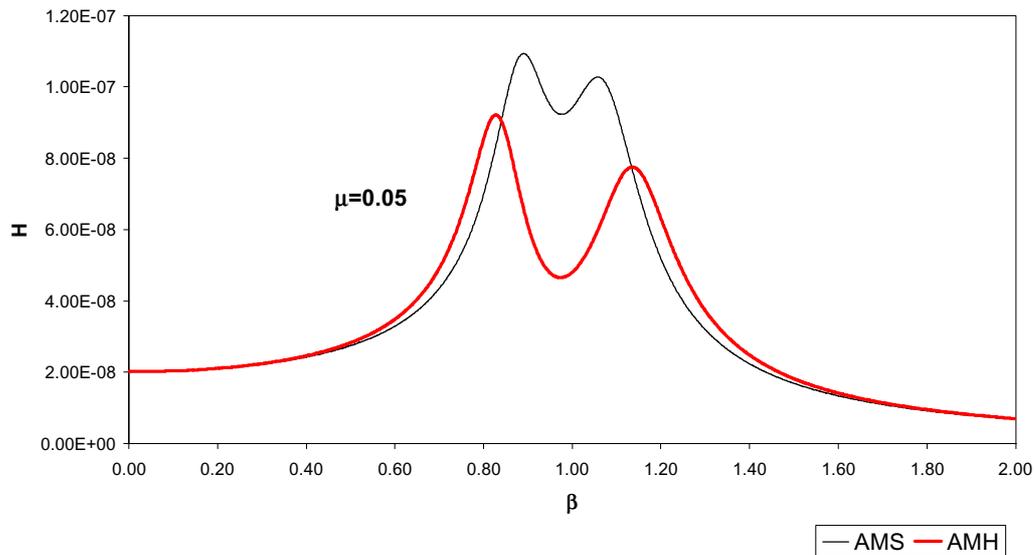


Figura 6.6 - Respostas em frequência com AMS e com AMH ($\mu = 0.05$)

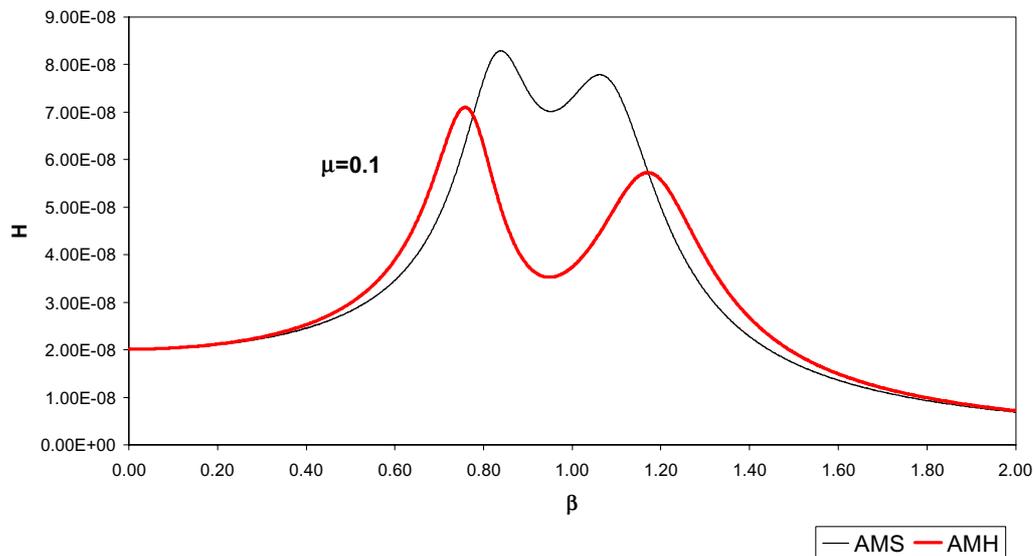


Figura 6.7 - Respostas em frequência com AMS e com AMH ($\mu = 0.1$)

Na Tabela (6.3) apresentam-se as reduções para a frequência correspondente a $\beta = 1.0$, verifica-se que na região de ressonância a redução causada pela utilização do AMH é mais significativa, girando em torno de 48% em relação à resposta com AMS. Em seguida são comparadas as eficiências do AMH e do AMS em um gráfico, mostrado na Figura (6.8), que apresenta para

diversos valores de μ o valor da relação entre a resposta controlada e a sem controle, $\frac{H_c}{H_{sc}}$, para $\beta = 1.0$, e pode-se observar que o AMH é mais eficiente em todos os casos.

μ	$H_{\beta=1.0}$ (AMS)	$H_{\beta=1.0}$ (AMH)	Δ (%)
0.001	3.07×10^{-7}	1.70×10^{-7}	44.6
0.01	1.67×10^{-7}	0.85×10^{-7}	49.3
0.05	9.40×10^{-8}	4.82×10^{-8}	48.7
0.1	7.02×10^{-8}	3.54×10^{-8}	49.6

Tabela 6.3 - Redução da resposta em frequência para $\beta = 1.0$

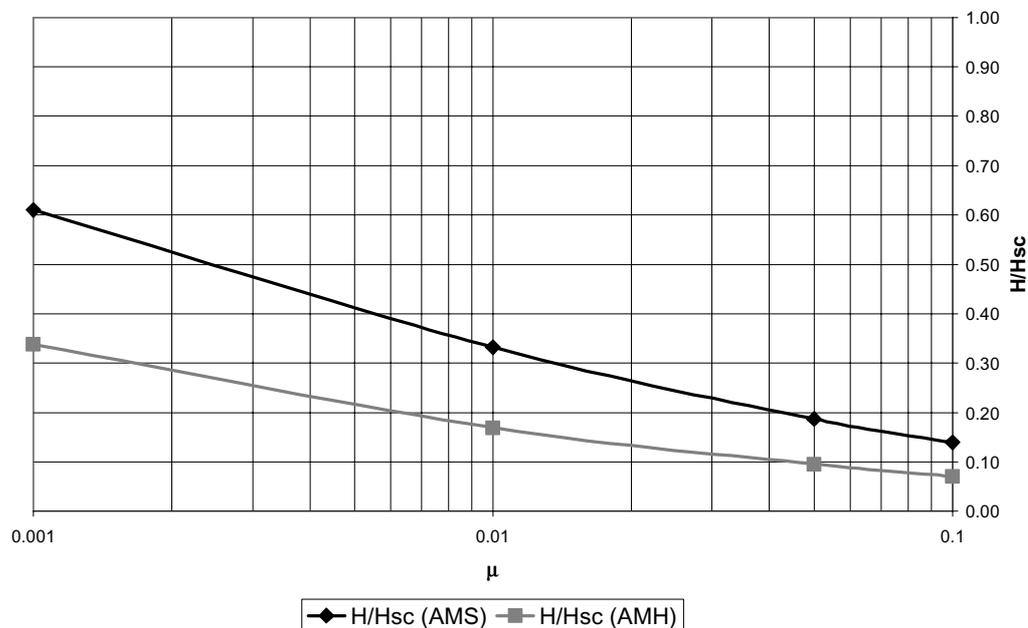


Figura 6.8 - Relação entre a resposta controlada e a sem controle, $\frac{H_c}{H_{sc}}$, para o AMS e AMH

6.4 Resposta no tempo

A seguir apresentam-se nas Tabelas (6.4) e (6.5) os deslocamentos, velocidades e acelerações máximos e permanentes, com os diversos valores de μ , do último andar e do AMH, respectivamente, quando a estrutura submetida à carga harmônica utilizada no Exemplo (5.6). O valor das forças máximas e permanentes do AMH estão apresentados na Tabela (6.6)

μ	$d_{\text{máx}}$ (m)	v_{max} (m/s)	a_{max} (m/s ²)	d_{perm} (m)	v_{perm} (m/s)	a_{perm} (m/s ²)
0.001	0.00102	0.00589	0.03412	0.00064	0.00377	0.02242
0.01	0.00047	0.00273	0.01568	0.00029	0.00167	0.01039
0.05	0.00028	0.00165	0.00966	0.00021	0.00119	0.00757
0.1	0.00022	0.00119	0.00730	0.00016	0.00091	0.00625

Tabela 6.4 - Deslocamentos, velocidades e acelerações do oitavo andar

μ	$d_{\text{máx}}$ (m)	v_{max} (m/s)	a_{max} (m/s ²)	d_{perm} (m)	v_{perm} (m/s)	a_{perm} (m/s ²)
0.001	0.06749	0.39053	2.26039	0.05857	0.34167	1.98715
0.01	0.00922	0.05292	0.30457	0.00746	0.04297	0.24806
0.05	0.00188	0.01090	0.06233	0.00156	0.00903	0.05109
0.1	0.00097	0.00564	0.03156	0.00079	0.00463	0.02569

Tabela 6.5 - Deslocamentos, velocidades e acelerações do AMH

μ	F_{max} (N)	F_{perm} (N)	G_1
0.001	127.7	81.5	0.1256×10^6
0.01	494.5	307.4	0.7219×10^6
0.05	785.8	576.3	2.8250×10^6
0.1	1106.8	814.2	5.1269×10^6

Tabela 6.6 - Forças de controle e ganhos ótimos

Verifica-se através dos dados apresentados acima, que o AMH mais eficiente é o que possui maior massa, isto é, com $\mu = 0.1$. No entanto a redução na resposta proporcionada por este AMH é bem próxima à obtida com o AMH de $\mu = 0.05$, que, além da massa menor, exige uma força de controle 30% menor. Quanto maior a massa, maior a força de controle exigida. Vale ressaltar que o AMH com menor massa ($\mu = 0.001$), apesar de exigir uma força de controle inferior faz com que sua massa tenha respostas máximas e amplitudes permanentes bem superiores, o que pode comprometer a instalação do AMH segundo restrições de espaço, além dos deslocamento e velocidades máximos aceitáveis do atuador.

Finalmente, vale à pena ressaltar o fato que, observando-se os valores dos picos das velocidades na Tabela (6.4) verifica-se que os casos correspondentes a $\mu = 0.1$ e $\mu = 0.05$ atendem ao critério de nível aceitável de vibração da Figura

(A.1), comentado anteriormente no Exemplo 5.6. Sendo que o valor da força de controle otimizada máxima é inferior ao encontrado no exemplo do Capítulo 5. Nota-se ainda que a magnitude das forças encontra-se dentro dos limites práticos de capacidade dos atuadores apresentados no item 4.3.

6.5 Influência dos parâmetros do AMH e da estrutura

Em seguida, nas Figuras (6.9) a (6.11) são apresentadas as curvas de resposta em frequência, considerando que ao se modificar o μ , as propriedades do AMH não fossem recalculadas, mantendo aquelas obtidas para $\mu = 0.05$. Verifica-se que isso compromete a eficiência do AMH, já que sua parcela passiva não se encontra mais otimizada, evidenciando o fato do AMH ser mais eficiente do que seu dispositivo ativo equivalente, o AMA.

Para um AMH com $\mu = 0.05$ e parâmetros ótimos, verifica-se qual a influência da frequência da massa principal no comportamento do sistema controlado. A Tabela (6.7) apresenta o valor da amplitude da resposta permanente para $\beta = 1.0$ com AMS e com AMH, para cada valor de frequência do sistema principal considerado, a porcentagem de redução e os respectivos ganhos otimizados, G_1 . A frequência natural do sistema original é modificada mantendo-se a massa constante e alterando a rigidez. Verifica-se que estruturas com frequências mais altas exigem ganhos da força de controle mais elevados, porém as reduções em relação ao sistema de controle passivo são sempre por volta de 50% em todos os casos. Essas reduções podem ser melhor verificadas analisando-se as Figuras (6.12) a (6.16), que representam a curva de resposta em frequência para cada caso analisado.

ω	$H(\beta=1.0)$ AMS	$H(\beta=1.0)$ AMH	$\Delta(\%)$	q_{31}/R	G_1
0.25	1.25×10^{-6}	0.64×10^{-6}	49.29 %	4.6×10^{13}	207011.0
0.5	3.15×10^{-7}	1.59×10^{-7}	49.30 %	3.7×10^{14}	832544.0
1.0	7.89×10^{-8}	3.94×10^{-8}	49.80 %	3.0×10^{15}	3375180.0
2.0	1.96×10^{-8}	0.98×10^{-8}	49.79 %	2.4×10^{16}	13500700.0
3.0	8.72×10^{-9}	4.36×10^{-9}	50.00 %	8.1×10^{16}	30373600.0

Tabela 6.7 - Valor da amplitude da resposta permanente para $\beta=1.0$ com AMS e com AMH para cada valor de frequência

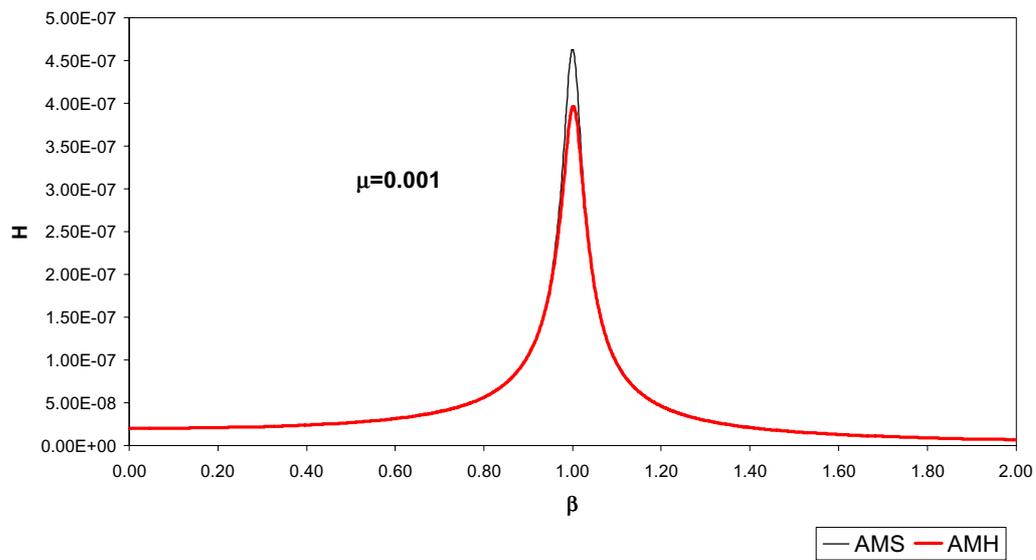


Figura 6.9 - Respostas em freqüência com AMH e AMS não otimizado ($\mu = 0.001$)

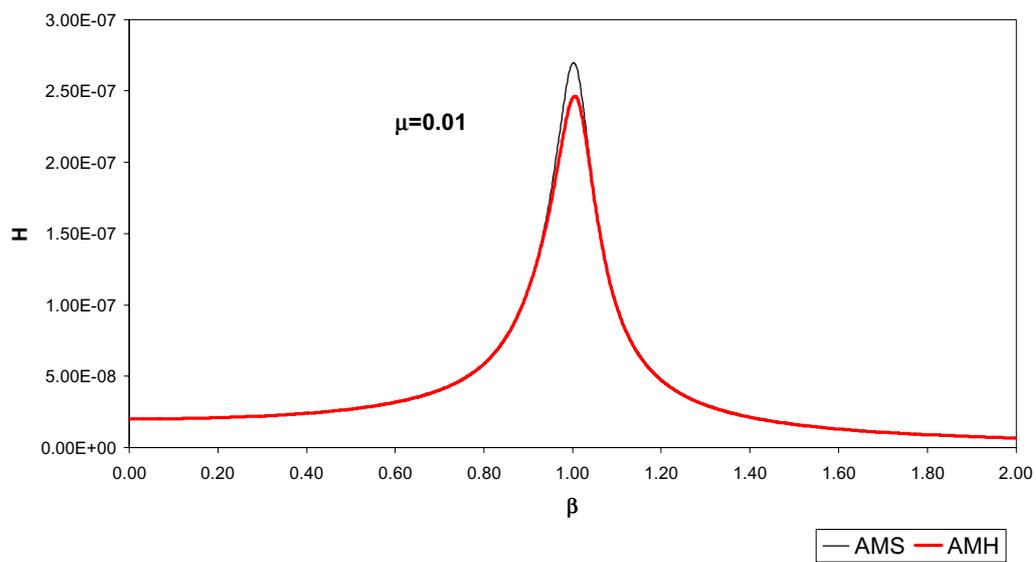


Figura 6.10 - Respostas em freqüência com AMH e AMS não otimizado ($\mu = 0.01$)

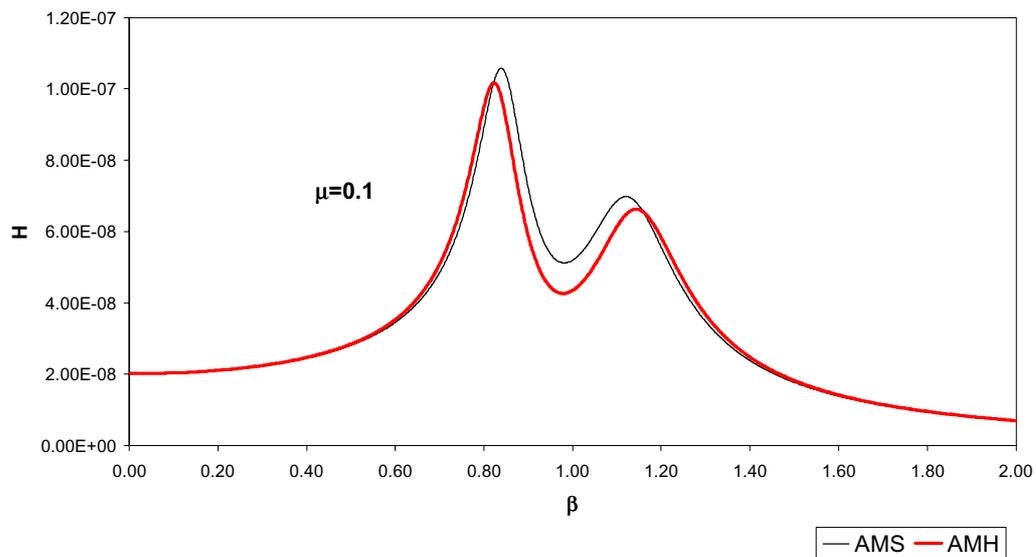


Figura 6.11- Respostas em freqüência com AMH e AMS não otimizado ($\mu = 0.1$)

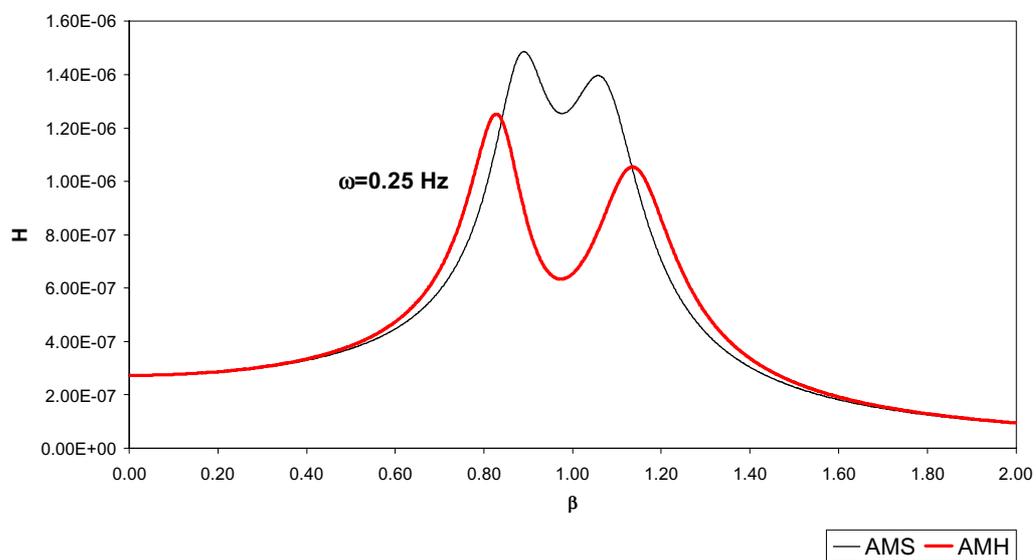


Figura 6.12 - Respostas em freqüência com AMH e com AMS ($\omega = 0.25$ Hz)

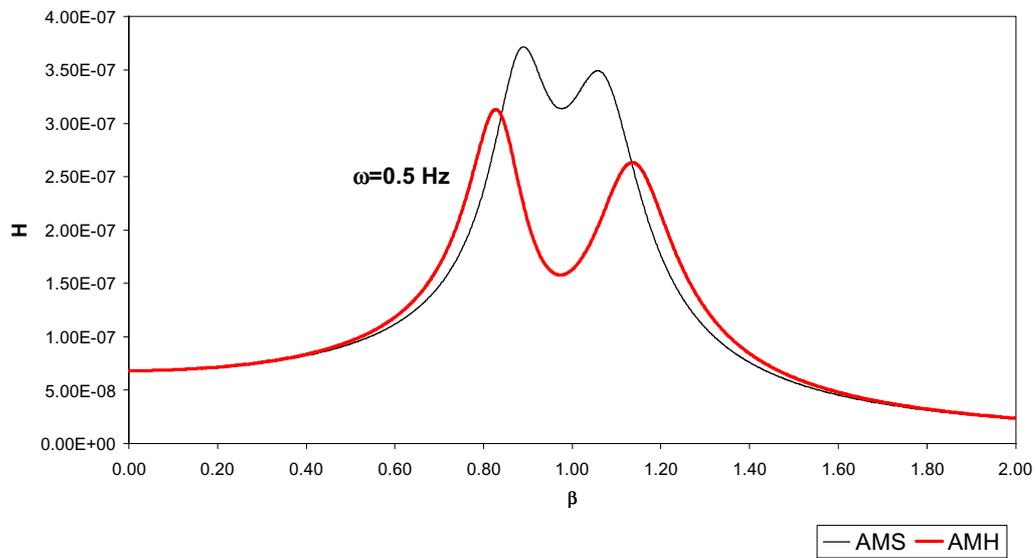


Figura 6.13 - Respostas em freqüência com AMH e com AMS ($\omega = 0.5$ Hz)

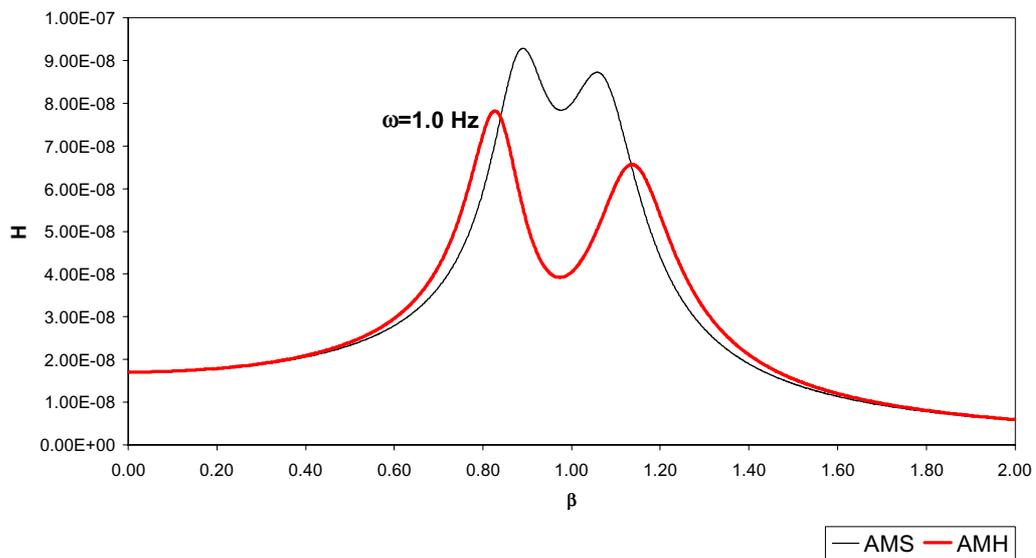


Figura 6.14 - Respostas em freqüência com AMH e com AMS ($\omega = 1.0$ Hz)

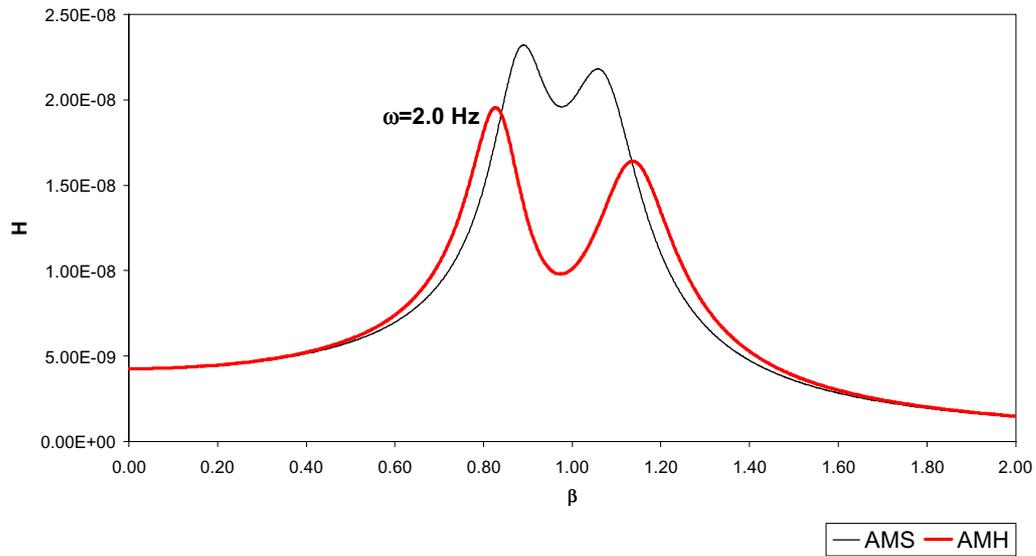


Figura 6.15 - Respostas em frequência com AMH e com AMS ($\omega = 2.0$ Hz)

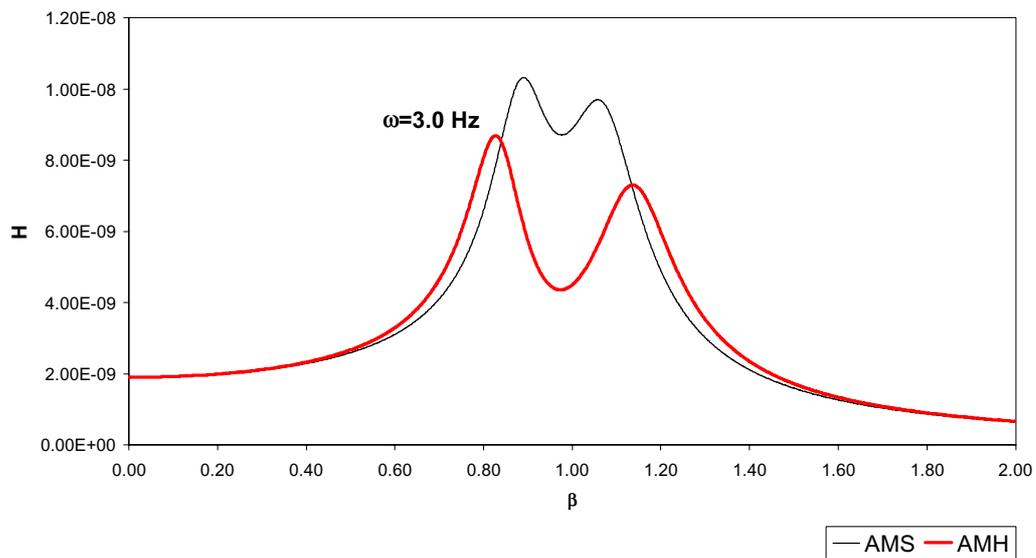


Figura 6.16 - Respostas em frequência com AMH e com AMS ($\omega = 3.0$ Hz)

A Figura (6.17) apresenta a variação da relação Q_{31}/K ($Q_{31} = q_{31}/R$), onde K é a rigidez do sistema principal, em função da frequência natural ω . Pode-se observar que existe uma relação linear entre essas duas variáveis.

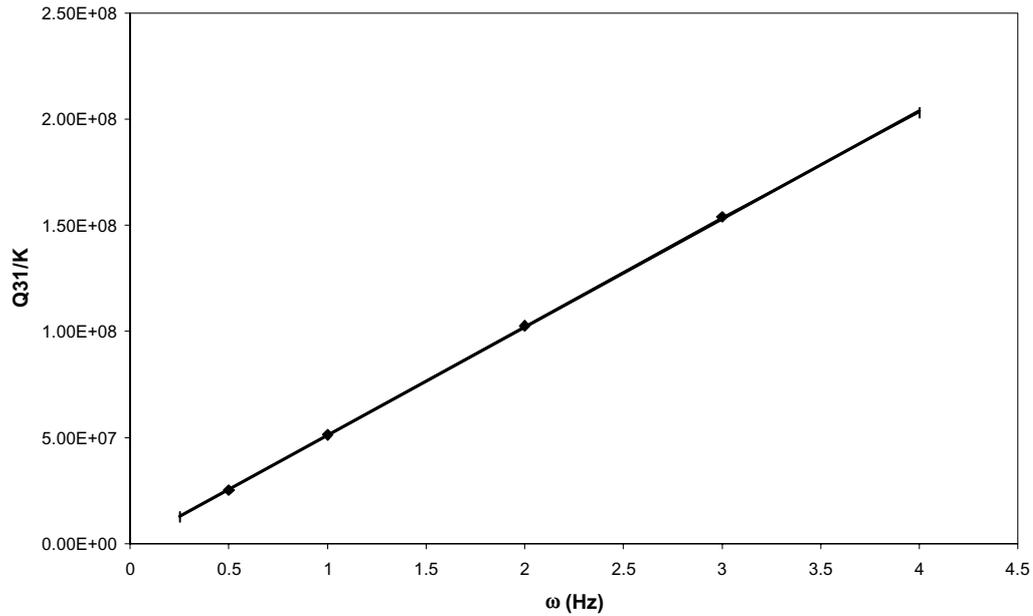


Figura 6.17 - Variação de Q_{31}/K com a frequência natural

Com o objetivo de propor uma expressão do ganho ótimo G_1 para qualquer edifício reduzido a um grau de liberdade pela análise modal, estudou-se a seguir a variação da relação Q_{31}/K com a massa do sistema principal reduzido, M . Fixando-se, por exemplo, os parâmetros $\mu = 0.05$; $\xi = 0.02$; $\omega = 1.0\text{Hz}$, pode-se perceber que esta relação é aproximadamente linear, conforme mostra a Figura (6.18).

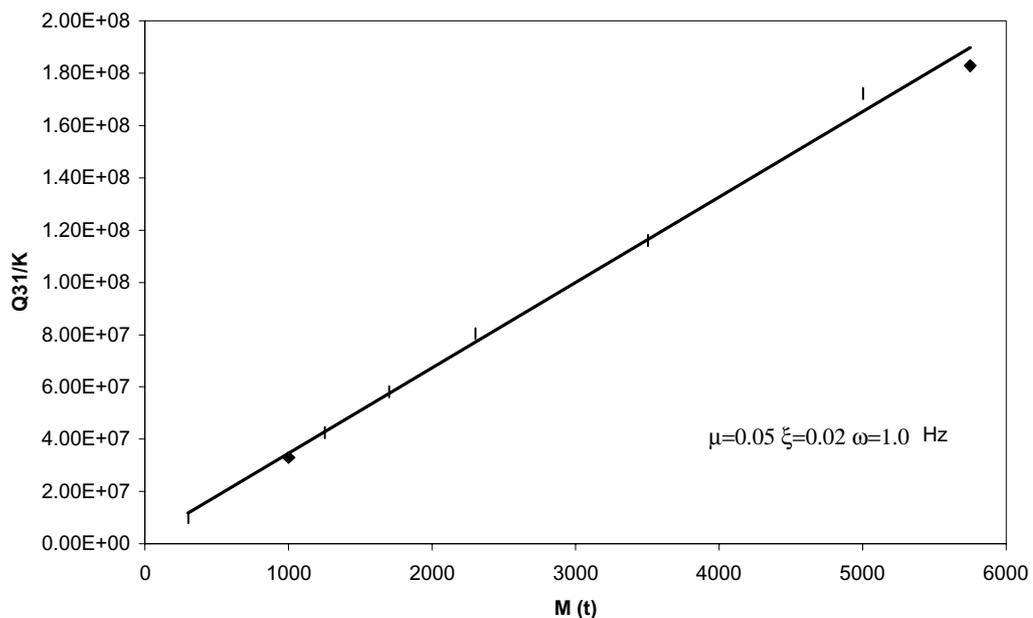


Figura (6.18) Variação do parâmetro ótimo Q_{31}/K em função da massa do sistema principal M

Finalmente resta observar qual a influência da relação entre as massas μ e da taxa de amortecimento do sistema principal, já que rigidez e amortecimento do AMH são função de μ de acordo com as expressões de Den Hartog. A Figura (6.19) apresenta a variação da relação Q_{31}/K para uma massa $m = 1000t$ e $\omega = 1Hz$ para valores de $\xi = 0.02, 0.05$ e 0.10 . Verifica-se que a relação Q_{31}/K ótima aumenta a medida que μ cresce de uma maneira não-linear. Isto porque a força de controle exigida para AMHs com massas maiores tem maior intensidade. Pode-se perceber ainda que o valor da taxa de amortecimento do sistema também afeta, embora em menor escala, a relação Q_{31}/K ótima.

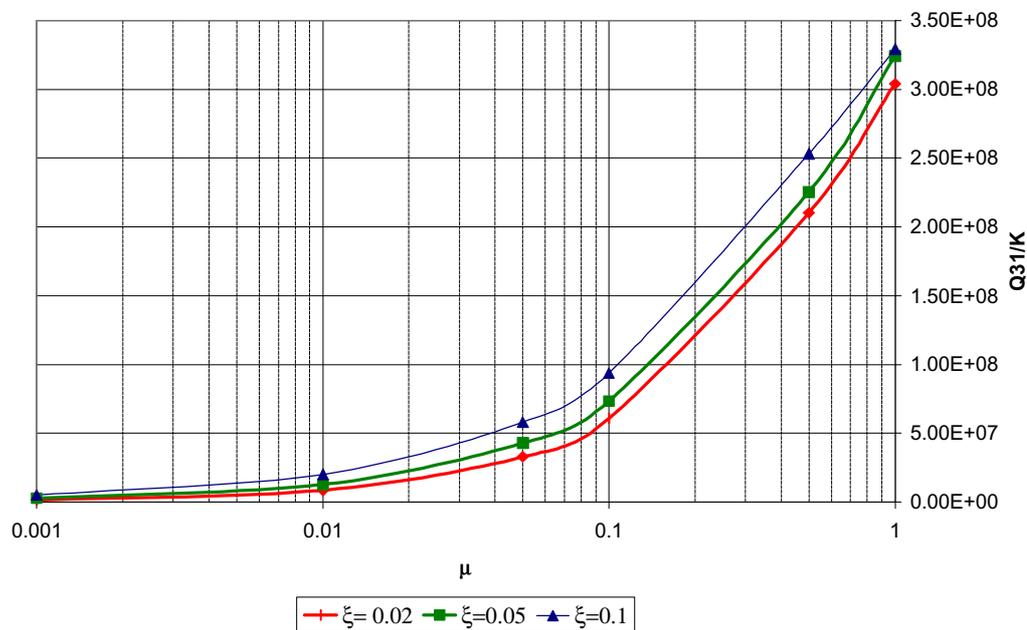


Figura 6.19 - Variação de Q_{31}/K em relação a μ para diferentes valores de ξ

6.6 Força de controle otimizada

Com base no estudo paramétrico realizado neste capítulo, pode-se propor um ganho ótimo para o sistema controlado. Fixados os valores do parâmetro μ do AMH, a taxa de amortecimento do sistema principal e $q_{41}/R = 10^3$, inicialmente consultam-se as Tabela (6.8) e (6.9), que apresentam os valores de Q_{31}/K correspondentes a uma massa do sistema principal M igual a $1000t$ e frequência natural do sistema de $1Hz$, de acordo com os valores de μ e ξ adotados. Em seguida de acordo com a equação (6.12) multiplica-se esse valor pela massa do

sistema principal analisado em Kg e pelo valor da frequência natural do sistema em Hz, obtendo-se assim o Q_{31}/K ótimo para a estrutura em questão

$$\frac{Q_{31}}{K} \text{ ótimo} = \frac{Q_{31}}{K} \quad (M=1000t; \omega=1\text{Hz}) \quad x M_{(Kg)} \omega_{(Hz)} \quad (6.12)$$

μ	Q_{31}/K
0.001	0.1519820×10^7
0.01	0.8612315×10^7
0.05	3.2929441×10^7
0.1	6.0792814×10^7
0.5	2.1024182×10^8

Tabela 6.8 - Valores de Q_{31}/K ($M = 1000t$ e $\omega = 1.0\text{Hz}$) para $\xi = 0.02$

μ	Q_{31}/K
0.001	0.2786337×10^7
0.01	1.2918473×10^7
0.05	4.3061576×10^7
0.1	7.3457983×10^7
0.5	2.2544001×10^8

Tabela 6.9 - Valores de Q_{31}/K ($M = 1000t$ e $\omega = 1.0\text{Hz}$) para $\xi = 0.05$

Desta maneira o cálculo da força de controle ótima é feito através da expressão (6.13), lembrando-se que inicialmente é calculado q_{31}/R ($Q_{31} = q_{31}/R$) a partir de Q_{31}/K , sabendo-se que K é a rigidez do sistema principal

$$u \text{ ótimo} = \frac{\Delta t}{2} \left(-\frac{q_{31}}{R} \text{ ótimo} \quad x \frac{1}{M} + \frac{q_{41}}{R} \frac{1}{m} \right) z_1 \quad (6.13)$$

7

Conclusões e Sugestões

7.1 Conclusões

A seguir são apresentadas conclusões, comentários e observações sobre a pesquisa realizada baseados nos resultados obtidos no presente trabalho.

O estudo aqui realizado sobre o comportamento dinâmico de edifícios altos, sob a proteção do mecanismo de controle do amortecedor de massa, resultou em algumas contribuições originais na área de controle estrutural, sendo as principais:

- A determinação de parâmetros ótimos para projeto de amortecedores de massa múltiplos, levando em consideração o efeito da interligação entre as massas.
- A análise do efeito de não-linearidades do sistema de controle no movimento e estabilidade da estrutura.
- Proposta de uma forma eficaz para determinação das matrizes de ponderação utilizadas no algoritmo de controle ótimo instantâneo aplicado ao cálculo da força de controle de um AMH, de forma a se obter um controle híbrido eficiente.

Os exemplos numéricos apresentados na tese, além de validarem os procedimentos de análise aqui estudados e as rotinas computacionais implementadas para o controle de vibrações de edifícios, demonstraram algumas das potencialidades e evidenciaram certas vantagens e desvantagens dos controles ativo e passivo quando usados de forma independente. Com base nestes resultados e na pesquisa bibliográfica realizada, verificou-se que o uso do controle híbrido poderia superar certas desvantagens do controle passivo e ativo. As análises aqui realizadas mostraram que a utilização do controle híbrido pode ser bem mais eficiente, pois provoca uma redução na magnitude das forças nos atuadores além de funcionar satisfatoriamente fora da faixa de frequência para a qual foi projetado seu componente passivo.

A importância de uma análise para definição da posição do AMS foi verificada nos exemplos numéricos realizados, a posição mais apropriada para a

colocação do AMS em uma estrutura genérica, deve ser estudada baseada no tipo de estrutura, nas propriedades da mesma e no carregamento aplicado.

Foi analisada a influência da não-linearidade do AMS no comportamento dinâmico de um sistema estrutural. Verificou-se que não-linearidades no AMS podem afetar de forma significativa o comportamento do sistema, melhorando ou piorando o comportamento do absorvedor, isto em função do tipo e grau de não-linearidade. Em alguns casos observou-se que a não-linearidade pode ter um efeito bastante nocivo, causando o aparecimento de saltos, descontinuidades e respostas instáveis, em particular no caso de não-linearidade com perda de rigidez (*softening*). Sendo este um problema pouco estudado na literatura são necessários estudos mais aprofundados sobre o assunto.

Verificou-se que o uso de amortecedores de massa múltiplos (AMSM), pode ser bem mais eficiente do que amortecedores com uma única massa, formando um patamar na curva de resposta em frequência que evita a amplificação da resposta caso a frequência da excitação seja diferente da considerada no projeto. Outro aspecto analisado foi a influência da interligação entre as massas. Nos exemplos analisados pode-se verificar que essa interligação pode melhorar a eficiência deste sistema de controle, especialmente no aspecto relativo ao espaço disponível para instalação do sistema, diminuindo o espaço necessário para a instalação do AMSM em função de menores deslocamentos relativos, uma importante questão prática.

Na investigação de parâmetros ótimos para este tipo de amortecedor observou-se que parâmetros como relação entre as massas, relação entre frequências e taxa de amortecimento de cada massa podem ter grande influência na performance do sistema como um todo. A metodologia apresentada, considerando todos esses parâmetros como variáveis, conduziu a valores de parâmetros ótimos que levaram aos menores picos possíveis da amplitude da resposta permanente da estrutura com relação à frequência.

Em casos onde não se considerou a interligação entre as massas pode-se perceber que o aumento do número de massas do AMSM pode ou não ter influência na redução da magnitude dos picos da resposta em frequência.

A consideração de carregamentos com perturbações aleatórias mostrou que a eficiência do AMSM pode ser comprometida neste caso, podendo não apresentar vantagens em relação ao AMS. Estudos mais aprofundados nesse

tópico mostram-se necessários, de forma a verificar a eficiência de dispositivos ativos e/ou híbridos na proteção de estruturas submetidas a esse tipo de carregamento.

Verificou-se, a partir dos resultados obtidos, que a utilização do amortecedor de massa híbrido (AMH), melhora a eficiência e robustez do controle quando comparado ao amortecedor puramente passivo, o AMS. Isso se evidenciou especialmente nos casos da possível ocorrência de uma discrepância nas propriedades da estrutura ou do amortecedor consideradas no projeto. Além disso pode-se observar a possibilidade de obter uma maior redução da resposta utilizando um AMH com massa menor que a do AMS.

Edifícios usualmente apresentam baixo nível de amortecimento. A inclusão de amortecedores viscofluidos lineares em uma estrutura equipada com AMH, aumentando seu nível de amortecimento, acarreta uma maior redução da resposta, sendo mais significativa a redução da magnitude da força de controle necessária.

O estudo paramétrico realizado mostrou que o parâmetro α , que representa a relação entre as frequências da estrutura e a do amortecedor, influencia ligeiramente a redução da resposta máxima e *rms* do sistema principal, utilizando-se o AMH, sendo que no caso da força de controle máxima e *rms* a influência é significativa.

No caso da relação entre as massas, μ , o estudo verificou a possibilidade de obter-se a mesma resposta alcançada com um AMS instalando um AMH de massa menor. A força de controle também é influenciada pelo parâmetro, neste caso.

Quanto à taxa de amortecimento, ξ , verificou-se que o seu aumento compromete a eficiência do AMS. Quanto maior o valor considerado, menos o amortecedor vibra prejudicando a sua eficiência. Já no caso do AMH a resposta se mantém praticamente inalterada gerando, no entanto, um aumento na magnitude das forças de controle.

A aplicação do algoritmo de controle ótimo não-linear no cálculo da força de controle do AMH apresentou bons resultados, mostrando-se mais eficiente do que no caso da utilização do algoritmo de controle linear, sem apresentar acréscimos significativos na magnitude da força de controle. Vale ressaltar a

importância da escolha de coeficientes de ponderação adequados na eficiência deste tipo de controle, uma escolha equivocada pode fazer com que a não-linearidade da força acarrete uma perda de periodicidade da resposta da estrutura, além de sua amplificação.

A partir dos resultados obtidos evidenciou-se a necessidade de um estudo paramétrico detalhado das matrizes de ponderação dos algoritmos de controle ótimo, para que se possa escolher uma lei de controle que leve às reduções desejadas no projeto sem que para isso sejam necessárias forças de elevada magnitude que aumentem o custo ou inviabilizem o sistema.

Sendo assim, apresentou-se neste trabalho uma sugestão para cálculo destas matrizes, que conduzem a uma expressão da força de controle ótima, para estruturas submetidas à excitações harmônicas equipadas com AMH.

7.2 Sugestões para trabalhos futuros

O controle de vibrações em estruturas é uma área de pesquisa em franca expansão e com interfaces importantes com várias outras áreas de pesquisa. Como se pode observar ao longo deste trabalho existem vários tópicos importantes cujo estudo deve ser aprofundado. Dentre esses, pode-se enumerar como continuação natural desta tese, os seguintes tópicos:

- Análise numérica para controle híbrido de edifícios altos considerando cargas de natureza aleatória, tais como sismos, cargas de vento e carregamentos devido à ocupação humana.
- Como o amortecimento é um fator determinante no controle de vibrações de edifícios altos, estudar o controle híbrido combinando outros tipos de dispositivos passivos além do AMS, tais como amortecedores viscofluidos e viscoelásticos com mecanismos de controle ativo.
- Proposta de uma metodologia de otimização do número e posição de amortecedores e atuadores para o controle híbrido de edifícios altos, visando melhorar a eficiência e baixar o custo.
- Verificar o efeito da interligação das massas em AMSM com um número qualquer de amortecedores.
- Estender o estudo da determinação das matrizes de ponderação para cálculo da força de controle do AMH, adotando-se leis de controle diversas, como por

exemplo: realimentação de velocidade, realimentação de aceleração e realimentação completa, realizando a seguir, a comparação dos resultados.

- Estudar o efeito da não-linearidade do Amortecedor de Massa Híbrido (AMH) no comportamento do sistema principal. Para essa análise, utilizar o algoritmo de controle ótimo não-linear no cálculo da força de controle do AMH.
- Estudar o desenvolvimento de absorsores semi-ativos não-lineares, usando-se por exemplo pêndulos com geometria variável de modo a se variar a frequência na vizinhança da frequência básica de projeto.

Referências Bibliográficas

ABDEL-ROHMAN, M. Active control of large structures, **Journal of the Engineering Mechanics Division ASCE**, v.108 n. 5, p. 719-730, 1982.

ABÉ, M.; FUJINO, Y. Dynamic characterization of multiple tuned mass dampers and some design formulas, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v. 23, p. 813-835, 1994.

ADELI, H.; SALEH, A. **Control, optimization, and smart structures. High performance bridges and buildings of the future**, New York: John Wiley & Sons, 1999.

AGRAWAL, AK.; YANG, J.N. Static output polynomial control for linear structures, **Journal of Engineering Mechanics**, v.123, n.6, p. 639-643, 1997.

ALLGOWER, E.L.; GEORG, K. **Numerical Continuation Methods. An Introduction**, Berlin: Springer-Verlag, 1990.

ANKIREDDI, S.; YANG, T.Y. Simple ATMD control methodology for tall buildings subject to wind loads, **Journal of Structural Engineering ASCE**, v.122, n.1, p. 83-91, 1996.

ASEKA, E.H.; RIERA, J.D. Sobre as propriedades de amortecedores viscoelásticos, In: XXX JORNADAS SUL-AMERICANAS DE ENGENHARIA ESTRUTURAL, 2002, Brasília, **Anais...**, CD-ROM.

AUSTIN, M.A.; PISTER, K.S. Design of seismic-restraint friction-braced frames, **Journal of Structural Engineering**, v.111, n.12, p. 2751-2769, 1985.

AVILA, S.M. **Análise Dinâmica de Estruturas Elásticas e Elastoplásticas com Amortecimento Não-proporcional**, Brasília, 1997 - Dissertação de mestrado - Departamento de Engenharia Civil Universidade de Brasília.

AVILA, S.M. **Controle Híbrido para Atenuação de Vibrações em Edifícios**, Rio de Janeiro: Departamento de Engenharia Civil PUC-Rio, 2001, Relatório Interno.

AVILA, S.M.; GONÇALVES, P.B.; DEL PRADO, Z.G.J.N. Controle das oscilações de edifícios altos usando amortecedor de massa sintonizado não-linear, In: XXII CILAMCE - CONGRESSO ÍBERO LATINO-AMERICANO DE MÉTODOS COMPUTACIONAIS EM ENGENHARIA, 2001a, Campinas, **Anais...**, CD-ROM.

AVILA, S.M.; GONÇALVES, P.B.; DEL PRADO, Z.G.J.N. Amortecedor de massa sintonizado não-linear, In: 1^A ESCOLA BRASILEIRA DE APLICAÇÕES EM DINÂMICA E CONTROLE, ABCM E SBMAC, EESC-USP, 2001b, São Carlos, **Anais...**, p. 59-62.

AVILA, S.M.; GONÇALVES P.B. Uso do controle híbrido na redução de vibrações excessivas em edifícios submetidos a carregamentos dinâmicos, In: XXX JORNADAS SUL-AMERICANAS DE ENGENHARIA ESTRUTURAL, 2002, Brasília, **Anais...**, CD-ROM.

BACHMANN, H; AMMANN, W. **Vibration in Structures Induced by Man and Machines**, International Association for Bridge and Structural Engineering, Association Internationale des Ponts et Charpentes & Internationale Vereinigung fur Bruckenbau aund Hochbau, 1987.

BARBAT, A.H. et al. Active control of nonlinear base-isolated buildings, **Journal of Engineering Mechanics**, v.121 n.6, p. 676-684, 1995.

BATTAINI M.; YANG, G.; SPENCER JR., B.F. Bench-scale experiment for structural control, **Journal of Engineering Mechanics**, in press.

BATTISTA, R.C.; PFEIL, M.S. Active/passive control of vortex-induced oscillation of Rio-Niteroi bridge, In: EUROPEAN CONFERENCE ON STRUCTURAL DYNAMICS EURO DYN96, 1996, Florence, **Proceedings...**, pp 561-568.

BATTISTA, R.C.; PFEIL, M.S.; GARDEL, P. Controle passivo de oscilações divergentes induzidas por vento em pontes esbeltas, In: XXX JORNADAS SUL-AMERICANAS DE ENGENHARIA ESTRUTURAL, 2002, Brasília, **Anais...**, CD-ROM.

BATTISTA, R.C.; VARELA, W.D. Medidas corretivas para vibrações de painéis contínuos de lajes de edifícios, In: XXX JORNADAS SUL-AMERICANAS DE ENGENHARIA ESTRUTURAL, 2002, Brasília, **Anais...**, CD-ROM.

BAUER, H.F. Oscillations of immiscible liquids in a rectangular container: a new damper for excited structures, **Journal of Sound and Vibration**, v.93, n.1, p. 117-133, 1984.

BEZERRA, L.M. et al. Numerical evaluation of an anti-seismic mechanism in building frames – an initial study, In: XXX JORNADAS SUL-AMERICANAS DE ENGENHARIA ESTRUTURAL, 2002, Brasília, **Anais...**, CD-ROM.

BIRMAN, V.; SARAVANOS, D.; HOPKINS, D.A. Micromechanics of composite with shape memory alloy fibres in uniform thermal fields, **AIAA Journal**, v.34, n.9, p. 1905-1912, 1996.

BLANDÓN, N.R.; BATTISTA, R.C. Isoladores de base em estruturas aporticadas sob ação sísmica, In: XXX JORNADAS SUL-AMERICANAS DE ENGENHARIA ESTRUTURAL, 2002, Brasília, **Anais...**, CD-ROM.

BROGAN, W.L. **Modern Control Theory**, London: Prentice-Hall International Editions, 1991.

BROWN, AS.; ANKIREDDI, S.; YANG, H.T.Y. Actuator and sensor placement for multiobjective control of structures, **Journal of Structural Engineering**, v.125, n.7, p. 757-765, 1999.

BURIC, M.R. **Optimal Regulation of Nonlinear Systems by Methods of Tensor Algebra**, 1978 - Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Elétrica, Universidade de Minnesota.

CABRAL, S.V.S **Uso de Osciladores Passivos Sintonizados no Controle de Vibrações de Estruturas Sujeitas a Excitações Aleatórias**, Porto Alegre, 1997 - Dissertação de Mestrado, UFRGS.

CABRAL, S.V.S.; RIERA, J.D. Aplicações do método de síntese das componentes modais no cálculo de estruturas sujeitas a excitações aleatórias com osciladores passivos sintonizados instalados, In: XVIII CILAMCE - CONGRESSO ÍBERO LATINO-AMERICANO DE MÉTODOS COMPUTACIONAIS EM ENGENHARIA, 1997, Brasília, **Anais...**, vol. 2 ,799-806.

CAO, H.; REINHORN, A.M.; SOONG, T.T. Design of an active mass damper for a tall TV tower in Najing, China, **Engineering Structures**, v.20, n.3, p. 134-143, 1998.

CARNEIRO, R.C., **Contribuição ao Estudo do Isolamento de Vibrações em Estruturas Submetidas a Excitações Sísmicas**, Brasília, 2001, Dissertação de Mestrado - Departamento de Engenharia Civil Universidade de Brasília.

CARTER, W.J.; LIU, F.C. Steady-state behaviour of nonlinear dynamic vibration absorber, **Journal of Applied Mechanics**, v.60-WA-14, p. 67-70, 1961.

CARVALHO, E.M.L.; PINHO, A.L.S.; BATTISTA, R.C. Redução de tensões em risers rígidos de plataformas TLD, In: XXX JORNADAS SUL-AMERICANAS DE ENGENHARIA ESTRUTURAL, 2002, Brasília, **Anais...**, CD-ROM.

CESARI, F.G. et al. Experimental and numerical analysis of the seismic response of a piping section equipped with energy dissipator, In: XXX JORNADAS SUL-AMERICANAS DE ENGENHARIA ESTRUTURAL, 2002, Brasília, **Anais...**, CD-ROM.

CHANG, C.C.; YANG, H.T.Y. Instantaneous optimal control of building frames, **Journal of Structural Engineering**, v.120, n.4, p. 1307-1326, 1994.

CHANG C.C., YANG H.T.Y. Control of buildings using active tuned mass dampers, **Journal of Engineering Mechanics ASCE**, v.121, n.3, p. 355-366, 1995.

CHANG, K.C. et al. Seismic behaviour of steel frame with added viscoelastic dampers, **Journal of Structural Engineering**, v.121, n.10, p. 1418-1426, 1995.

CHANG, K.C.; LAI, M.L. Inelastic behaviour of steel frames with added viscoelastic dampers, **Journal of Structural Engineering**, v.122, n.10, p. 1178-1186, 1996.

CHONG, K.P.; LIU, S.C.; LI, J.C. **Intelligent Structures**, New York: Elsevier Applied Science, 1990.

CHOPRA, A.K. **Dynamics of Structures – Theory and Applications to Earthquake Engineering**, New Jersey: Prentice-Hall, 1995.

CHUNG, L.L.; REINHORN, A.M.; SOONG, T.T. Experiments on active control of seismic structures, **Journal of Engineering Mechanics**, v.114, n.2, p.241-256, 1988.

CHUNG, L.L. et al. Experimental study of active control for MDOF seismic structures, **Journal of Engineering Mechanics**, v.115, n.8, p. 1609-1627, 1989.

CHUNG, L.L.; LIN, C.C.; CHU, S.Y. Optimal direct output feedback of structural control, **Journal of Engineering Mechanics**, v.119, n.11, p. 2157-2173, 1993.

CHUNG, L.L.; LIN, C.C.; LU, K.H. Time-delay control of structures, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.24, p. 687-701, 1995.

CURADELLI, R.O.; RIERA, J.D. Procedimentos de análise de estruturas providas de dissipadores metálicos, In: XXX JORNADAS SUL-AMERICANAS DE ENGENHARIA ESTRUTURAL, 2002, Brasília, **Anais...**, CD-ROM.

CLARET, A.M.; VENANCIO FILHO, F. Modal superposition pseudo-force method for dynamic analysis with non-proportional damping, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.20, p. 303-315, 1991.

DEN HARTOG, J.P. **Mechanical Vibrations**, New York: McGraw-Hill, 1956.

DYKE, S.J. et al. Role of control-structure interaction in protective system design, **Journal of Engineering Mechanics**, v.121, n.2, p. 322-338, 1995.

DYKE, S.J. et al. Acceleration feedback control of MDOF structures, **Journal of Engineering Mechanics**, v.122, n.9, p. 907-917, 1996.

FAÍSCA R.G., **Caracterização de Materiais Viscoelásticos como Amortecedores de Vibração**, Rio de Janeiro, 1998, Dissertação de Mestrado - COPPE.

FAÍSCA, R.G.; MAGLUTA C.; ROITMAN N. Experimental characterization of viscoelastic materials as vibration dampers, **Journal of Engineering Mechanics**, v.127, n.9, p.959-962, 2001.

FENG, M.Q.; SHINOZUKA, M.; FUJII S. Friction-controllable sliding isolation system, **Journal of Engineering Mechanics**, v.119, n.9, p. 1845-1864, 1993.

FILIATRAULT, A.; CHERRY, S. Seismic design for friction-damped structures, **Journal of Structural Engineering**, v.116, n.5, p. 1334-1355, 1990.

FUJINO, Y.; SOONG, T.T.; SPENCER JR., B.F. Structural control: basic concepts and applications, In:1996 ASCE Structures Congress, 1996, Chicago, **Proceedings...**

GATULLI, V.; ROMEO, F. Integrated procedure for identification and control of MDOF structures, **Journal of Engineering Mechanics**, v.126, n.7, p. 730-737, 2000.

GHABOUSSI, J.; JOGHATAIE, A. Active control of structures using neural networks, **Journal of Engineering Mechanics**, v.121, n.4, p. 555-567, 1995.

GHANEM, R. et al. Adaptive control of nonlinear uncertain dynamical systems, **Journal of Engineering Mechanics**, v.123, n.11, p. 1161-1169, 1997.

GU, M.; CHEN, M.R.; CHANG, C.C. Parametric study on multiple tuned mass dampers for buffeting control of Yangpu Bridge, **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v.89, p. 987-1000, 2001.

HADI, M.N.S.; ARFIADI, Y., Optimum design of absorber for MDOF structures, **Journal of Structural Engineering**, v.124, n.11, p. 1272-1280, 1998.

HOLMES, J.D. Listing of installations, **Engineering Structures**, v.17, n.9, p. 676-678, 1995.

HOUSNER, G.W. et al. Structural Control: Past, Present, and Future, **Journal of Engineering Mechanics**, v.123, n.9, p. 897-971, 1997.

HUNG, S.; KAO, C.Y.; LEE, J.C. Active pulse structural control using artificial neural networks, **Journal of Engineering Mechanics**, v.126, n.8, p. 839-849, 2000.

IGUSA, T.; XU, K. Vibration control using multiple tuned mass dampers, **Journal of Sound and Vibration**, v.175, n.4, p. 491-503, 1994.

INMAN, J.D., **Vibration with control, measurement and stability**, New York: Prentice-Hall International, 1989.

INMAN, J.D. **Engineering Vibration**, 1. ed. New York: Prentice-Hall International, 1995.

INTERNATIONAL ASSOCIATION FOR STRUCTURAL CONTROL ed. **Proceedings of First World Conference on Structural Control**, Los Angeles, California USA, 3-5 August 1994.

IRSCHIK, H.; SCHLACHER, K.; KUGI, A. Control of earthquake excited nonlinear structures using Liapunov's theory, **Computers & Structures**, v.67, p. 83-90, 1998.

ISYUMOV, N.; TSCHANZ, T. **Building Motion in Wind**, New York: ASCE, 1986.

JANGID, R. S. Optimum multiple tuned mass dampers for based-excited undamped system, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.28, p.1041-1049, 1999.

JANGID, R. S.; DATTA, T.K. Performance of multiple tuned mass dampers for torsionally coupled systems, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.26, p. 307-317, 1997.

JANSEN, L.; DYKE, S.J. Semiactive control strategies for MR dampers: Comparative study, **Journal of Engineering Mechanics**, v.126, n.8, p. 795-803, 2000.

JUNKINS, J.L.; KIM, Y. **Introduction to dynamics and control of flexible structures**, Washington DC: American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA), 1993.

JURUKOVSKI, D.; PETKOVSKI, M.; RAKICEVIC, Z. Energy absorbing elements in regular and composite steel frame structures, **Engineering Structures**, v.17, n.5, p. 319-333, 1995.

KANG, Y.K. et al. Optimum placement of piezoelectric sensor/actuator for vibration control of laminated beams, **AIAA Journal**, v.34, n.9, p. 1921-1926, 1996.

KAREEM, A.; KLINE, S. Performance of multiple mass dampers under random loading, **Journal of Structural Engineering**, v.121, n.2, p. 348-361, 1995.

KAREEM, A.; SUN, W.J. Stochastic response of structures with fluid containing appendages, **Journal of Sound and Vibration**, v.119, n.3, p. 389-408, 1987.

KOBORI T. E. ed. **Proceedings of Second World Conference on Structural Control**, Kyoto Japan, 1998.

KAYNIA, A.M.; VENEZIANO, D.; BIGGS, J.M. Seismic effectiveness of tuned mass dampers, **Journal of the Structural Division ASCE**, v.107, n.ST8, p. 1465-1484, 1981.

KWOK, K.C.S.; SAMALI, B. Performance of tuned mass dampers under wind loads, **Engineering Structures**, v.17, n.9, p. 655-667, 1995.

LEE-GLAUSER, G.; AHMADI, G.; HORTA, L.G. Integrated passive-active vibration absorber for multistory buildings, **Journal of Structural Engineering**, v.123, n.4, p. 499-504, 1997.

LI, C. Performance of multiple tuned mass dampers for attenuating undesirable oscillations of structures under the ground acceleration, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.29, p. 1405-1421, 2000.

LIN, C.C.; SHEU, J.F.; CHU, S.Y. Time-delay effect and its solution for optimal output feedback control of structures, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.25, p. 547-559, 1996.

LOH, C.H.; CHAO, C.H., Effectiveness of active tuned mass damper and seismic isolation on vibration control of multi-storey building, **Journal of Sound and Vibration**, v.193, n.4, p.773-792, 1996.

LOH, C.; MA, M. Control of seismically excited building structures using sliding variable damping systems, **Engineering Structures**, v.18, n.4, p. 279-287, 1994.

LOH, C.; LIN, P.; CHUNG, N. Experimental verification of building control using active bracing system, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.28, p. 1099-1119, 1999.

LÓPEZ-ALMANSA, F. Feasibility and robustness of predictive control of building structures by active cables, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.19, p. 157-171, 1990.

LÓPEZ-ALMANSA, F. et al. Modal predictive control for structures. I: Formulation, **Journal of Engineering Mechanics**, v.120, n.8, p. 1743-1760, 1994a.

LÓPEZ-ALMANSA, F. et al. Modal predictive control for structures. II: Implementation, **Journal of Engineering Mechanics**, v.120, n.8, p. 1761-1772, 1994b.

LOUROZA, M.A. **Utilização de Sistema de Absorção Passivo com Amortecimento de Coulomb para Redução de Vibrações Estruturais**, Rio de Janeiro, 1997 - Dissertação de Mestrado, COPPE.

MACKRIEL, L.E.; KWOK, K.C.S.; SAMALI, B. Critical mode control of a wind-loaded tall building using an active tuned mass damper, **Engineering Structures**, v.19, n.10, p. 834-842, 1997.

MAGLUTA, C. **Sistemas Dinâmicos Passivos para Absorção de Vibrações Estruturais**, Rio de Janeiro, 1993 - Tese de doutorado, COPPE.

MAHMOUD, S.M.; ZRIBI, M.; SOH, Y.C. Optimal control of seismically-excited building structures, **Computer & Structures**, v.74, p. 521-533, 2000.

MAKRIS, N.; CONSTANTINOU, M.C.; DARGUSH, G.F. Analytical model of viscoelastic fluid dampers, **Journal of Structural Engineering**, v.119, n.11, p. 3310-3325, 1993.

MARTIN, C.R.; SOONG, T.T. Modal control of multistory structures, **Journal of the Engineering Mechanics Division ASCE**, v.102, p. 613-623, 1976.

MASRI, S.F.; BEKEY, G.A.; CAUGHEY, T.K. Optimum pulse control of flexible structures, **Journal of Applied Mechanics**, v.48, p. 619-626, 1981.

MASRI, S.F.; BEKEY, G.A.; CAUGHEY, T.K. On-line control of non-linear flexible structures, **Journal of Applied Mechanics**, v.49, p. 877-884, 1982.

MEIROVITCH, L. **Dynamics and control of structures**, New York: John Wiley & Sons, 1990.

MEIROVITCH, L.; STEMPLE, T.J. Nonlinear control of structures in earthquakes, **Journal of Engineering Mechanics**, v.123, n.10, p. 1090-1095, 1997.

MIGUEL, L.F.F.; RIERA, J.D. Sobre o uso de amortecedores de atrito, In: XXX JORNADAS SUL-AMERICANAS DE ENGENHARIA ESTRUTURAL, 2002, Brasília, **Anais...**, CD-ROM.

MILLER, R.K. et al. Active vibration of large civil structures, **Journal of Engineering Mechanics**, v.114, n.9, p. 1542-1570, 1988.

MONGKOL, J.; BHARTIA, B.K.; FUJINO, Y.; On linear-saturation control of buildings, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.25, p. 1353-1371, 1996.

NAGARAJIAH, S.; RILEY, M.A.; REINHORN, A. Control of sliding-isolated bridge with absolute acceleration feedback, **Journal of Engineering Mechanics**, v.119, n.11, p. 2317-2332, 1993.

NAYFEH, A.H.; MOOK, D.T. **Nonlinear Oscillations**, New York: John Wiley & Sons, 1979.

NAYFEH, A.H.; BALACHANDRAN, B. **Applied Nonlinear Dynamics : Analytical, Computational, and Experimental Methods**, New York: John Wiley & Sons, 1995.

NISHITANI, A.; INOUE, Y. Overview of the application of active/semiactive control to building structures in Japan, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.30, p. 1565-1574, 2001.

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno**, 2 ed., Prentice Hall do Brasil, 1993.

PALAZZO, B.; PETTI, L. Semiactive and hybrid vibration control of base isolated systems: performance comparisons, In: INTERNATIONAL POST-SMIRT, 1997, Taormina, Itália , **Proceedings...**, p. 823-835.

PANTELIDES, C.P.; NELSON, P.A. Continuous pulse control of structures with material nonlinearity, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.24, p. 263-282, 1995.

PARK, J.; REED, D. Analysis of uniformly and linearly distributed mass dampers under harmonic and earthquake excitation, **Engineering Structures**, v.23, p. 802-814, 2001.

PARKER, T.S.; CHUA, L.O. **Practical Numerical Algorithms for Chaotic Systems**, New York: Springer-Verlag, 1989.

PATTEN, W.N. et al., A primer on design of semiactive vibration absorbers (SAVA), **Journal of Engineering Mechanics**, v.124, n.1, p. 61-68, 1998.

PAZ, M. **Structural Dynamics – Theory and Computation**, New York: Van Nostrand Reinhold Company, 1985.

PETERSEN, N.R. Design of large scale TMD p. 581-596, In:___ **Structural Control**, North Holland: Leipholz, H.H.E. ed., 1980.

PETERSEN, N.R. Using servohydraulics to control high-rise building motion, In: NATIONAL CONVENTION IN FLUID POWER, 1981, Chicago, **Proceedings...**, p. 209-213.

PINHEIRO, M.A.S. **Absorção Pendular Não-Linear para Redução de Vibrações em Torres Esbeltas**, Rio de Janeiro, 1997 - Dissertação de Mestrado, COPPE.

PINTO, O.C. **Controle não-linear de vibrações de estruturas flexíveis**, Rio de Janeiro, 1999 - Tese de doutorado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

PINTO, O.C.; GONÇALVES, P.B. Non-linear control of buckled beams under step loading, **Mechanical Systems and Signal Processing**, v.14, n.6, p. 967-985, 2000.

PNEUMONT, A. **Random Vibration and Spectral Analysis**, Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 1994.

DEL PRADO, Z.J.G.N., **Acoplamento e Interação Modal na Instabilidade Dinâmica de Cascas Cilíndricas**, Rio de Janeiro, 2001 - Tese de doutorado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

RANA, R.; SOONG, T.T. Parametric study and simplified design of tuned mass dampers, **Engineering Structures**, v.20, n.3, p. 193-204, 1998.

REINHORN, A.M.; MANOLIS, G.D.; WEN, C.Y. Active control of inelastic structures, **Journal of Engineering Mechanics**, v.113, n.3, p. 315-333, 1987.

REINHORN, A.M.; SOONG, T.T.; RILEY, M.A Full-scale implementation of active control. II: Instalation and performance, **Journal of Structural Engineering**, v.119, n.6, p. 1935-1960, 1993.

RILEY, M.A.; REINHORN, A.M.; NAGARAJAIAH, S. Implementation issues and testing of a hybrid isolation system, **Engineering Structures**, v.20, n.3, p. 144-154, 1998.

SADECK, F. et al. A method of estimating the parameters of tuned mass dampers for seismic applications, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.26, p. 617-635, 1997.

SADECK, F.; MOHRAZ, B. Semiactive control algorithms for structures with variable dampers, **Journal of Engineering Mechanics**, v.124, n.9, p. 981-990, 1998.

SAHLIT, C.L.; AVILA, S.M. Controle da resposta dinâmica estrutural através da utilização de amortecedores discretos, **Revista Engenharia Ciência e Tecnologia**, ano 2, n. 1, p. 3-9, julho-agosto/1999.

SAKAMOTO, M.; KOBORI, T. Research, development and practical applications on structural response control of buildings, **Smart Materials & Structures**, v.4, p. A58-A74, 1995.

SANTEE, D.M., **Vibrações Não-Lineares e Instabilidades de Elementos Estruturais Sensíveis a Imperfeições**, Rio de Janeiro, 1999 - Tese de doutorado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

SARBJEET, S.; DATTA, T.K. Nonlinear sliding mode control of seismic response of building frames, **Journal of Engineering Mechanics**, v.126, n.4, p. 340-347, 2000.

SETAREH, M.; HANSON, D. Tuned mass dampers to control floor vibration from humans, **Journal of Structural Engineering**, v.118, n.3, p. 741-762, 1992.

SHELLEY, S.J. et al. Active-control and forced-vibration studies on highway bridge, **Journal of Structural Engineering**, v.121, n.9, p. 1306-1426, 1995.

SHEN, K.L. et al. Seismic behaviour of reinforced concrete frame with added viscoelastic dampers, **Engineering Structures**, v.17, n.5, p. 372-380, 1995.

SHING, P.B. et al. Control of building vibrations with active/passive devices, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.25, p.1019-1039, 1996.

SHUKLA, A.K.; DATTA, T.K. Optimal use of viscoelastic dampers in building frames for seismic force, **Journal of Structural Engineering**, v.125, n.4, p. 401-409, 1999.

SINGH, M.P.; MATHEU, E.E.; SUAREZ, L.E. Active and semi-active control of structures under seismic excitation, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.26, p. 193-213, 1997.

SKINNER, R.I.; KELLY, J.M.; HEINE, J. Hysteretic dampers for earthquake-resistant structures, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.3, p. 287-296, 1975.

SMITH, I.M.; GRIFFITHS, D.V. **Numerical Methods for Engineers : A Programming Approach**, CRC Press, 1991.

SOONG, T.T. **Active structural control, theory & practice**, New York: John Wiley & Sons, 1990.

SOONG, T.T.; DARGUSH, G.F. **Passive energy dissipation systems in structural engineering**, Chichester: John Wiley & Sons, 1997.

SOONG, T.T. et al. Full-scale implementation of active control. I: Design and simulation, **Journal of Structural Engineering**, v.117, n.11, p. 3516-3536, 1991a.

SOONG, T.T.; MASRI, S.F.; HOUSNER, G.W. An overview of active structural control under seismic loads, **Earthquake Spectra**, v.7, n.3, p. 483-505, 1991b.

SOUZA, R.A. **Sistema Fluido para Atenuação de Oscilações em Estruturas Esbeltas**, Rio de Janeiro, 1999 - Dissertação de Mestrado, COPPE.

SOUZA, R.A.; BATTISTA, R.C.; CARVALHO, E.M.L. Atenuador de coluna de líquido para redução de vibrações em estruturas, In: XXX JORNADAS SUL-AMERICANAS DE ENGENHARIA ESTRUTURAL, 2002, Brasília, **Anais...**, CD-ROM.

SPENCER JR., B.F.; TIMLIN, T.L.; SAIN, M.K. Series solution of a class of nonlinear optimal regulators, **Journal of Optimization Theory and Applications**, 1995.

SPENCER JR., B.F.; SAIN, M.K., Controlling buildings: a new frontier in feedback, **Special Issue of the IEEE Control Systems Magazine on Emerging Technology**, vol.17, n.6, p.19-35, 1997.

SPENCER JR., B.F.; SOONG, T.T. New applications and development of active, semi-active and hybrid control techniques for seismic and non-seismic vibration in the USA, In: INTERNATIONAL POST-SMIRT CONFERENCE SEMINAR NOS SEISMIC ISOLATION, PASSIVE ENERGY DISSIPATION AND ACTIVE CONTROL OF VIBRATION OF STRUCTURES, 1999, Cheju, Korea, **Proceedings...**

SUHARDJO, J.; SPENCER JR., B.F.; SAIN, M.K. Non-linear optimal control of a duffing system, **International Journal of Non-Linear Mechanics**, v.27, n.2, p. 157-172, 1992.

SYMANS, M.D.; CONSTANTINOU, M.C. Semi-active control systems for seismic protection of structures: a state-of-the-art review, **Engineering Structures**, v.21, p. 469-487, 1999.

SYMANS, M.D.; KELLY, S.W. Fuzzy logic control of bridge structures using intelligent semi-active seismic isolation systems, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.28, p. 37-60, 1999.

TADJBAKHSI, I.G.; ROFOEI, F. Optimal control of structures under earthquake action, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.21, p.233-252, 1992.

TOMASULA, D.P.; SPENCER JR., B.F.; SAIN, M.K. Nonlinear control strategies for limiting dynamic response extremes, **Journal of Engineering Mechanics**, v.122, n.3, p. 218-229, 1996.

TRINDADE, M.A. **Contrôle Hybride Actif-Passif des Vibrations de Structures par des Matériaux Piézoélectriques et Viscoélastiques: Poutres Sandwich/Multicouches Intelligentes**, Paris, 2000 - Tese de doutorado, Conservatoire National des Arts et Métiers.

TSAI, H.; LIN, G. Optimum tuned-mass dampers for minimizing steady-state response of support-excited and damped systems, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.22, p. 957-973, 1993.

TZAN, S.; PANTELIDES, C.P. Hybrid structural control using viscoelastic dampers and active control systems, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.23, p. 1369-1388, 1994.

VELASCO, C. A. M., **Substructure synthesis analysis and hybrid control design for buildings under seismic excitation**, Blacksburg, Virginia, 1997 - PhD thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University.

VEPRIK, A.M.; BABITSKY, V.I. Non-linear correction of vibration protection system containing tuned dynamic absorber, **Journal of Sound and Vibration**, v.239, n.2, p. 335-356, 2001.

VICKERY, B.J.; DAVENPORT, A.G. An investigation of the behaviour in wind of the Proposed Centrepoint Tower, in Sidney, Australia, **Engineering Science**, Rep. N^o BLWT-1-70, University of Western Ontario, Canada, 1970.

VILLAVERDE, R.; KOYAMA, L.A. Damped resonant appendages to increase inherent damping in buildings, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.22, p. 491-507, 1993.

WARBURTON, G.B. Optimum absorber parameters for various combinations of response and excitation parameters, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.10, p. 381-401, 1982.

WARBURTON, G.B.; AYONRIDE, E.O. Optimum absorber parameter for simple system, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.8, p. 197-217, 1980.

WILLIAMS, K.; CHIU, G.; BERNHARD R. Adaptive-passive absorbers using shape-memory alloys, **Journal of Sound and Vibration**, v.249, n.5, p. 835-848, 2002.

WU, J.C.; YANG, J.N. Active control of transmission tower under stochastic wind, **Journal of Structural Engineering**, v.124, n.11, p. 1302-1312, 1998.

XU, Y.L. Parametric study of active mass dampers for wind-excited tall buildings, **Engineering Structures**, v.18, n.1, p. 64-76, 1996.

XU, K.; IGUSA, T. Dynamic characteristics of multiple substructures with closely spaced frequencies, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.21, p. 1059-1070, 1992.

XUE, S. et al. Mechanics and dynamics of intelligent passive vibration control system, **Journal of Engineering Mechanics**, v.123, n.4, p. 322-327, 1997.

YAMAGUCHI, H.; HARNPORNCHAI, N. Fundamental characteristics of multiple tuned mass dampers for suppressing harmonically forced oscillations, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v. 22, p. 51-62, 1993.

YAN, N.; WANG, C.M.; BALENDRA, T. Optimal damper characteristics of ATMD for buildings under wind loads, **Journal of Structural Engineering**, v. 125, n.12, p. 1376-1383, 1999.

YANG, J.N. Control of tall buildings under earthquake excitation, **Journal of the Engineering Mechanics Division**, v.108EM5, p. 833-849, 1982.

YANG, J.N.; AKBARPOUR, A.; GHAEMMAGHAMI, P. New optimal control algorithms for structural control, **Journal of Engineering Mechanics ASCE**, v.113, n.9, p. 1369-1386, 1987.

YANG J.N., LONG F.X., WONG D. Optimal control of nonlinear structures, **Journal of Applied Mechanics**, v.55, p.931-938, 1988.

YANG, J.N.; SAMALI B. Control of tall buildings in along-wind motion, **Journal of Structural Engineering**, v.109, n.1, p. 50-68, 1983.

YANG, J.N. et al. Aseismic hybrid control of nonlinear and hysteretic structures I, **Journal of Engineering Mechanics**, v.118, n.7, p.1423-1440, 1992.

YANG, J.N.; LI, Z.; VONGEHAVALITKUL, S. Generalization of optimal control theory: linear and nonlinear control, **Journal of Engineering Mechanics**, v.120, n.2, p. 266-283, 1994a.

YANG, J.N. et al. Control of sliding isolated buildings using dynamic linearization, **Engineering Structures**, v.16, n.6, p. 437-444, 1994b.

YANG, J.N.; WU, J.C.; AGRAWAL, A.K. Sliding mode control for nonlinear and hysteretic structures, **Journal of Engineering Mechanics**, v.121, n.12, p. 1330-1339, 1995a.

YANG, J.N. et al. Hybrid control of seismic-excited bridge structures, **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, v.24, p. 1437-1451, 1995b.

YANG, J.N. et al. Experimental verifications of H and sliding mode control for seismically excited buildings, **Journal of Structural Engineering**, v.122, n.1, p. 69-75, 1996a.

YANG, J.N. et al. Control of sliding-isolated buildings using sliding mode control, **Journal of Structural Engineering**, v.122, n.2, p. 179-186, 1996b.

YAO, J.T.P. Concept of structural control, **Journal of Structural Division**, v.98, p. 1567-1574, 1972.

ZHANG, R.; SOONG, T.T. Seismic design of viscoelastic dampers for structural applications, **Journal of Structural Engineering**, v.118, n.5, p. 1375-1392, 1992.

ZHU, W.Q. et al., Optimal nonlinear stochastic control of hysteretic systems, **Journal of Engineering Mechanics**, v.126, n.10, p. 1027-1030, 2000.

ZUK, W. Kinetic Structures, **Civil Engineering**, v.39, n.12, p. 62-64, 1968.

Apêndice A

Níveis Aceitáveis de Vibração

Um aspecto importante a ser observado no projeto de sistemas de controle de vibrações em estruturas de Engenharia Civil é definir quais são os níveis de vibração cujos efeitos podem ser tolerados por seus ocupantes e que não comprometem a segurança e integridade da estrutura.

CrITÉRIOS para definição desses níveis de vibração aceitáveis devem ser estipulados baseados, entre outras coisas, na resistência dos membros estruturais e dos efeitos fisiológicos nas pessoas. Esses níveis são determinados geralmente em relação as quantidades físicas como: amplitude de deslocamento, amplitude de velocidade e amplitude de aceleração.

Bachmann & Ammann (1987) dividem os efeitos de vibração em três categorias: critério estrutural, critério fisiológico e critério qualidade-produção. Porém chamam atenção para o fato que é recomendável a utilização de um critério global baseado no efeito mais crítico em questão, a depender do tipo de construção e sua utilização.

Um critério estrutural, apresentado por Shing *et al* (1996), definido a partir de evidências empíricas, propõe limites para o deslocamento entre os andares. Segundo este critério se este deslocamento estiver entre 0.2 a 0.6% da altura do andar, não ocorre dano estrutural; se estiver entre 0.6 a 1% da altura do andar ocorrem danos não estruturais significativos e danos estruturais leves; deslocamentos superiores a 1% da altura do andar causam danos estruturais severos.

A Figura (A.1) apresenta a quantidade de danos estruturais esperada baseada em vários parâmetros, trata-se de um resumo conciso de vários regulamentos, normas e considerações práticas existentes na literatura. Este tipo de gráfico, denominado um nomógrafo, é útil porque sua construção independe de valores específicos de massa e rigidez, mas somente da sua razão. Ilustra de uma outra forma a relação entre deslocamento, velocidade e aceleração. O eixo x

representa a frequência natural, o eixo y a velocidade máxima, e as linhas inclinadas são linhas de deslocamento constante (/) e aceleração constante (\).

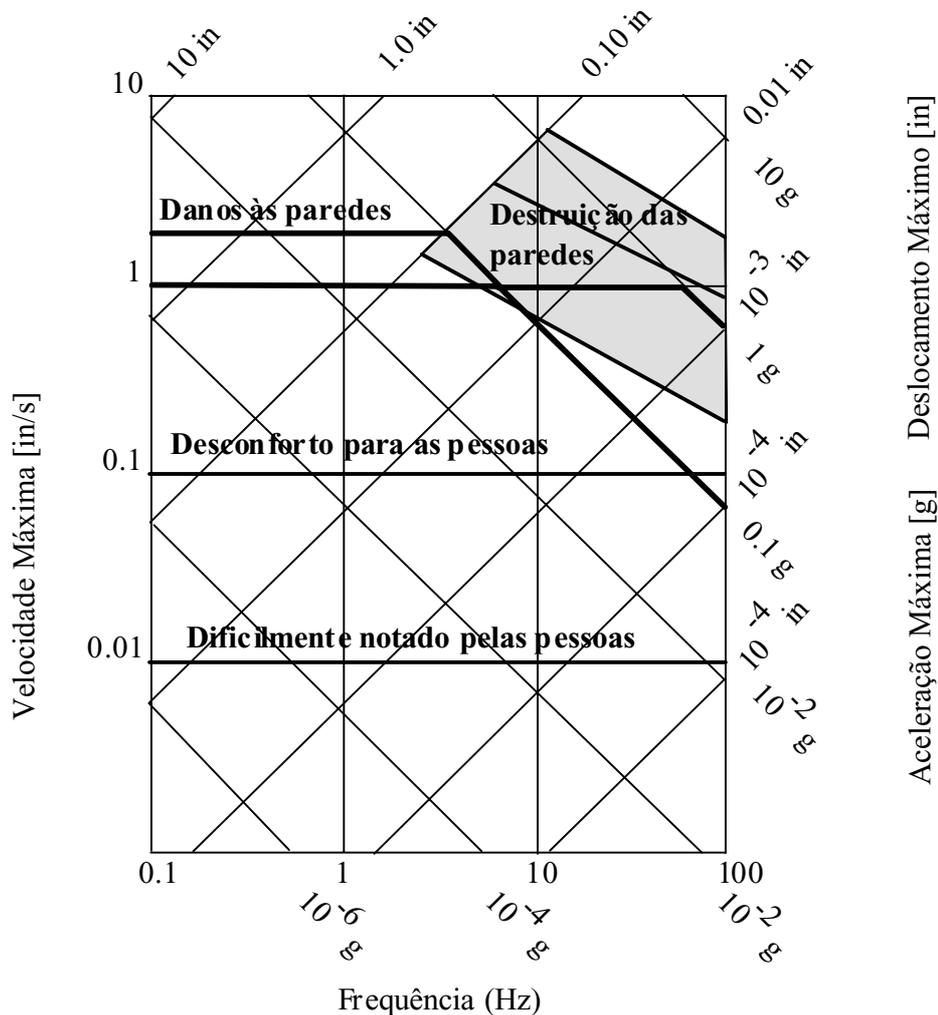


Figura A.1 - Espectro de resposta para efeitos da vibração nas pessoas e na estrutura. (Bachmann & Ammann, 1987) 1 pol = 25.4mm

Enquanto que o nomógrafo da Figura (A.1) baseia-se nos picos de deslocamento, velocidade e aceleração, o nomógrafo apresentado por Inman (1995), extrapolado no presente trabalho para frequências menores que 1.0 Hz, mostrado na Figura (A.2), baseia-se nas quantidades *rms* de deslocamento, velocidade e aceleração para definir níveis de vibração para danos estruturais, percepção humana e vibração de máquinas.

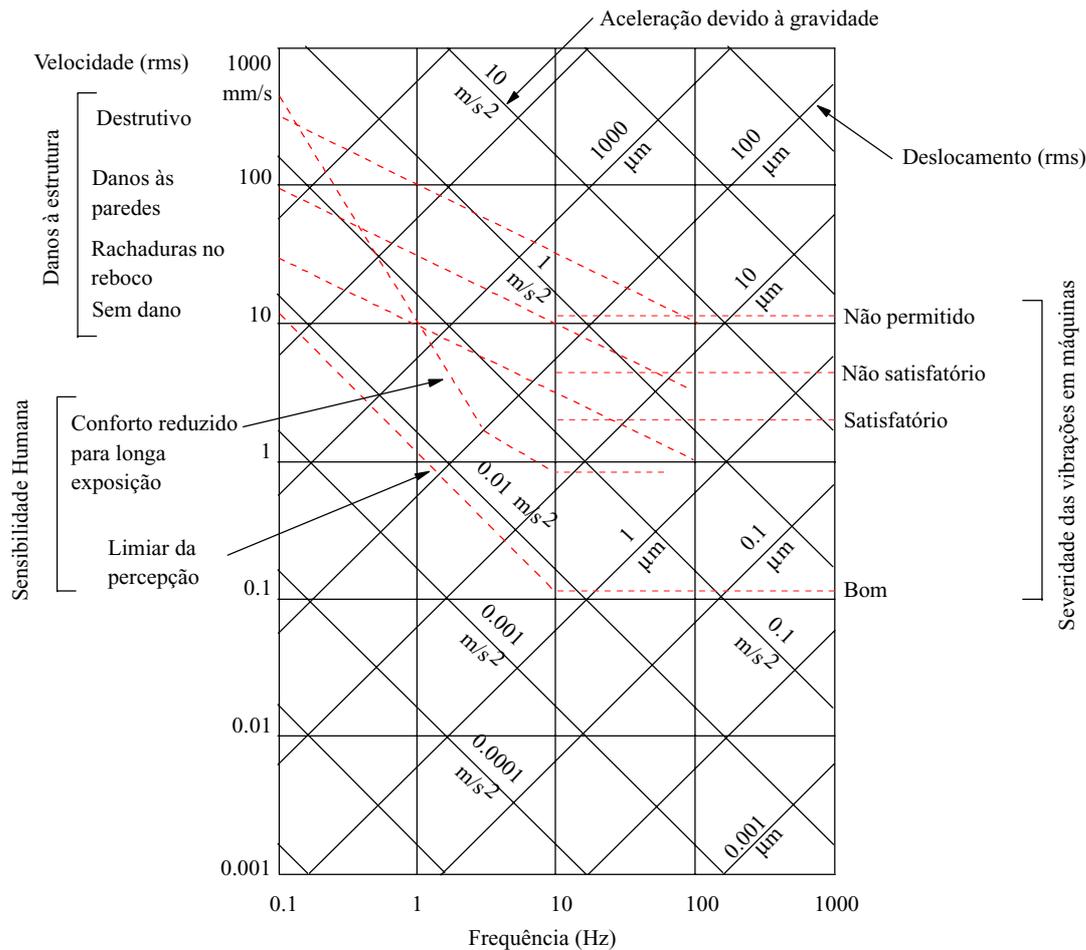


Figura A.2 - Espectro de resposta para efeitos da vibração nas pessoas, na estrutura e nas máquinas (Inman, 1995)

Outro critério é o fornecido pelo Standard DIN 4150 parte 3, código do *German Institute for Standards*, que trata de vibrações em engenharia civil. Segundo ele as vibrações transientes devem ser limitadas em termos das velocidades máximas na fundação:

- $20 \text{ mm/s} \leq v_{\text{máx}} \leq 50 \text{ mm/s}$, para frequências desde $f \leq 10 \text{ Hz}$ até $f = 100 \text{ Hz}$, a fim de evitar danos severos à estrutura;
- $5 \text{ mm/s} \leq v_{\text{máx}} \leq 20 \text{ mm/s}$ a fim de evitar danos leves à estrutura;
- $3 \text{ mm/s} \leq v_{\text{máx}} \leq 5 \text{ mm/s}$ para estruturas particularmente sensíveis.

No caso de vibrações permanentes, particularmente no caso de lajes de piso, $v = 10 \text{ mm/s}$ é considerado admissível, ainda que não previna inteiramente danos leves como, por exemplo, rachaduras.

Quanto ao aspecto fisiológico, a princípio a sensibilidade humana à vibrações mecânicas é muito sutil, o corpo humano percebe amplitudes de

deslocamento de somente 0.001 mm, sendo que a ponta dos dedos pode detectar amplitudes vinte vezes menores. No entanto, a reação humana a determinada vibração depende muito das circunstâncias. O desconforto é sentido em diferentes graus a depender se a pessoa está sentada em uma escrivaninha, operando uma máquina ou dirigindo um automóvel.

Parâmetros que influenciam a sensibilidade humana são:

- posição da pessoa afetada (em pé, sentada, deitada)
- direção da incidência em relação à espinha vertebral
- atividade da pessoa afetada (deitada, andando, correndo)
- comunidade (existência de outras pessoas ao redor)
- idade
- sexo
- frequência da ocorrência e hora do dia
- duração do decaimento (amortecimento)

A Figura (A.3) apresenta um espectro da sensibilidade humana em relação à amplitudes de deslocamento. Esta figura, apresentada por Bachmann & Ammann (1987), e extrapolado no presente trabalho para frequências menores que 1.0 Hz. Os mesmos autores apresentaram um gráfico da sensibilidade humana em relação aos picos da aceleração, mostrado na Figura (A.4).

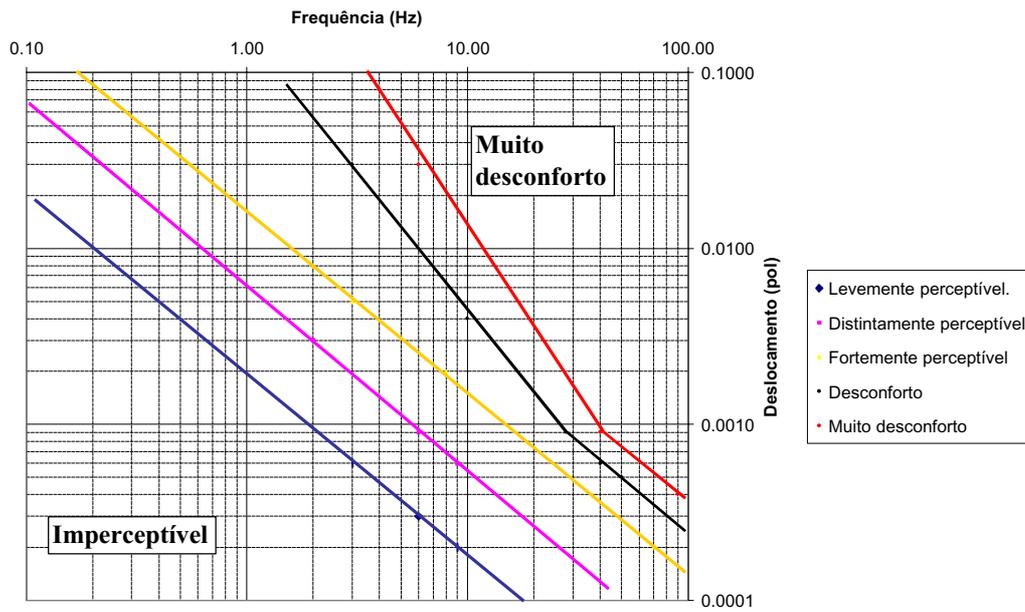


Figura A.3 - Percepção humana da amplitude do deslocamento da vibração com relação à frequência (Bachmann & Ammann, 1987) 1 pol = 25.4mm

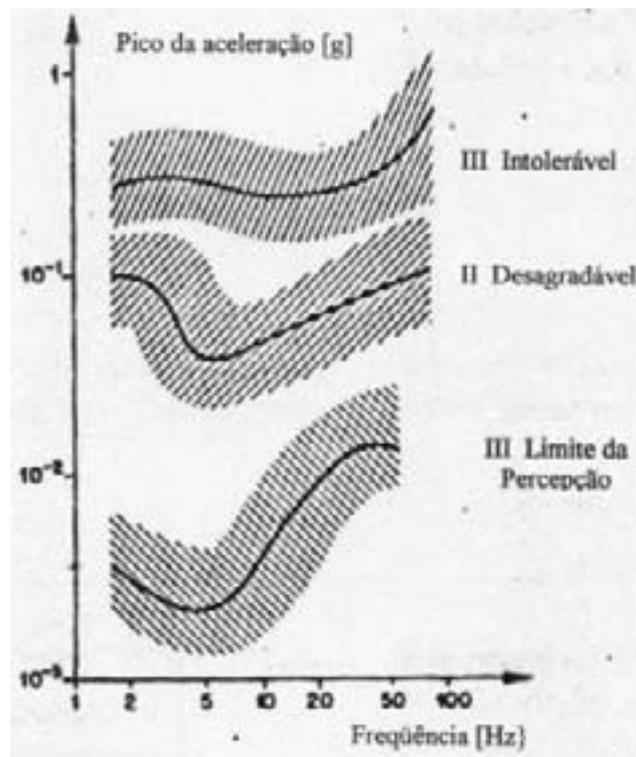


Figura A.4 - Percepção humana da aceleração máxima com relação à frequência (Bachmann & Ammann, 1987)