

**CRITÉRIOS DE PROJETO PARA AMORTECEDOR TIPO PÊNDULO
PARA CONTROLE DE VIBRAÇÕES EM EDIFÍCIOS ALTOS**

FERNANDO DOS SANTOS OLIVEIRA

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM
ESTRUTURAS E CONSTRUÇÃO CIVIL**

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA CIVIL E AMBIENTAL

**FACULDADE DE TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA CIVIL E AMBIENTAL

**CRITÉRIOS DE PROJETO PARA AMORTECEDOR TIPO
PÊNDULO PARA CONTROLE DE VIBRAÇÕES EM
EDIFÍCIOS ALTOS**

FERNANDO DOS SANTOS OLIVEIRA

ORIENTADOR: JOSÉ LUÍS VITAL DE BRITO

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM ESTRUTURAS E CONSTRUÇÃO CIVIL

PUBLICAÇÃO: E.DM – 004A/12

BRASÍLIA/DF: ABRIL – 2012

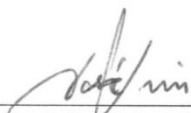
**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA CIVIL E AMBIENTAL**

**CRITÉRIOS DE PROJETO PARA AMORTECEDOR TIPO PÊNDBULO PARA
CONTROLE DE VIBRAÇÕES EM EDIFÍCIOS ALTOS**

FERNANDO DOS SANTOS OLIVEIRA

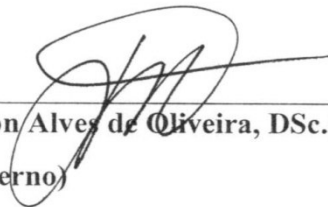
**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA
CIVIL E AMBIENTAL DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA COMO PARTE DOS REQUISITOS
NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM
ESTRUTURAS E CONSTRUÇÃO CIVIL.**

APROVADA POR:



Prof. José Luís Vital de Brito, DSc.(UNB)

(Orientador)



Prof. Janes Cleiton Alves de Oliveira, DSc.(UNB)

(Examinador Externo)



Prof. Suzana Moreira Avila, DSc.(UNB)

(Examinadora Externa)

BRASÍLIA/DF, 12 DE ABRIL DE 2012

FICHA CATALOGRÁFICA

OLIVEIRA, FERNANDO DOS SANTOS

Critérios de Projeto para Amortecedor Tipo Pêndulo para Controle de Vibrações em Edifícios Altos.

xv, 72p., 297mm (ENC/FT/UnB), Mestre, Estruturas e Construção Civil, 2012).

Dissertação de Mestrado – Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Civil e Ambiental.

- | | |
|-------------------------------------|--------------------------|
| 1. Dinâmica estrutural | 2. Controle de Vibrações |
| 3. Amortecedor de massa sintonizado | 4. Controle passivo |
| I. ENC/FT/UNB | II. Título (Mestre) |

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

OLIVEIRA, Fernando dos Santos (2012). Critérios de Projeto para Amortecedor Tipo Pêndulo para Controle de Vibrações em Edifícios Altos. Dissertação de Mestrado, Publicação E.DM – 004A/12, Departamento de Engenharia Civil e Ambiental, Universidade de Brasília, DF, 72p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Fernando dos Santos Oliveira

TÍTULO: Critérios de Projeto para Amortecedor Tipo Pêndulo para Controle de Vibrações em Edifícios Altos.

GRAU: Mestre em Ciências ANO: 2012

É concedida a Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.



Fernando dos Santos Oliveira
Rua Ouro Branco Q.51 L.17A
CEP 75064 030 Anápolis-GO, Brasil
fernandoengciv@hotmail.com

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a Jesus Cristo, autor e consumador da fé, o qual, pelo gozo que lhe estava proposto, suportou a cruz, desprezando a afronta, e assentou-se à destra do trono de Deus.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus pelo dom da vida, e àqueles que passam fazendo-a valer a pena.

Aos Professores José Luis Vital de Brito e Suzana Moreira Avila pelo auxílio constante na realização deste trabalho, pela paciência e pela amizade construída no decorrer deste.

Ao corpo docente e administrativo do programa de Pós Graduação em Estruturas e Construção Civil (PECC) da Universidade de Brasília (UnB), que por meio do grande conhecimento acadêmico e profissional contribuíram para o meu crescimento pessoal e intelectual.

Aos professores que participaram da Comissão examinadora e também ao grande amigo e professor Janes Cleiton que sempre se colocou a disposição para ensinar, ajudar e aconselhar nas escolhas que enfrentei.

Aos meus familiares que sempre acreditaram em mim, depositando sempre força e confiança para que eu pudesse seguir em frente.

Especial agradecimento ao grande amigo Tiago Faustino, que me recebeu em sua casa como se recebe um filho, sempre gentil e prestativo não poupou esforços para que eu me sentisse em casa.

Ao CNPq pelo apoio financeiro, sem o qual este trabalho não poderia ser realizado.

Por fim, a todos aqueles que contribuíram de uma forma ou outra na realização desta dissertação.

Deus abençoe a todos.

CRITÉRIOS DE PROJETO PARA AMORTECEDOR TIPO PÊNDULO PARA CONTROLE DE VIBRAÇÕES EM EDIFÍCIOS ALTOS

RESUMO

Com o crescente desenvolvimento das técnicas de análise de estruturas, o desenvolvimento dos materiais os tornando mais resistentes, e do elevado custo do metro quadrado nos grandes centros, tem-se aumentado cada vez mais a altura e a esbeltez dos edifícios, tornando essas edificações cada vez mais vulneráveis às ações de cargas dinâmicas como o vento e terremotos. Devido às ações dessas cargas dinâmicas, o controle de vibrações se tornou um campo de estudo bastante relevante e necessário dentro da Engenharia Civil. Um dos sistemas mais utilizados para o controle de vibrações em estruturas civis é o Amortecedor de Massa Sintonizado (AMS). Os amortecedores de massa sintonizados consistem basicamente em um sistema do tipo massa-mola-amortecedor, conectados na estrutura, sintonizando a frequência do amortecedor a uma frequência particular, com o objetivo de fazer que o amortecedor vibre fora de fase com o movimento causado pelo carregamento dinâmico, transferindo assim a energia para o mesmo. No presente trabalho é avaliada a eficiência de um amortecedor de massa sintonizado (AMS) na geometria de pêndulo, apresentando os parâmetros ótimos obtidos por busca numérica, quando o sistema é submetido a uma força harmônica e a uma aceleração na base. O estudo numérico é realizado a partir da análise de um *shear frame* de dez andares reduzido a um grau de liberdade por meio da análise modal, tomando-se a contribuição do primeiro modo de vibração como a mais significativa.

Palavras-chave: Controle estrutural; controle passivo, dinâmica estrutural, amortecedor de massa sintonizado.

DESIGN CRITERIA FOR DAMPER TYPE PENDULUM TO VIBRATION CONTROL IN TALL BUILDINGS

ABSTRACT

With the increasing development of techniques of analysis of structures, development of the materials making them more resistant, and the high cost of square meter in large cities, has increased even more the height and slenderness of the buildings, making these buildings even more vulnerable to the actions of dynamic loads such as wind and earthquakes. Due to the actions of these dynamic loads, the vibration control has become a field of study very relevant and necessary within the Civil Engineering. One of the most widely systems used for vibration control in civil structures is the Tuned Mass Damper (TMD). The tuned mass dampers consist basically of a system such as mass-spring-damper, connected to the structure, tuning the frequency of the damper to a particular frequency, with the goal of making the damper vibrate out of phase with the motion caused by the dynamic loading, transferring the energy to it. In the present study is evaluated the efficiency of a tuned mass damper (TMD) in the geometry of pendulum, with the optimum parameters obtained by numerical search, when the system is subjected to a harmonic force and an acceleration at the base. The numerical study is performed by analyzing a shear frame of ten floor reduced to one degree of freedom by modal analysis, taking the input of the first mode of vibration as the most significant.

Keywords: Structural control, passive control, structural dynamics, tuned mass damper.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Apresentação e aspectos gerais.....	1
1.2	OBJETIVOS	3
1.2.1	Objetivos gerais	3
1.2.2	Objetivos específicos	4
1.3	HIPÓTESE SIMPLIFICADORA.....	4
1.4	ESTRUTURA DO TRABALHO	5
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
2.1	CONTROLE ESTRUTURAL.....	6
2.1.1	Controle Passivo	6
2.1.2	Controle Ativo	6
2.1.3	Controle Semi-ativo.....	7
2.1.4	Controle Híbrido.....	8
2.2	AMORTECEDOR DE MASSA SINTONIZADO (AMS)	8
2.2.1	Amortecedor de Massa tipo Pêndulo.....	11
2.3	ESTRUTURAS EQUIPADAS COM AMS	13
3	FORMULAÇÃO MATEMÁTICA	20
3.1	AMORTECEDOR DE MASSA SINTONIZADO (AMS)	20
3.1.1	Equações de movimento.....	20
3.1.2	Redução do sistema a um grau de liberdade.....	20
3.2	FUNÇÃO DE RESPOSTA NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA PARA UM SISTEMA DE UM GRAU DE LIBERDADE COM PÊNDULO ACOPLADO SUBMETIDO A UMA FORÇA HARMÔNICA.....	22
3.3	FUNÇÃO DE RESPOSTA NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA PARA UM SISTEMA DE UM GRAU DE LIBERDADE COM PÊNDULO ACOPLADO SUBMETIDO A UMA EXCITAÇÃO NA BASE	26
3.4	A SOLUÇÃO DE DEN HARTOG	30
3.5	ESPECTROS DE POTÊNCIA.....	33
3.5.1	Modelo de Davenport	34
3.5.2	Modelo de Kanai-Tajimi	35

3.6	RESPOSTA NO DOMÍNIO DO TEMPO	36
3.7	GERAÇÃO DE SISMOS SIMULADOS.....	37
3.8	PARÂMETRO ESTATÍSTICO	38
3.9	OTIMIZAÇÃO.....	39
3.9.1	Procedimento de busca numérica	40
4	ESTUDO NUMÉRICO	42
4.1	ESTRUTURA SUBMETIDA A UMA FORÇA HARMÔNICA.....	43
4.1.1	Hipótese de linearidade	55
4.1.2	Excitação aleatória segundo o espectro de Davenport	56
4.2	ESTRUTURA SUBMETIDA A UMA ACELERAÇÃO NA BASE	58
4.2.1	Excitação aleatória na base segundo o espectro de Kanai-Tajimi.....	64
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES	66
5.1	SUGESTÕES	67
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	69

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Lista de estruturas equipadas com AMS (Passivo)	18
Tabela 2.2 - Lista de estruturas equipadas com AMS (Ativo)	19
Tabela 3.1 - Função de resposta no domínio da frequência quando a estrutura é submetida a uma força harmônica (Zuluaga, 2007).	24
Tabela 3.2 - Função de resposta adimensional no domínio da frequência quando a estrutura é submetida a uma força harmônica.	26
Tabela 3.3 - Função de resposta no domínio da frequência quando a estrutura é submetida a uma aceleração na base. (Zuluaga,2007).....	28
Tabela 3.4- Função de resposta adimensional no domínio da frequência quando a estrutura é submetida a uma aceleração na base.....	30
Tabela 4.1 - Propriedades por andar da estrutura analisada	42
Tabela 4.2 – Parâmetros ótimos da função de resposta em frequência para uma estrutura submetida a uma força harmônica ($\xi_s = 0,00$ e $\xi_s = 0,02$).....	45
Tabela 4.3 – Parâmetros ótimos da função de resposta em frequência para uma estrutura submetida a uma força harmônica ($\xi_s = 0,05$ e $\xi_s = 0,10$).....	46
Tabela 4.4 - Comparação dos deslocamentos máximos da estrutura ($\mu = 0,01$ $\xi_s = 0,02$)	50
Tabela 4.5 - Comparação dos deslocamentos máximos da estrutura ($\mu = 0,01$ $\xi_s = 0,02$)	51
Tabela 4.6 - Comparação dos deslocamentos máximos da estrutura ($\mu = 0,05$ $\xi_s = 0,02$)	53
Tabela 4.7 – Parâmetros utilizados na comparação de deslocamentos	54
Tabela 4.8 - Comparação dos deslocamentos máximos da estrutura para uma excitação aleatória ($\mu = 0,01$ $\xi_s = 0,02$)	57
Tabela 4.9 - Parâmetros ótimos para uma estrutura submetida a uma aceleração na base ($\xi_s = 0,00$ e $\xi_s = 0,02$).....	60
Tabela 4.10 - Parâmetros ótimos para uma estrutura submetida a uma aceleração na base	61

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Sistema de controle ativo esquemático	7
Figura 2.2 - Amortecedor de massa sintonizado em um sistema de um grau de liberdade, o índice d se refere ao AMS	9
Figura 2.3 - Amortecedor de massa sintonizado tipo pêndulo	12
Figura 2.4 - Edifício John Hancock Tower	13
Figura 2.5 - Diagrama esquemático do AMS instalado no edifício John Hancock Tower	14
Figura 2.6 - Shanghai World Financial Center.....	14
Figura 2.7 - AMS instalado no Shanghai World Financial Center.....	15
Figura 2.8 - Edifício Taipei 101	16
Figura 2.9 - Amortecedor de Massa Sintonizado tipo Pêndulo instalado no Edifício Taipei 101	17
Figura 3.1 - Sistema com n graus de liberdade.....	20
Figura 3.2 - Estrutura submetida a uma força $F_s(t)$, com pêndulo linear acoplado.....	22
Figura 3.3 - Estrutura submetida a uma aceleração harmônica-na base, com pêndulo linear acoplado.....	27
Figura 3.4 - Fator de amplificação dinâmica em função de β ($\mu = 0,05$ $\alpha = 1,00$)	32
Figura 3.5 - Espectro de Davenport (Zuluaga, 2007).....	35
Figura 3.6 - Espectro de Kanai-Tajimi	36
Figura 4.1 - (a) Edifício de dez andares; (b) Frequências naturais de vibração	42
Figura 4.2 - Resposta em frequência $H\eta(\beta)$ (adimensional) da estrutura submetida a uma força harmônica	43
Figura 4.3 - Resposta em frequência adimensional da estrutura submetida a uma força harmônica com os parâmetros de Den Hartog e Busca Minmax ($\mu = 0,05$ $\xi_s = 0,00$)	44
Figura 4.4 – Resposta máxima do sistema otimizada pela busca Minmax	47
Figura 4.5 – Razão entre frequências otimizadas para a estrutura submetida a uma força harmônica	48
Figura 4.6 – Amortecimento ótimo do pêndulo para a estrutura submetida a uma força harmônica	49

Figura 4.7 – Deslocamento da estrutura submetida a uma força harmônica utilizando busca Min. Max e Valor Quadrado Médio ($\mu = 0,01$ $\xi_s = 0,02$)	50
Figura 4.8 – Deslocamento da estrutura submetida a uma força harmônica utilizando busca Min. Max e os parâmetros ótimos de Den Hartog ($\mu = 0,01$ $\xi_s = 0,02$) ..	51
Figura 4.9 – Deslocamento da estrutura submetida a uma força harmônica utilizando busca Min. Max e Valor Quadrado Médio ($\mu = 0,05$ $\xi_s = 0,02$).....	52
Figura 4.10 – Comparação de valores ótimos de amortecimento do pêndulo em função da razão de massa ($\xi_s = 0,02$).....	53
Figura 4.11 - Comparação de valores ótimos da razão de frequência em função da razão de massa ($\xi_s = 0,02$)	54
Figura 4.12 - Deslocamento da estrutura submetida a uma força harmônica utilizando busca Min. Max e Tsai & Lin ($\mu = 0,05$ $\xi_s = 0,02$)	55
Figura 4.13 – Evolução do deslocamento angular do pêndulo.....	56
Figura 4.14 - Comparação de deslocamentos da estrutura submetida a uma excitação aleatória na estrutura.....	57
Figura 4.15 – Resposta em frequência da estrutura submetida a uma aceleração na base	58
Figura 4.16 – Resposta em frequência da estrutura submetida a uma aceleração na base com os parâmetros de Den Hartog e Busca Minmax ($\mu = 0,05$ $\xi_s = 0,00$)	59
Figura 4.17 - Resposta máxima do sistema otimizada pela busca Minmax	62
Figura 4.18– Razão entre frequências otimizadas para a estrutura submetida a uma excitação harmônica na base	63
Figura 4.19 - Amortecimento ótimo do pêndulo para a estrutura submetida a uma excitação harmônica na base	64
Figura 4.20 – Comparação de deslocamentos da estrutura submetida a uma excitação aleatória na base ($\mu = 0,01$ $\xi_s = 0,02$)	65

LISTA DE SÍMBOLOS, NOMENCLATURAS E ABREVIACÕES

A:	Matriz de estado;
$a_0; a_1$:	Constantes;
AMA:	Amortecedor de massa ativo
AMS:	Amortecedor de massa sintonizado;
AMSA:	Amortecedor de massa semi-ativo;
AMSP:	Amortecedor de massa sintonizado pendular;
B:	Matriz que fornece a posição das forças externas
c:	Amortecimento do AMS;
C:	Amortecimento do sistema principal;
C:	Matriz de amortecimento do sistema principal;
C^* :	Amortecimento generalizado;
c_c :	Amortecimento crítico do AMS;
E:	Matriz $n \times n$ que define a localização da excitação;
F(t):	Vetor $n \times 1$ das forças externas aplicadas sobre a estrutura
f:	Frequência de excitação em Hertz
g:	Aceleração da gravidade
g.d.l.:	Grau(s) de liberdade
H(ω)	Função de resposta no domínio da frequência
K:	Matriz de rigidez da estrutura
K_p :	Rigidez do pêndulo
K:	Rigidez modal do sistema principal
L:	Comprimento do cabo
M:	Matriz de massa da estrutura
M_s :	Massa modal do sistema principal
M_p	Massa do pêndulo

N :	Número inteiro positivo
n :	Número de graus de liberdade
S_0 :	Intensidade do ruído branco
T :	Período da função harmônica
t :	Tempo
\mathbf{Y} :	Vetor das coordenadas generalizadas
$y_i(t)$:	Deslocamento da i -ésima massa relativo à base
$y(t)$:	Deslocamento
$y_{\max}(t)$:	Deslocamento máximo do sistema principal
$\dot{y}(t)$:	Velocidade
$\ddot{y}(t)$:	Aceleração
$\ddot{y}_0(t)$:	Aceleração da base
δt :	Intervalo de tempo
$\theta(t)$:	Deslocamento angular do pêndulo
μ :	Razão entre a massa do pêndulo e da estrutura
ξ_p :	Razão de amortecimento do pêndulo
ω :	Frequência de excitação
Φ :	Matriz modal do sistema
ϕ_1 :	Vetor associado ao primeiro modo de vibração
ω_a :	Razão entre a rigidez e a massa do pêndulo
ω_p :	Frequência natural do pêndulo
ω_s :	Frequência natural da estrutura

1 INTRODUÇÃO

1.1 APRESENTAÇÃO E ASPECTOS GERAIS

Com o crescente progresso das técnicas de análise e dimensionamento estrutural e o advento de novos materiais, estão sendo projetadas e construídas estruturas cada vez mais esbeltas e flexíveis. Tais estruturas são assim mais vulneráveis à ocorrência de vibrações excessivas causadas por carregamentos dinâmicos, tais como terremotos, ventos, ondas, tráfego intenso, ocupação humana e até mesmo atos deliberados. Essas vibrações são indesejáveis, não só do ponto de vista de segurança, mas também do conforto ambiental (Avila, 2002).

Assim, a proteção das estruturas civis, incluindo o seu conteúdo e ocupantes, é, sem dúvida, uma preocupação mundial. Uma alternativa para este problema, amplamente estudada nas últimas décadas, é o controle estrutural. Apesar de ter sido desenvolvida principalmente na engenharia aeroespacial, essa tecnologia rapidamente se estendeu para a engenharia civil, na proteção de pontes e edifícios contra cargas dinâmicas excessivas. O controle estrutural, basicamente, promove uma alteração nas propriedades de rigidez e amortecimento da estrutura, seja pela adição de dispositivos externos, seja pela ação de forças externas. Ele pode ser classificado como: controle passivo, controle ativo, controle híbrido ou controle semi-ativo (Soong & Dargush, 1997; Spencer Jr. & Soong, 1999; Spencer Jr. & Sain, 1997; Avila, 2002).

Vastamente estudado nos últimos anos, o controle passivo consiste na instalação de um ou mais dispositivos incorporados à estrutura que absorvem ou transferem parte da energia transmitida pelo carregamento dinâmico, reduzindo assim, a dissipação de energia nos membros da estrutura principal. Os mecanismos típicos de controle passivo incluem amortecedores de massa, que controlam a resposta estrutural por meio da transferência de energia entre a estrutura principal e uma massa auxiliar, amortecedores estruturais, que dissipam energia durante o processo de deformação dos mesmos, e sistemas de isolamento de base, que desacoplam o movimento da estrutura das vibrações sísmicas do solo.

Um dos tipos de controle passivo é o amortecedor de massa sintonizado (AMS), composto, em sua forma mais simples, por um sistema massa-mola-amortecedor

instalado na estrutura. A partir da década de 60, iniciou-se a aplicação do AMS em estruturas de engenharia civil e foram instalados muitos desses amortecedores em edifícios altos, pontes, torres e chaminés industriais para o controle de vibrações devido às cargas de vento. Um AMS sintonizado na primeira frequência de vibração de uma estrutura reduz a resposta associada ao primeiro modo de vibração consideravelmente, porém reduz apenas levemente ou, até mesmo, amplifica as respostas associadas aos modos mais altos. Além disso, um único AMS é mais sensível às discrepâncias na frequência natural da estrutura e/ou na taxa de amortecimento do amortecedor considerados no projeto. Essas limitações podem ser vencidas instalando-se mais de um AMS na estrutura, cada um deles sintonizado em uma determinada frequência de vibração (Carneiro, 2004).

O controle ativo consiste na aplicação de forças à estrutura através de atuadores alimentados por fontes de energia externa. A magnitude dessas forças é calculada em tempo real por um computador, utilizando um dos variados algoritmos de controle ativo, sendo função da resposta da estrutura medida através de sensores, também em tempo real (Avila, 2002). Quando comparado ao sistema de controle passivo, os sistemas de controle ativo apresentam como principais desvantagens entre outras o fato de precisarem de algoritmos de controle complexos, além da demanda de grandes quantidades de energia nos atuadores para a geração das forças de controle.

A utilização dos sistemas de controle ativo combinado com os sistemas de controle passivo gera o controle híbrido, a vantagem é que este sistema exige forças de magnitudes bem menores proporcionando assim um custo menor em relação ao controle ativo, e apresenta também um melhor desempenho que o controle passivo por cobrir uma maior faixa de frequência em que o mesmo funciona com eficiência. Além do mais, numa eventual falta de energia, que é algo comum após a ocorrência de terremotos, o componente passivo ainda oferece certo grau de proteção à estrutura.

Por último existem os controladores semi-ativos, que não adicionam energia ao sistema estrutural controlado, mas possuem propriedades que controladas de forma eficiente reduzem a resposta do sistema. Têm a vantagem de possuir a adaptabilidade dos controladores ativos sem demandar grandes quantidades de energia, podendo, em muitas aplicações, operar com baterias de emergência, no caso de falta de energia. Em

resumo, os controladores semi-ativos são uma espécie de dispositivos passivos controláveis.

Obstáculos devem ser superados antes que essa tecnologia de controle estrutural seja aceita de forma geral pelos profissionais de engenharia e construção civil, apesar dos estudos já realizados e do razoável número de aplicações práticas. Entre estes obstáculos estão: redução do custo de implantação e de manutenção; eliminação da dependência da potência externa; aumento da confiabilidade, eficiência e robustez, e aumento da receptividade de tecnologia não-tradicional.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivos gerais

Este trabalho tem como objetivo avaliar a eficiência dos amortecedores de massa sintonizados (AMS) do tipo pêndulo, aplicados à redução de vibração em edificações altas sujeitas a ações ambientais aleatórias.

Será considerada inicialmente a estrutura submetida a uma força harmônica e também submetida a uma excitação na base. Logo em seguida serão consideradas funções de densidade espectral de potência provocada por sismos e ventos atuando na estrutura.

Os parâmetros encontrados através dos algoritmos de otimização devem ser comparados com os parâmetros propostos por Den Hartog, que desenvolveu uma técnica de otimização considerando um sistema de um grau de liberdade não amortecido submetido a uma excitação harmônica senoidal.

Pretende-se também realizar uma comparação com os dados apresentados por Zuluaga (2007) em sua dissertação de mestrado desenvolvida no Programa de Pós Graduação em Estruturas e Construção Civil da Universidade de Brasília (PECC - UNB). Nessa dissertação o autor avaliou a eficiência de um amortecedor de massa sintonizado (AMS) do tipo pêndulo na redução dos deslocamentos, velocidades e acelerações de uma estrutura, submetida a excitações ambientais aleatórias através do valor quadrático médio.

1.2.2 Objetivos específicos

Apresenta-se como objetivo específico a realização de estudos paramétricos para a definição de critérios de projeto através da minimização da função de resposta em frequência para excitações harmônicas.

Para a minimização da função de resposta destaca-se a utilização de um processo numérico iterativo de otimização onde se busca obter as mínimas amplitudes máximas para a função de resposta.

1.3 HIPÓTESE SIMPLIFICADORA

No exemplo numérico estudado no presente trabalho, a estrutura considerada é um edifício do tipo *shear frame*, ou seja, um pórtico cujas vigas (que representam os pavimentos do edifício) possuem rigidez muito superior à rigidez dos pilares e cujas barras têm deformações axiais desprezíveis. Assim, os deslocamentos das vigas são representados pelos deslocamentos de suas extremidades ou nós, podendo-se dizer que as vigas não se deslocam verticalmente nem sofrem rotações. Uma única coordenada horizontal representa o deslocamento horizontal da viga, sendo assim, cada pavimento do edifício possui um grau de liberdade e, deste modo, N andares implicam em N graus de liberdade.

Outra consideração adotada na análise numérica é que os edifícios altos são estruturas que geralmente vibram predominantemente no primeiro modo de vibração. Sendo assim, seus deslocamentos podem ser bem representados tomando-se a contribuição relacionada a esse modo de vibração como preponderante. Estes edifícios são estruturas com vários graus de liberdade e podem ser reduzidos a sistemas com um grau de liberdade através do método da superposição modal, tomando-se a contribuição apenas do primeiro modo de vibração.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

A presente dissertação encontra-se estruturada em cinco capítulos, incluindo o presente capítulo. O conteúdo dos capítulos restantes é apresentado a seguir.

No capítulo dois é feita uma revisão bibliográfica sobre os Amortecedores de Massa Sintonizados (AMS), mostrando inclusive a geometria alternativa no formato de pêndulo que é o tema central do estudo, apresentam-se também algumas estruturas reais que estão equipadas com esse tipo de dispositivo.

No terceiro capítulo é apresentada a formulação matemática do estudo, mostrando as equações de movimento para um sistema de n graus de liberdade. São apresentadas as funções de resposta no domínio da frequência quando a estrutura é submetida a uma força e também a uma excitação na base.

No quarto capítulo é apresentado o estudo numérico utilizando as formulações apresentadas e desenvolvidas no terceiro capítulo.

No capítulo cinco são apresentadas as conclusões do trabalho desenvolvido nessa dissertação e algumas sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 CONTROLE ESTRUTURAL

O controle estrutural está se tornando uma alternativa atraente para um melhor desempenho de estruturas de engenharia civil sujeitas a cargas sísmicas e de vento.

O controle estrutural, basicamente, promove uma alteração nas propriedades de rigidez e amortecimento da estrutura, seja pela adição de dispositivos externos, seja pela ação de forças externas. Ele pode ser classificado como: controle passivo, controle ativo, controle semi-ativo e controle híbrido.

2.1.1 Controle Passivo

Um sistema de controle passivo se resume à instalação de um ou mais dispositivos incorporados à estrutura que absorvem ou consomem uma parte da energia transmitida pelo carregamento dinâmico, reduzindo, assim, a dissipação dessa energia nos membros da estrutura principal (Avila, 2002).

O controle passivo tem sido objeto de inúmeros estudos e pesquisas nos últimos 30 anos, contando atualmente com uma série de implementações práticas principalmente nos Estados Unidos e Japão. Entre estes dispositivos tem-se o amortecedor de massa sintonizado, que consiste em um ou vários sistemas massa-mola-amortecedor encarregados de atenuar as vibrações do sistema estrutural, mediante a sintonização do amortecedor ao redor da frequência do sistema principal. Quando são vários sistemas massa-mola-amortecedor, o sistema de controle é chamado AMSM (amortecedores de massa sintonizados múltiplos).

2.1.2 Controle Ativo

O controle ativo consiste na aplicação de forças à estrutura através de atuadores alimentados por fontes de energia externa. A magnitude dessas forças é calculada em tempo real por um computador, utilizando um dos variados algoritmos de controle ativo, sendo função da resposta da estrutura medida através de sensores, também em

tempo real. O sistema de controle ativo não possui as limitações do controle passivo no que se refere à frequência da excitação, já que é capaz de se adaptar às mudanças de parâmetros tanto do carregamento, como também da estrutura. Este sistema apresenta como desvantagem a necessidade de fonte de energia externa em grande quantidade, que geralmente é deficiente após eventos de natureza aleatória como sismos (Avila, 2002).

A configuração básica de um sistema de controle ativo está apresentada na Figura (2.1). Este consiste, basicamente, em sensores localizados em determinados pontos da estrutura com o objetivo de medir tanto a resposta como a excitação; dispositivos para o processamento destes dados que, através dos algoritmos de controle, calculam as forças de controle necessárias; e atuadores alimentados por fontes de energia externa que aplicam as forças de controle sobre o sistema.

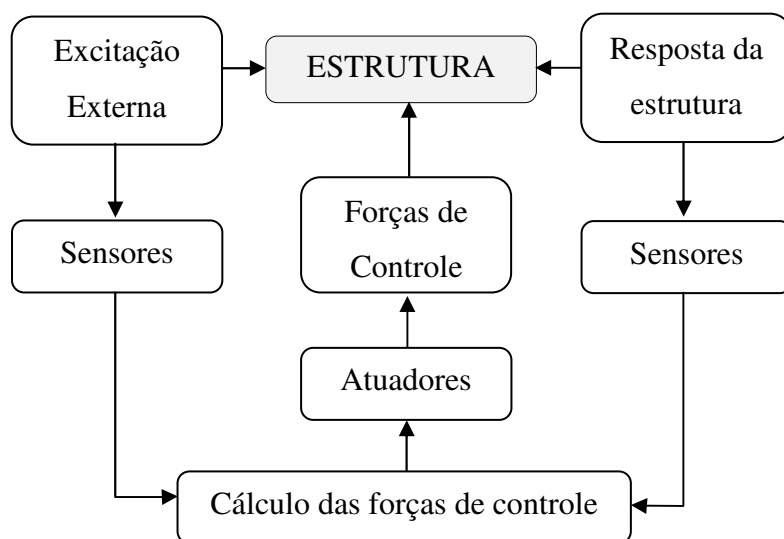


Figura 2.1 – Sistema de controle ativo esquemático

2.1.3 Controle Semi-ativo

Existem também os controladores semi-ativos, que não adicionam energia ao sistema estrutural controlado, mas possuem propriedades, as quais, controladas de forma ótima, reduzem a resposta do sistema. Têm a vantagem de possuir a adaptabilidade dos controladores ativos sem demandar grandes quantidades de energia, podendo, em muitas aplicações, operar com baterias de emergência, no caso de falta de energia. Em suma, é uma espécie de dispositivo passivo controlável.

2.1.4 Controle Híbrido

Uma forma de controle alternativa ao controle ativo e passivo surgiu mais recentemente, trata-se do controle híbrido que nada mais é do que uma combinação do controle passivo e do ativo. A vantagem está no fato deste sistema exigir forças de magnitudes bem menores nos atuadores, o que gera uma considerável redução no custo, além de um desempenho mais eficiente comparado ao sistema passivo, ampliando a faixa de frequência em que o mesmo funciona de forma eficiente. Outra vantagem do controle híbrido é a de que, no caso de falta de energia, o seu componente passivo ainda oferece certo grau de proteção à estrutura (Avila, 2002).

2.2 AMORTECEDOR DE MASSA SINTONIZADO (AMS)

Um amortecedor de massa sintonizado (AMS) é um dispositivo composto de uma massa, uma mola e um amortecedor que é ligado à estrutura com o objetivo de reduzir a resposta dinâmica da mesma. A frequência do amortecedor é sintonizada para uma frequência particular da estrutura, pois, uma vez que a estrutura for excitada, o amortecedor irá vibrar fora de fase com o movimento da estrutura. A energia atuante sobre o sistema principal é transferida para o sistema secundário, reduzindo assim sua vibração. A representação esquemática é apresentada na Fig. 2.2.

Em edifícios altos, dependendo da frequência da estrutura, a resposta do primeiro modo da estrutura com um AMS sintonizado na frequência deste modo pode ser reduzida consideravelmente, mas, em geral, as respostas associadas aos modos mais altos são apenas levemente reduzidas ou, até mesmo, amplificadas (Housner *et al*, 1997 *apud* Avila, 2002).

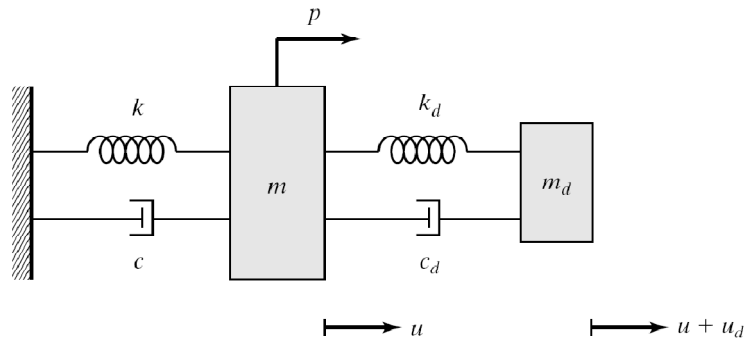


Figura 2.2 - Amortecedor de massa sintonizado em um sistema de um grau de liberdade, o índice d se refere ao AMS

O conceito de amortecedor de massa sintonizado foi primeiro utilizado por Frahm em 1909 para reduzir o balanço dos navios devido às ondas, logo depois foi apresentada uma teoria sobre o assunto por Ormondroyd e Den Hartog em 1928, seguida por uma discussão detalhada da busca de parâmetros ótimos em um livro lançado por Den Hartog em 1940. A teoria inicial era somente aplicável a um sistema de um único grau de liberdade sujeito a uma força harmônica senoidal. A continuação do estudo dos amortecedores de massa sintonizados foi feita por outros inúmeros estudiosos e importantes contribuições foram dadas por Randal et al.(1981), Warbuton e Ayorinde(1980), Warbuton(1981,1982), Tsai e Lin(1993), Villaverde e Koyama(1993), Soong e Dargush(1997) e Avila (2002).

O amortecedor de massa sintonizado múltiplo (AMSM) trata-se de um conjunto de dispositivos massa-mola-amortecedor. As massas do AMSM podem ser ligadas diretamente à estrutura a ser controlada no caso do AMSM não interligado (NI) ou apenas a primeira massa do AMSM pode ser ligada à estrutura, enquanto as demais são ligadas entre si no caso do AMSM interligado (I). Vários pesquisadores têm se dedicado a esse assunto nos últimos anos, entre os quais se pode citar: Battista e Pfeil(1996); Souza *et al.*(2002); Aseka e Riera(2002); Barbosa e Battista(2003) e Avila e Gonçalves(2009).

Entre os pesquisadores brasileiros que têm se dedicado ao assunto pode-se fazer referência aos seguintes abaixo mencionados.

CARNEIRO (2004) avaliou a eficiência dos amortecedores de massa sintonizados múltiplos (AMSM), aplicados à redução de vibrações em edifícios altos, verificando a

influência e os efeitos do número total de massas e da interligação entre as mesmas no seu desempenho. Os resultados foram analisados comparando-se o comportamento dos sistemas AMSM interligados ao AMSM não interligados para diferentes números de amortecedores ($n = 1, 2, 3, 5$ e 7).

Borges (2005) estudou um absorvedor dinâmico não linear a fim de determinar a contribuição das não linearidades no sentido de melhorar a eficiência deste dispositivo, particularmente quanto ao aumento da faixa de frequências nas quais o mesmo efetivamente reduz as vibrações a um nível esperado. Foram apresentadas as equações básicas que regem o comportamento dos absorvedores dinâmicos de vibrações não lineares, sendo utilizadas as equações de Bessel para a solução dessas equações.

Lima (2007) analisou a laje de um edifício comercial com o objetivo de avaliar sua resposta dinâmica quando submetida ao carregamento oriundo das atividades humanas de pular e dançar, típicas de academias de ginástica. A estrutura foi verificada em relação às normas que dispõem sobre níveis aceitáveis de vibração. Após a constatação de que estes níveis não são atendidos, foi proposto um sistema de controle estrutural por meio da instalação de um conjunto de Amortecedores de Massa Sintonizados.

Lara (2007) analisou numericamente, por meio do programa Ansys, a eficiência de um sistema de controle passivo (AMS) instalado em vigas metálicas de seção retangular, com distintas condições de apoio. Os carregamentos selecionados para excitar a estrutura foram do tipo harmônico e aleatório. O carregamento harmônico foi escolhido devido à facilidade de aplicação e de amplificação da resposta dinâmica da estrutura, quando a frequência da excitação for próxima da frequência fundamental do sistema, além de poder ser reproduzido em laboratório. Já as excitações aleatórias foram levadas em conta com o objetivo de verificar a eficiência do controle passivo, quando a estrutura for submetida a excitações ambientais, tais como as provocadas por ventos, tráfego de veículos e sismos.

Ospina (2008) obteve parâmetros ótimos para os amortecedores de massa sintonizados múltiplos interligados (AMSM I), trabalhando com variáveis como número de amortecedores, razão de frequência, razão de amortecimento e razão de massa, entre outras. Foi realizada ainda uma busca numérica dos parâmetros ótimos para AMSM I com várias massas (n) e a determinação de uma equação geral que governe o comportamento e o desempenho dos AMSM I.

Ortiz (2008) realizou um estudo comparativo da efetividade dos sistemas de isolamentos de base na proteção de edifícios submetidos à ação sísmica. Nesse estudo foi avaliada a influência dos parâmetros que controlam o comportamento dinâmico de edifícios, com sistemas de isolamento de base instalados, submetidos a excitações sísmicas e a comparação com edifícios sem esse sistema. Foi realizada ainda a análise de edifícios em escala real modelados por intermédio de programas comerciais como o SAP2000, onde foi examinada a efetividade dos sistemas de isolamento no controle dos deslocamentos e acelerações do topo do edifício.

Avila *et al* (2009) avaliaram a eficiência de amortecedores de massa sintonizados múltiplos (AMSM) aplicados a redução de vibrações em edifícios sujeitos a excitações harmônicas. Foi avaliada a influência da interligação entre os amortecedores de massa em quatro diferentes configurações, para essa análise foi realizado o procedimento de busca Minmax para determinar os parâmetros que produzem um menor valor da amplitude de pico da função de resposta. Constatou-se que o modo de interligação das massas exerce grande influência sobre a resposta do sistema principal, dando liberdade ao projetista na escolha da configuração mais apropriada em uma situação prática.

2.2.1 Amortecedor de Massa tipo Pêndulo

Uma das geometrias alternativas do AMS é o formato de um pêndulo. O pêndulo é preso à estrutura e o movimento da mesma excita o dispositivo, transferindo-se parte da energia de um sistema para o outro, reduzindo a demanda de dissipação de energia nos elementos estruturais. Este tipo de amortecedor tem seu período de vibração dependente do comprimento do seu cabo, e só pode ser considerado como um oscilador linear quando as amplitudes de vibração são pequenas.

A Figura 2.3 (a) mostra um pêndulo simples preso a uma base. O movimento da base excita o pêndulo, o movimento relativo do pêndulo produz uma força horizontal que se opõe ao movimento da base. Esta ação pode ser representada por um modelo de um grau de liberdade que está ligado à base, conforme indicado na Figura 2.3 (b).

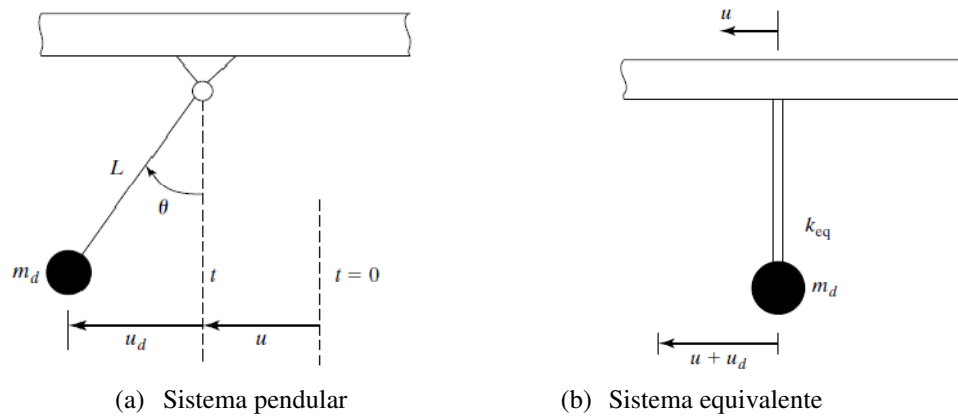


Figura 2.3 - Amortecedor de massa sintonizado tipo pêndulo

Vários autores têm estudado esse tipo de controle na redução das vibrações das estruturas, entre eles podemos citar:

Orlando (2005) estudou a influência de um amortecedor de massa sintonizado pendular (AMSP) nas vibrações de uma torre com esbeltez elevada. O estudo se baseou em um sistema de dois graus de liberdade buscando descrever o comportamento da torre na frequência fundamental. Foi realizado um estudo paramétrico considerando o problema de forma linear, avaliando a influência dos parâmetros físicos e geométricos do sistema na eficiência do amortecedor de massa sintonizado pendular em reduzir as amplitudes de vibração do sistema principal. Posteriormente foi considerada a influência da não linearidade mostrando que a análise não linear é de suma importância, pois mostra que em um sistema não linear pode ocorrer mudanças bruscas na resposta do sistema, o que deve ser evitado.

Avila *et al.* (2006) avaliaram a eficiência de um AMS na forma de pêndulo em relação à redução dos deslocamentos da estrutura a ser controlada. Foi realizado um estudo paramétrico por meio do procedimento de busca numérica Min.Max. (proposto por Tsai e Lin, 1993) objetivando-se determinar a razão ideal de massa e comprimento do cabo para incrementar a eficiência do dispositivo.

Zuluaga (2007) avaliou a eficiência de um amortecedor de massa sintonizado (AMS) do tipo pêndulo na redução dos deslocamentos, velocidades e acelerações de uma estrutura, submetida a excitações ambientes aleatórias. Foram consideradas as funções de densidade espectral de potência das excitações provocadas por sismos e pelo vento, considerando uma função de densidade espectral constante (ruído branco) e depois

mediante funções de densidade espectrais mais realísticas, como o espectro de Kanai-Tajimi no caso de excitações sísmicas, e o espectro de Davenport no caso de carregamentos devidos ao vento. Nesse trabalho foram determinados os parâmetros ótimos para o Amortecedor de Massa Sintonizado Pendular (AMSP) para a redução dos valores quadrados médios dos deslocamentos, velocidades e acelerações.

2.3 ESTRUTURAS EQUIPADAS COM AMS

Foi a partir da década de 60 que se tornou comum a aplicação de AMS na Engenharia Civil, tendo uma grande quantidade de amortecedores de massa sido instalada em edifícios altos, pontes, torres e chaminés industriais para controle de vibrações causadas pelo vento.

Um dos primeiros edifícios a receber este dispositivo foi o *John Hancock Tower* em Boston nos EUA apresentado na Fig. 2.4. Foram adicionados dois amortecedores com peso de 2.700KN no sexagésimo pavimento com a função de diminuir a resposta do edifício devido rajadas de vento. Este sistema foi projetado e desenvolvido pela LeMessurier Associates/SCI em associação com a MTS System Corp., a um custo de aproximadamente 3 milhões de dólares tendo como objetivo reduzir os movimentos laterais da torre em até 40%. Um diagrama esquemático do AMS instalado no edifício John Hancock Tower é apresentado na Fig. 2.5.



Figura 2.4 - Edifício John Hancock Tower

(<http://www.johnhancockcenterchicago.com/building.html>)

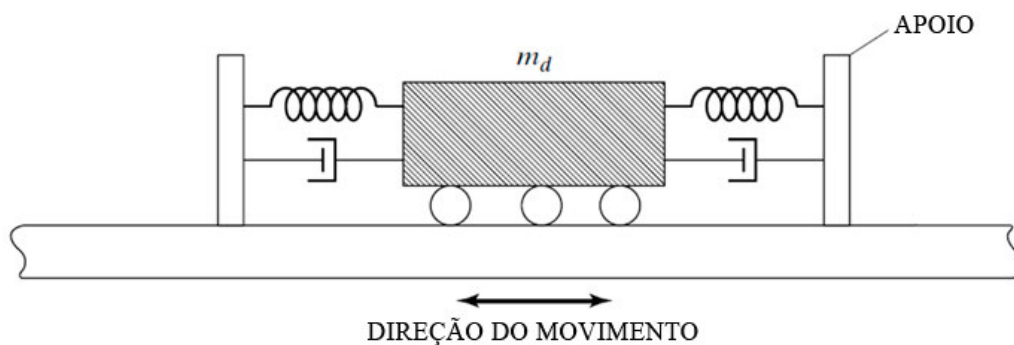


Figura 2.5 - Diagrama esquemático do AMS instalado no edifício John Hancock Tower

Projetado pelo escritório de arquitetura norte-americano Kohn Pederson Fox Associates, o SWFC (Shanghai World Financial Center), com 101 pavimentos e quase meio quilômetro de altura localizado em Xangai, sul da China também possui instalado no topo da construção, um sistema de amortecedores de massa, responsável pela redução das oscilações causadas pela ação do vento, que garante o conforto dos frequentadores do arranha-céu.



Figura 2.6 - Shanghai World Financial Center
(téchne 131 fevereiro 2008)

Fabricados pela Mitsubishi Heavy Industry, os dois amortecedores trabalham em conjunto para limitar o movimento oscilatório da torre. Os contrapesos se movimentam em oposição aos deslocamentos gerados pelos ventos fortes, detectados eletronicamente. Com 9 m de largura por 9 m de comprimento e 4 m de altura, cada amortecedor pesa 150 toneladas. O objeto libratório ou contrapeso, localizado no centro de cada amortecedor, trabalha num período natural igual ao do prédio e pode ser movimentado em todas as direções, sendo controlado por um motor localizado no topo do equipamento. Projetados para minimizar a oscilação da estrutura, a instalação dos amortecedores de massa sintonizados no topo do edifício, promovem a redução de até 40% das acelerações horizontais provocadas por um vento intenso. "Mesmo durante um tufão, as pessoas dentro da torre não sentirão a construção oscilar", informa documento divulgado pela Mori Building Company (téchne 2008 Edição 131). O edifício Shanghai World Financial Center é apresentado na Fig. 2.6 e o modelo do AMS instalado nesse edifício é apresentado na Fig. 2.7.

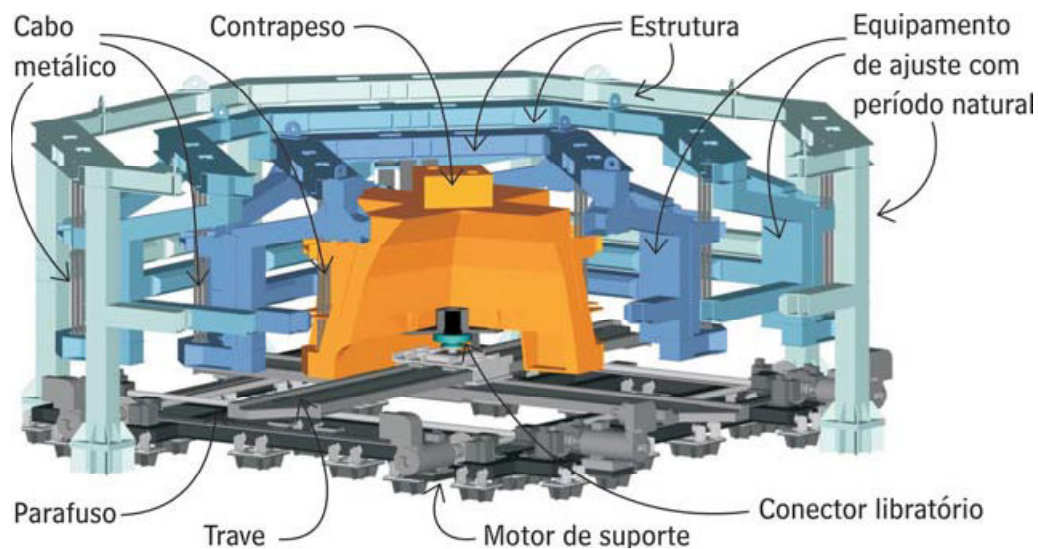


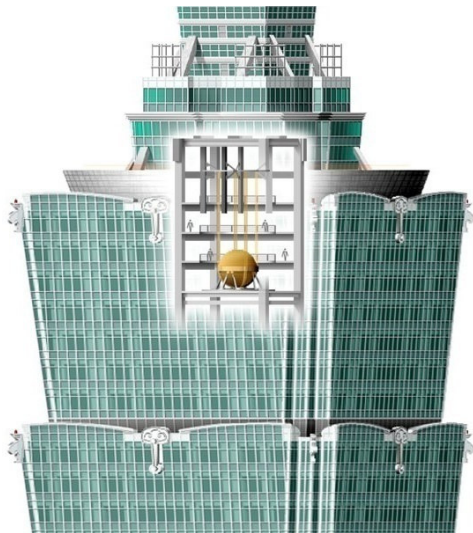
Figura 2.7 - AMS instalado no Shanghai World Financial Center
(téchne 131 fevereiro 2008)

Um exemplo de estrutura equipada com Amortecedor de Massa Sintonizado Pendular (AMSP) é o Edifício Taipei 101, que possui 101 andares acima do solo e 5 subterrâneos conforme Fig. 2.8. Taipei 101 é projetado para resistir a tufões e tremores oriundos de terremotos que ocorrem frequentemente na região.

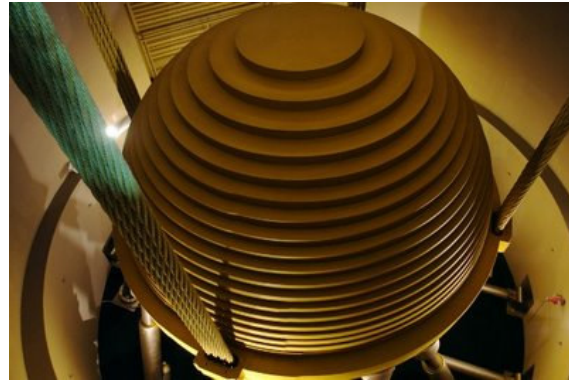


Figura 2.8 - Edifício Taipei 101
(http://www.taipei-101.com.tw/index_en.htm)

A companhia de engenharia Evergreen juntamente com os engenheiros Thornton e Tomasetti projetaram um AMSP de aço pesando 660 toneladas a um custo de 4 milhões de dólares. Suspenso do nonagésimo segundo para o octogésimo oitavo pavimento, o pêndulo oscila para amortecer os movimentos do edifício causados por variáveis ambientais aleatórias. A esfera do pêndulo consiste de 41 placas de aço circular com 125 mm de espessura, soldadas formando, juntas, uma esfera de 5,5m de diâmetro. A estabilidade do projeto ficou evidente durante a construção, quando, em 31 de março de 2002, um tremor de 6,8 graus na escala Richter abalou o Taipei. O tremor foi forte o suficiente para derrubar dois guindastes que estavam posicionados sob o edifício, cinco pessoas morreram no acidente, mas uma inspeção mostrou nenhum dano estrutural à edificação, sendo então retomada novamente. Na Fig. 2.9(a) é apresentada a representação esquemática do local de instalação e na Fig. 2.9(b) é apresentado o AMS pendular instalado na estrutura.



(a) Representação esquemática do local de instalação



(b) AMS Pendular instalado

Figura 2.9 - Amortecedor de Massa Sintonizado tipo Pêndulo instalado no Edifício Taipei 101
(http://www.taipei-101.com.tw/index_en.htm)

Outro exemplo de aplicação que utiliza amortecedores de massa para controle de vibração acontece na Ponte Rio-Niteroi, onde foram instalados 32 amortecedores dentro das vigas do vão central da ponte com o objetivo de redução das oscilações em até 80% garantindo assim mais segurança e tranquilidade aos motoristas. O ADS, como foi denominado o projeto, tem características únicas, comparados aos poucos instalados no mundo. Trata-se de caixas de aço presas por molas a uma estrutura metálica. Quando a ponte começar a balançar devido à ação do vento sobre a estrutura, o ADS entra de imediato em operação, produzindo forças de inércia que irão contrabalançar as forças produzidas pela estrutura.

Uma lista de aplicações de amortecedores de massa sintonizados tem sido desenvolvida pelo grupo de proteção de sistemas do Centro de Pesquisa Sísmica da Universidade da Califórnia em Berkeley. A lista, apresentada nas duas tabelas a seguir e pode se acessada pelo link <http://nisee.berkeley.edu/prosys/tuned.html>.

Tabela 2.1 - Lista de estruturas equipadas com AMS (Passivo)

AMORTECEDOR DE MASSA SINTONIZADO (PASSIVO)				
Nome e tipo da estrutura	Cidade / País	Tipo e número de amortecedores	Data de instalação (aprox.)	Outras informações (massa, frequência natural, amortecimento efetivo, etc.)
CN TowerTV antena (553m)	Toronto, Canadá	AMS	1973	-
John Hancock Building (244m)	Boston, USA	AMS (2)	1977	0.14 Hz 2 x 300t ξ : 4%
City Corp Center (278m)	New York, USA	AMS	1978	0.16Hz 370t ξ : 1%(sem AMS) ξ : 4%(com AMS)
Torre de Sydney	Sydney, Austrália	AMS tipo pêndulo	1980	0,10;0,50Hz 220t
Al Khobar(02 chaminés)	Arábia Saudita	AMS	1982	0,44Hz 7t
Ruwais Utilities (chaminé)	Abu Dhabi	AMS	1982	0.49 Hz 10t
Deutsche Bundespost torre de resfriamento (278 m)	Nornberg, Alemanha	AMS	1982	0,67 Hz 1.5t
Yanbu Cement Plant chaminé (81 m)	Arábia Saudita	AMS	1984	0.49 Hz 10t
Hydro-Quebec wind generator	Canada	AMS	1985	0.7-1.2 Hz 18t
Chiba Port Tower (125m)	Chiba, Japão	AMS (2)	1986	0.43-0.44 Hz 10, 15t
Pylon, Aratsu Bridge (Ponte estaiada)	Japão	AMS	1987	-
Pylon, Yokohama Bay Bridge (Ponte Estaiada)	Yokohama, Japão	AMS	1988	-
Bin Quasim Usina Térmica (70 m)	Paquistão	AMS	1988	0,99 Hz 4,5 t
Tiwest Plant Rutilo chaminé (43 m)	Austrália	AMS	1989	0,92 Hz 0.5t
Fukuoka Tower (151 m)	Fukuoka, Japão	AMS (2)	1989	0,31-0,33 Hz 25, 30 t

Tabela 2.2 - Lista de estruturas equipadas com AMS (Ativo)

AMORTECEDOR DE MASSA SINTONIZADO (ATIVO)				
Nome e tipo da estrutura	Cidade / País	Tipo e número de amortecedores	Data de instalação (aprox.)	Outras informações (massa, frequência natural, amortecimento efetivo, etc.)
Sendagaya Intes Edifício de Escritórios (58 m)	Tóquio, Japão	AMSA (2)	1991	0,59 Hz 72t
ORC Torre Symbol 2000 (188 m)	Osaka, Japão	AMSA (2)	1992	0,21 Hz 200 t
Aeroporto Internacional de Kansai	Osaka, Japão	AMSA (2) Pêndulo Invertido	1993	0,8 Hz 10t
Yokohama Landmark Tower (296 m)	Yokohama, Japão	AMSA (2)	1993	0,185 Hz 340 t
C Office Tower (130 m)	Tóquio, Japão	AMSA	1993	0,34 Hz 200 t
KS Project (121 m)	Kanazawa, Japão	AMSA	1993	100 t
Shinjuku Park Tower (227 m)	Tóquio, Japão	AMSA (3)	1994	330 t

3 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA

3.1 AMORTECEDOR DE MASSA SINTONIZADO (AMS)

3.1.1 Equações de movimento

Considere um sistema com n graus de liberdade, como, por exemplo, o edifício mostrado na Figura 3.1, onde se tem o sistema de equações de movimento expresso por:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{y}}(\mathbf{t}) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{y}}(\mathbf{t}) + \mathbf{K}\mathbf{y}(\mathbf{t}) = \mathbf{F}(\mathbf{t}) \quad (3.1)$$

Onde

- M** Matriz de massa da estrutura;
- C** Matriz de amortecimento da estrutura;
- K** Matriz de rigidez da estrutura;
- F(t)** Vetor de carregamento dinâmico aplicado na estrutura;

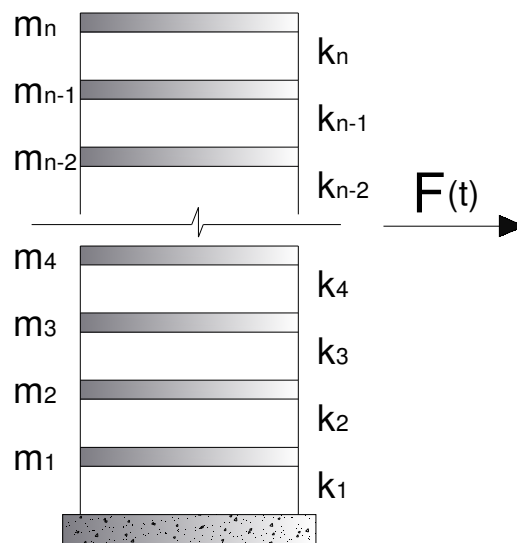


Figura 3.1 - Sistema com n graus de liberdade

3.1.2 Redução do sistema a um grau de liberdade

No caso de sistemas com vários graus de liberdades como edifícios altos, a resposta estrutural pode ser obtida por meio de um modelo reduzido utilizando a análise modal

(Soong e Dargush, 1997). Um sistema como apresentado na Figura 3.1 pode ser reduzido a um grau de liberdade, sendo que o deslocamento total é determinado através da soma de suas componentes modais.

$$\mathbf{y}(t) = \boldsymbol{\phi}_1 Y_1 + \boldsymbol{\phi}_2 Y_2 + \dots + \boldsymbol{\phi}_N Y_N \quad (3.2)$$

Sendo:

$\boldsymbol{\phi}_N$ vetor que contém o N -ésimo modo de vibração
 Y_N N -ésima coordenada generalizada

Pode-se ainda escrever $\mathbf{y}(t)$ em notação matricial como:

$$\mathbf{y}(t) = \boldsymbol{\Phi} \mathbf{Y} \quad (3.3)$$

Sendo:

$\boldsymbol{\Phi}$ matriz modal do sistema
 \mathbf{Y} vetor das coordenadas generalizadas

Geralmente os edifícios altos são estruturas que vibram predominantemente em torno de um único modo de vibração, normalmente o primeiro. Sendo assim, seus deslocamentos podem ser bem representados tomando-se somente a contribuição relacionada ao primeiro modo de vibração. Para este tipo de estrutura o vetor de deslocamentos pode ser representado apenas pelo primeiro termo da Equação 3.2.

$$\mathbf{y}(t) = \boldsymbol{\phi}_1 Y_1 \quad (3.4)$$

Introduzindo a Equação (3.3) e suas derivadas na Equação (3.1) e pré-multiplicando pelo vetor $\boldsymbol{\phi}_1^T$, obtém-se:

$$\boldsymbol{\phi}_1^T \mathbf{M} \boldsymbol{\Phi} \ddot{\mathbf{Y}} + \boldsymbol{\phi}_1^T \mathbf{C} \boldsymbol{\Phi} \dot{\mathbf{Y}} + \boldsymbol{\phi}_1^T \mathbf{K} \boldsymbol{\Phi} \mathbf{Y} = \boldsymbol{\phi}_1^T \mathbf{F}(t) \quad (3.5)$$

As matrizes \mathbf{M} e \mathbf{K} são ortogonais com relação aos modos de vibração, da mesma maneira que a matriz \mathbf{C} se o amortecimento for proporcional ou de Rayleigh. Neste caso, a matriz de amortecimento é dada por.

$$\mathbf{C} = a_0 \mathbf{M} + a_1 \mathbf{K} \quad (3.6)$$

Sendo os termos a_0 e a_1 constantes, a partir da Equação (3.6) a Equação (3.5) pode ser reescrita como:

$$\mathbf{M}^* \ddot{\mathbf{Y}}_1 + \mathbf{C}^* \dot{\mathbf{Y}}_1 + \mathbf{K}^* \mathbf{Y}_1 = \mathbf{F}^*(t) \quad (3.7)$$

Sendo:

$$\mathbf{M}^* = \boldsymbol{\Phi}_1^T \mathbf{M} \boldsymbol{\Phi}_1$$

$$\mathbf{C}^* = \boldsymbol{\Phi}_1^T \mathbf{C} \boldsymbol{\Phi}_1$$

$$\mathbf{K}^* = \boldsymbol{\Phi}_1^T \mathbf{K} \boldsymbol{\Phi}_1$$

$$\mathbf{F}^* = \boldsymbol{\Phi}_1^T \mathbf{F}$$

Nota-se que a Equação (3.7) é equivalente a uma equação de um sistema com um grau de liberdade, porém as propriedades modais são utilizadas ao invés dos parâmetros físicos.

3.2 FUNÇÃO DE RESPOSTA NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA PARA UM SISTEMA DE UM GRAU DE LIBERDADE COM PÊNDULO ACOPLADO SUBMETIDO A UMA FORÇA HARMÔNICA

Na Figura 3.2 é mostrado um diagrama esquemático de um amortecedor de massa tipo pêndulo acoplado a um sistema principal constituindo um modelo de dois graus de liberdade (g.d.l.), sendo que o sistema principal é modelado como um sistema de um g.d.l. correspondente ao modo a ser controlado (Soong e Dargush, 1997).

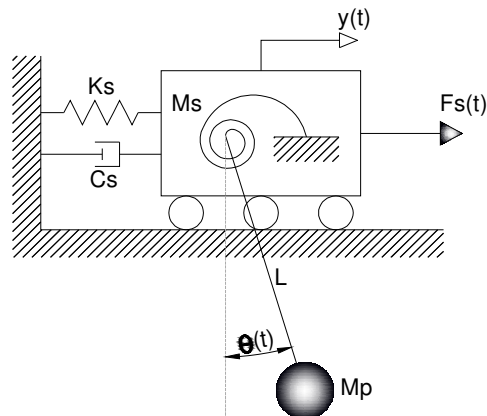


Figura 3.2 - Estrutura submetida a uma força $F_s(t)$, com pêndulo linear acoplado

As equações de movimento considerando pequenos deslocamentos no pêndulo são:

$$(M_s + M_p)\ddot{y} + M_p L \ddot{\theta} + C_s \dot{y} + K_s y = F_s(t) \quad (3.8)$$

$$M_p L \ddot{y} + M_p L^2 \ddot{\theta} + C_p \dot{\theta} + (K_p + M_p g L) \theta = 0 \quad (3.9)$$

onde

M_s : massa modal do sistema principal.

C_s : amortecimento modal do sistema principal.

K_s : rigidez modal do sistema principal

M_p : massa do pêndulo.

C_p : amortecimento do pêndulo.

K_p : rigidez do pêndulo.

L : comprimento do cabo.

g : aceleração da gravidade.

$F_s(t)$: força modal excitante.

$y(t)$: deslocamento do sistema principal.

$\theta(t)$: deslocamento angular do pêndulo.

Fazendo $F_s(t) = e^{i\omega t}$, $y(t) = H_y(\omega)e^{i\omega t}$ e $\theta(t) = H_\theta(\omega)e^{i\omega t}$ e substituindo nas equações 3.8 e 3.9, tem se:

$$[-(M_s + M_p)\omega^2 + C_s i\omega + K_s]H_y(\omega) - M_p L \omega^2 H_\theta(\omega) = 1 \quad (3.10)$$

$$-M_p L \omega^2 H_y(\omega) + [-M_p L^2 \omega^2 + C_p i\omega + (K_p + M_p g L)]H_\theta(\omega) = 0 \quad (3.11)$$

Reescrevendo matricialmente

$$\begin{bmatrix} -(M_s + M_p)\omega^2 + C_s i\omega + K_s & -M_p L \omega^2 \\ -M_p L \omega^2 & -M_p L^2 \omega^2 + C_p i\omega + (K_p + M_p g L) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_y(\omega) \\ H_\theta(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

Resolvendo o sistema de equações lineares, obtêm-se as funções de resposta no domínio da frequência $H_y(\omega)$ e $H_\theta(\omega)$. Essas expressões são apresentadas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Função de resposta no domínio da frequência quando a estrutura é submetida a uma força harmônica (Zuluaga, 2007).

Estrutura	$H_y(\omega) = \frac{-\omega^2 B_2 + i\omega B_1 + B_0}{\omega^4 A_4 - i\omega^3 A_3 - \omega^2 A_2 + i\omega A_1 + A_0}$ $B_0 = K_p + M_p g L \quad B_1 = C_p \quad B_2 = M_p L^2$ $A_0 = M_p K_s g L + K_s K_p \quad A_1 = M_p C_s g L + C_s K_p + C_p K_s$ $A_2 = M_s K_p + M_p K_p + M_s M_p g L + M_p^2 g L + C_s C_p + M_p K_s L^2$ $A_3 = M_s C_p + M_p C_p + M_p C_s L^2 \quad A_4 = M_s M_p L^2$
Pêndulo	$H_\theta(\omega) = \frac{-\omega^2 B_2 + i\omega B_1 + B_0}{\omega^4 A_4 - i\omega^3 A_3 - \omega^2 A_2 + i\omega A_1 + A_0}$ $B_0 = 0 \quad B_1 = 0 \quad B_2 = M_p L^2$ $A_0 = M_p K_s g L + K_s K_p \quad A_1 = M_p C_s g L + C_s K_p + C_p K_s$ $A_2 = M_s K_p + M_p K_p + M_s M_p g L + M_p^2 g L + C_s C_p + M_p K_s L^2$ $A_3 = M_s C_p + M_p C_p + M_p C_s L^2 \quad A_4 = M_s M_p L^2$

De maneira análoga o problema pode ser expresso em termos adimensionais por meio das seguintes quantidades:

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{\omega_p}{\omega_s} & \beta &= \omega/\omega_s & \delta &= L/H & \tau &= \omega_s t \\ \mu &= M_p/M_s & \eta &= \frac{y}{H} & f_s(t) &= F_s(t)/M_s \omega_s^2 H \end{aligned} \quad (3.13)$$

Substituindo as equações 3.13 nas equações 3.8 e 3.9, obtem-se:

$$(1 + \mu)\ddot{\eta} + \mu\delta\ddot{\theta} + 2\xi_s\dot{\eta} + \eta = f_s(t) \quad (3.14)$$

$$\ddot{\eta} + \delta\ddot{\theta} + 2\xi_p\alpha\delta\dot{\theta} + \alpha^2\delta\theta = 0 \quad (3.15)$$

onde

- η : Relação adimensional entre o descolamento relativo do sistema principal em relação a base e a altura da estrutura.
- α : Relação adimensional entre a frequência natural do pêndulo e a frequência natural da estrutura.
- β : Relação adimensional entre a frequência de excitação e a frequência natural da estrutura.
- μ : Razão entre a massa do pêndulo e a massa da estrutura.
- ξ_s : Razão de amortecimento da estrutura
- ξ_p : Razão de amortecimento do pêndulo
- δ : Relação entre o comprimento do cabo e a altura da estrutura.
- $f_s(t)$: Força modal excitante adimensional.
- $\theta(t)$: Deslocamento angular do pêndulo.

Sendo $\dot{\eta} = d\eta/d\tau$; $\dot{\theta} = d\theta/d\tau$; $\ddot{\eta} = d^2\eta/d\tau^2$; $\ddot{\theta} = d^2\theta/d\tau^2$. Considerando agora que: $f_s(t) = e^{i\omega t} = e^{i\omega\tau/\omega_s} = e^{i\beta\tau}$, tem-se que $\eta(\tau) = H_\eta(\beta)e^{i\beta\tau}$ e $\theta(\tau) = H_\theta(\beta)e^{i\beta\tau}$. Substituído esses valores nas equações 3.14 e 3.15 obtém-se:

$$-\beta^2 H_\eta(\beta) - \beta^2 \mu H_\eta(\beta) - \mu \delta \beta^2 H_\theta(\beta) + 2i\xi_s \beta H_\eta(\beta) + H_\eta(\beta) = 1 \quad (3.16)$$

$$-\beta^2 H_\eta(\beta) - \delta \beta^2 H_\theta(\beta) + 2i\xi_p \alpha \delta \beta H_\theta(\beta) + \alpha^2 \delta H_\theta(\beta) = 0 \quad (3.17)$$

Reescrevendo matricialmente

$$\begin{bmatrix} -(1 + \mu)\beta^2 + 2i\xi_s\beta + 1 & -\mu\delta\beta^2 \\ -\beta^2 & 2i\xi_p\alpha\delta\beta + \alpha^2\delta - \delta\beta^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_\eta(\beta) \\ H_\theta(\beta) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

Resolvendo o sistema de equações lineares, obtêm-se as funções de resposta no domínio da frequência adimensionais $H_\eta(\beta)$ e $H_\theta(\beta)$ para o caso de uma estrutura submetida a uma força harmônica. Essas expressões são apresentadas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Função de resposta adimensional no domínio da frequência quando a estrutura é submetida a uma força harmônica.

Estrutura	$H_{\eta}(\beta) = \frac{-\beta^2 B_2 + i\beta B_1 + B_0}{\beta^4 A_4 - i\beta^3 A_3 - \beta^2 A_2 + i\beta A_1 + A_0}$ $B_0 = \alpha^2 \quad B_1 = 2\xi_p \alpha \quad B_2 = 1$ $A_0 = \alpha^2 \quad A_1 = 2\xi_p \alpha + 2\xi_s \alpha^2$ $A_2 = 1 + 4\xi_p \alpha \xi_s + \alpha^2(1 + \mu)$ $A_3 = 2\xi_s + 2\xi_p \alpha(1 + \mu) \quad A_4 = M_s M_p L^2$ $\eta = \frac{y}{H} \quad \beta = \frac{\omega}{\omega_s} \quad \alpha = \frac{\omega_p}{\omega_s} \quad \omega_p = \sqrt{\frac{K_p + M_p g L}{M_p L^2}}$
Pêndulo	$H_{\theta}(\beta) = \frac{-\beta^2 B_2 + i\beta B_1 + B_0}{\beta^4 A_4 - i\beta^3 A_3 - \beta^2 A_2 + i\beta A_1 + A_0}$ $B_0 = 0 \quad B_1 = 0 \quad B_2 = 1$ $A_0 = \delta \alpha^2 \quad A_1 = -2\delta \xi_p \alpha - 2\delta \xi_s \alpha^2$ $A_2 = -\delta - 4\delta \xi_p \xi_s \alpha - \delta \alpha^2(1 + \mu)$ $A_3 = M_s C_p + M_p C_p + M_p C_s L^2 \quad A_4 = M_s M_p L^2$

Sendo:

$$\omega_p: \quad \text{Frequência natural do pêndulo} \quad \omega_p = \sqrt{(K_p + M_p g L)/M_p L^2}$$

3.3 FUNÇÃO DE RESPOSTA NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA PARA UM SISTEMA DE UM GRAU DE LIBERDADE COM PÊNDULO ACOPLADO SUBMETIDO A UMA EXCITAÇÃO NA BASE

Neste caso, considera-se a estrutura submetida a uma aceleração na base $\ddot{y}_0(t)$ como se mostra na Figura 3.3:

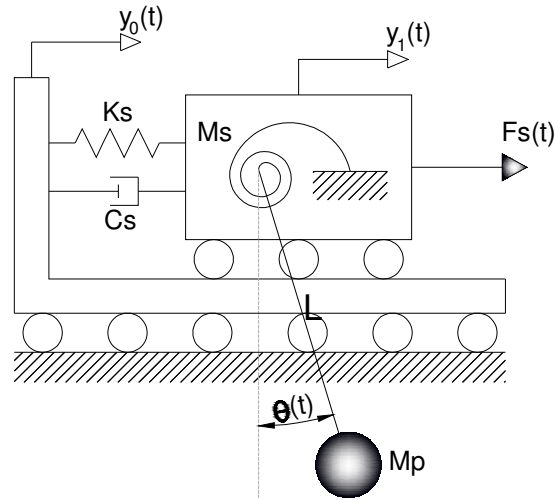


Figura 3.3 - Estrutura submetida a uma aceleração harmônica-na base, com pêndulo linear acoplado

As equações de movimento considerando pequenos deslocamentos no pêndulo são:

$$(M_s + M_p)\ddot{y} + M_p L\ddot{\theta} + C_s\dot{y} + K_s y = -(M_s + M_p)\ddot{y}_0(t) \quad (3.19)$$

$$M_p L\ddot{y} + M_p L^2\ddot{\theta} + C_p\dot{\theta} + (K_p + M_p g L)\theta = -M_p L\ddot{y}_0(t) \quad (3.20)$$

Sendo

$y(t)$: Deslocamento relativo do sistema principal em relação à base $y(t) = y_1(t) - y_0(t)$

$y_1(t)$: Deslocamento absoluto do sistema principal

$y_0(t)$: Deslocamento da base

$\ddot{y}_0(t)$: Aceleração da base

$\theta(t)$: Deslocamento relativo do pêndulo em relação ao sistema principal

Fazendo $\ddot{y}_0 = e^{i\omega t}$, $y(t) = H_y(\omega)e^{i\omega t}$ e $\theta(t) = H_\theta(\omega)e^{i\omega t}$ e substituindo nas equações 3.19 e 3.20, tem se:

$$[-(M_s + M_p)\omega^2 + C_s i\omega + K_s]H_y(\omega) - M_p L\omega^2 H_\theta(\omega) = -(M_s + M_p) \quad (3.21)$$

$$-M_p L\omega^2 H_y(\omega) + [-M_p L^2\omega^2 + C_p i\omega + (K_p + M_p g L)]H_\theta(\omega) = -M_p L \quad (3.22)$$

Reescrevendo matricialmente

$$\begin{bmatrix} -(M_s + M_p)\omega^2 + C_s i\omega + K_s & -M_p L\omega^2 \\ -M_p L\omega^2 & -M_p L\omega^2 + C_p i\omega + (K_p + M_p gL) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_y(\omega) \\ H_\theta(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -M_s - M_p \\ -M_p L \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

A solução do sistema de equações é apresentada na Tabela 3.3:

Tabela 3.3 - Função de resposta no domínio da frequência quando a estrutura é submetida a uma aceleração na base. (Zuluaga,2007)

Estrutura	$H_y(\omega) = \frac{-\omega^2 B_2 + i\omega B_1 + B_0}{\omega^4 A_4 - i\omega A_3 - \omega^2 A_2 + i\omega A_1 + A_0}$ $B_0 = M_s M_p gL + M_s K_p + M_p K_p + M_p^2 gL$ $B_1 = M_s C_p + M_p C_p \qquad B_2 = M_s M_p L^2$ $A_0 = -M_p K_s gL - K_s K_p \qquad A_1 = -M_p C_s gL - C_s K_p - C_p K_s$ $A_2 = -M_s K_p - M_p K_p - M_s M_p gL - M_p^2 gL - C_p C_s + M_p K_s L^2$ $A_3 = -M_s C_p - M_p C_p - M_p C_s L^2 \qquad A_4 = -M_s M_p L^2$
Pêndulo	$H_\theta(\omega) = \frac{-\omega^2 B_2 + i\omega B_1 + B_0}{\omega^4 A_4 - i\omega A_3 - \omega^2 A_2 + i\omega A_1 + A_0}$ $B_0 = M_p K_s L$ $B_1 = M_p C_s L \qquad B_2 = 0$ $A_0 = -M_p K_s gL - K_s K_p \qquad A_1 = -M_p C_s gL - C_s K_p - C_p K_s$ $A_2 = -M_s K_p - M_p K_p - M_s M_p gL - M_p^2 gL - C_p C_s + M_p K_s L^2$ $A_3 = -M_s C_p - M_p C_p - M_p C_s L^2 \qquad A_4 = -M_s M_p L^2$

Assim como no caso da função de resposta no domínio da frequência quando a estrutura é submetida a uma força, para uma excitação na base pode-se também considerar as equações de movimento na sua forma adimensional. Foram utilizadas para este caso as seguintes quantidades adimensionais:

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{\omega_p}{\omega_s} & \beta &= \omega/\omega_s & \delta &= L/H & \tau &= \omega_s t \\ \mu &= M_p/M_s & \eta &= \frac{y}{H} & \eta_0 &= \frac{y_0}{H} \end{aligned} \quad (3.24)$$

Substituindo as equações 3.24 nas equações 3.19 e 3.20, obtém-se:

$$(1 + \mu)\ddot{\eta} + \mu\delta\ddot{\theta} + 2\xi_s\dot{\eta} + \eta = -(1 + \mu)\ddot{\eta}_0 \quad (3.25)$$

$$\ddot{\eta} + \delta\ddot{\theta} + 2\xi_p\alpha\delta\dot{\theta} + \alpha^2\delta\theta = -\ddot{\eta}_0 \quad (3.26)$$

onde

- η : Relação adimensional entre o descolamento relativo do sistema principal em relação à base e a altura da estrutura.
- η_0 : Relação adimensional entre o descolamento da base e a altura da estrutura.
- α : Relação adimensional entre a frequência natural do pêndulo e a frequência natural da estrutura.
- β : Relação adimensional entre a frequência de excitação e a frequência natural da estrutura.
- μ : Razão entre a massa do pêndulo e a massa da estrutura.
- ξ_s : Razão de amortecimento da estrutura
- ξ_p : Razão de amortecimento do pêndulo
- δ : Relação entre o comprimento do cabo e a altura da estrutura.
- $\theta(t)$: Deslocamento angular do pêndulo.

Considerando que $\ddot{y}_0(t) = e^{i\omega t} = e^{i\beta\tau}$ então $\ddot{\eta}_0(\tau) = e^{i\beta\tau}$. Como foi definido anteriormente que $\eta(\tau) = H_\eta(\beta)e^{i\beta\tau}$ e $\theta(\tau) = H_\theta(\beta)e^{i\beta\tau}$, as derivadas de primeira e segunda ordem serão: $\dot{\eta}(\tau) = i\beta H_\eta(\beta)e^{i\beta\tau}$, $\ddot{\eta}(\tau) = -\beta^2 H_\eta(\beta)e^{i\beta\tau}$, $\dot{\theta}(\tau) = i\beta H_\theta(\beta)e^{i\beta\tau}$ e $\ddot{\theta}(\tau) = \beta^2 H_\theta(\beta)e^{i\beta\tau}$.

Realizando as substituições das equações anteriores nas equações 3.25 e 3.26, chegamos nas seguintes expressões:

$$-\beta^2 H_\eta(\beta) - \beta^2 \mu H_\eta(\beta) - \mu \delta \beta^2 H_\theta(\beta) + 2i\xi_s \beta H_\eta(\beta) + H_\eta(\beta) = -(1 + \mu) \quad (3.27)$$

$$-\beta^2 H_\eta(\beta) - \delta \beta^2 H_\theta(\beta) + 2i\xi_p \alpha \delta \beta H_\theta(\beta) + \alpha^2 \delta H_\theta(\beta) = -1 \quad (3.28)$$

Reescrevendo matricialmente

$$\begin{bmatrix} -(1 + \mu)\beta^2 + 2i\xi_s\beta + 1 & -\mu\delta\beta^2 \\ -\beta^2 & 2i\xi_p\alpha\delta\beta + \alpha^2\delta - \delta\beta^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_\eta(\beta) \\ H_\theta(\beta) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -(1 + \mu) \\ -1 \end{bmatrix} \quad (3.29)$$

Resolvendo o sistema de equações lineares, obtêm-se as funções de resposta no domínio da frequência adimensionais $H_\eta(\beta)$ e $H_\theta(\beta)$ para o caso de uma estrutura submetida a uma excitação na base. Essas expressões são apresentadas na Tabela 3.4.

Tabela 3.4- Função de resposta adimensional no domínio da frequência quando a estrutura é submetida a uma aceleração na base.

Estrutura	$H_{\eta}(\beta) = \frac{-\beta^2 B_2 + i\beta B_1 + B_0}{\beta^4 A_4 - i\beta^3 A_3 - \beta^2 A_2 + i\beta A_1 + A_0}$ $B_0 = \alpha^2(1 + \mu) \quad B_1 = 2\xi_p \alpha(1 + \mu) \quad B_2 = 1$ $A_0 = \alpha^2 \quad A_1 = -2\xi_p \alpha - 2\xi_s \alpha^2$ $A_2 = -1 - 4\xi_p \alpha \xi_s - \alpha^2(1 + \mu)$ $A_3 = -2\xi_s - 2\xi_p \alpha(1 + \mu) \quad A_4 = -1$
Pêndulo	$H_{\theta}(\beta) = \frac{-\beta^2 B_2 + i\beta B_1 + B_0}{\beta^4 A_4 - i\beta^3 A_3 - \beta^2 A_2 + i\beta A_1 + A_0}$ $B_0 = 1 \quad B_1 = 2\xi_s \quad B_2 = 0$ $A_0 = -\delta \alpha^2 \quad A_1 = -2\delta \xi_p \alpha - 2\delta \xi_s \alpha^2$ $A_2 = -\delta - 4\delta \xi_p \xi_s \alpha - \delta \alpha^2(1 + \mu)$ $A_3 = -2\delta(\xi_s + \xi_p \alpha \mu) \quad A_4 = -\delta$

Sendo

$$\omega_p: \quad \text{Frequência natural do pêndulo } \omega_p = \sqrt{(K_p + M_p g L) / M_p L^2}$$

3.4 A SOLUÇÃO DE DEN HARTOG

Ao instalar um AMS em um sistema estrutural, objetiva-se diminuir a amplitude do pico de ressonância para o valor mais baixo possível, a fim de que as amplificações sejam menores ao longo de uma faixa mais ampla de frequência próxima à de ressonância.

Na tentativa de obter o menor pico de ressonância é necessário determinar os parâmetros do AMS que possibilitam uma solução otimizada. Vários critérios para a determinação desses parâmetros são apresentados na literatura (Soong e Dargush,

1997), entre eles o proposto por Den Hartog (1956), o qual desenvolveu uma técnica de otimização com o objetivo de minimizar o deslocamento da estrutura ao considerar um sistema não amortecido ($C = 0$) submetido a uma excitação harmônica. Nesse estudo, foram obtidas expressões para a determinação dos parâmetros ótimos do AMS.

O efeito dinâmico do AMS é medido em comparação ao deslocamento estático. Sabe-se que o fator de amplificação dinâmica, ou resposta em frequência, para um sistema não amortecido submetido a uma excitação senoidal com frequência ω é dado por:

$$R = \frac{y_{max}}{y_{st}} = \sqrt{\frac{(\alpha^2 - \beta^2)^2 + (2\xi_a \alpha \beta)^2}{[(\alpha^2 - \beta^2)(1 - \beta^2) - \alpha^2 \beta^2 \mu]^2 + (2\xi_a \alpha \beta)^2 (1 - \beta^2 - \beta^2 \mu)}} \quad (3.30)$$

onde

y_{st} : deslocamento estático

α : razão de frequência, $\alpha = \omega_a / \omega_s$

ω_a : frequência natural do AMS, $\omega_a = \sqrt{k/m}$

β : razão de frequência forçada do sistema principal, $\beta = \omega / \omega_s$

ξ_a : razão de amortecimento do AMS, $\xi_a = c / c_c = c / 2m\omega_a$

c_c : amortecimento crítico do MAS

μ : razão de massa, $\mu = m / M$

A Figura 3.4 apresenta a variação de R em função de β para $\alpha = 1$, $\mu = 0,05$ e vários valores de ξ_a . Observa-se que, quando o amortecimento do AMS é igual a zero, a amplitude de resposta tende para o infinito no caso das duas frequências naturais do sistema estrutura/AMS. Aumentando o amortecimento do AMS para um valor infinito, a amplitude da resposta tende novamente para o infinito, comportando-se como uma estrutura sem controle com um único grau de liberdade e massa $1,05M$. Para outras duas razões de amortecimento, as curvas apresentam picos com valor finito para R . Portanto, deve haver um valor de ξ_a entre zero e infinito para o qual a amplitude do pico seja mínima.

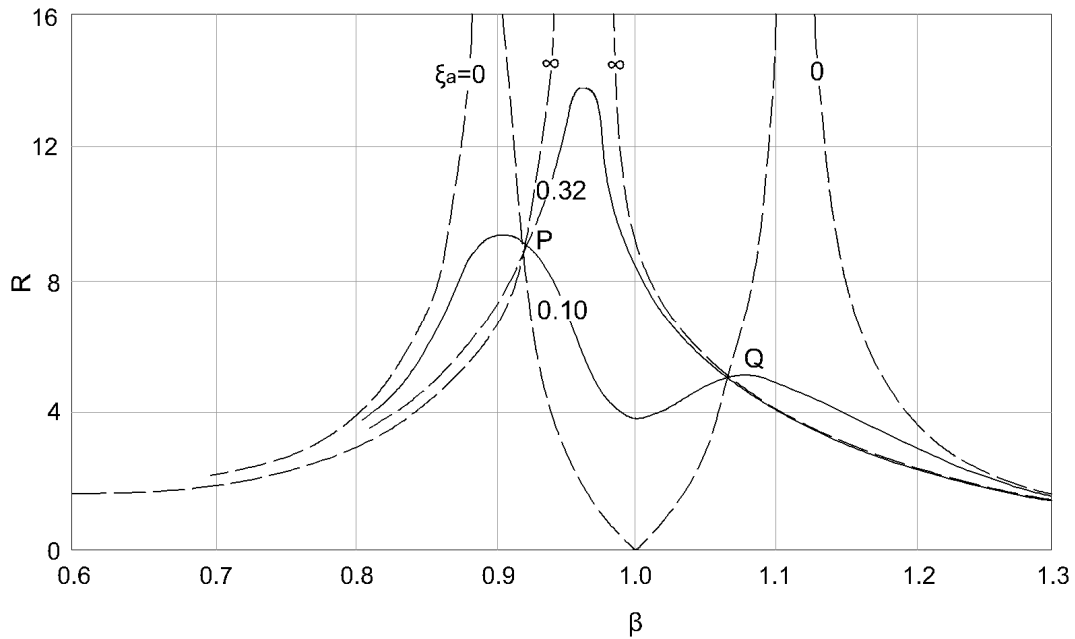


Figura 3.4 - Fator de amplificação dinâmica em função de β ($\mu = 0,05$ $\alpha = 1,00$)
(Soong e Dargush, 1997 modificado)

Ainda ao observar-se a Figura 3.4, percebe-se que existem dois pontos, P e Q , para os quais o valor de R independe da razão de amortecimento do AMS, ξ_a . Esses pontos são chamados de pontos fixos ou invariantes. Segundo Den Hartog (1956), os picos podem ser minimizados, escolhendo-se um valor de α tal que os dois pontos fixos possuam as mesmas amplitudes. Esse valor de α é denominado razão de frequência ótima e é expresso por:

$$\alpha_{\text{ótimo}} = \frac{1}{1 + \mu} \quad (3.31)$$

A amplitude correspondente aos pontos P e Q para $\alpha_{\text{ótimo}}$ é dada por:

$$R = \sqrt{1 + \frac{2}{\mu}} \quad (3.32)$$

A razão ótima de amortecimento do AMS $\xi_{\text{ótimo}}$ pode ser estimada como média de dois valores que maximizam as amplitudes dos pontos fixos na curva R versus β .

$$\xi_{\text{ótimo}} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}} \quad (3.33)$$

Finalmente, um AMS otimizado pode ter suas propriedades de massa, rigidez e amortecimento definidas, inicialmente, adotando-se uma razão de massa, calculando-se os valores dos parâmetros através das expressões ótimas de Den Hartog (1956) e sabendo-se que:

$$\omega_a = \alpha \omega_s \quad (3.34)$$

$$k = \omega_a^2 m \quad (3.35)$$

$$c = 2m\xi_a \omega_a \quad (3.36)$$

3.5 ESPECTROS DE POTÊNCIA

Através dos espectros de potência é possível se realizar o estudo de vibrações aleatórias em estruturas, proporcionando aproximações úteis de uma excitação fisicamente possível. Segundo (Blessmann, 1995), a principal aplicação do espectro de potência é para determinar a composição em frequência de um processo aleatório, dessa forma, definindo uma possível maneira de se determinar um acelerograma

Os espectros de potência dependem da natureza do movimento e podem ser bastante diferentes de um caso para outro. Assim, as dificuldades para a escolha de um espectro padrão são óbvias.

Neste trabalho foram utilizados dois espectros de potência, o Modelo de Davenport para a simulação da força aplicada na estrutura e o Modelo de Kanai-Tajimi para a aceleração na base.

3.5.1 Modelo de Davenport

Baseado em um grande número de medidas feitas em terrenos de diversas rugosidades, e em alturas de variaram entre 8m e 151m, Davenport sugeriu a seguinte expressão para o espectro de energia da componente longitudinal da turbulência, em ventos fortes (Blessmann, 1995).

$$S_1(f) = \frac{2X_1^2}{3(1 + X_1^2)^{4/3}} \frac{S_0}{f} \quad (3.37)$$

$$X_1 = \frac{1200f}{\bar{V}(10)} \quad (3.38)$$

$$S_w(f) = \rho_a^2 C_D^2 \bar{V}(10)^2 A^2 S_1(f) \quad (3.39)$$

Sendo,

$S_1(f)$: densidade espectral da componente longitudinal da turbulência na frequência f ;

S_0 densidade espectral do ruído branco

f : frequência em Hertz;

X_1 : frequência adimensional

$\bar{V}(10)$: velocidade média horária a 10m de altura, em m/s

$S_w(f)$: densidade espectral da força do vento na frequência f

ρ_a : massa específica do ar

C_D : coeficiente de arrasto

A : área projetada

O espectro de Davenport não representa bem os valores obtidos em baixas frequências, que são de pouco interesse para a engenharia estrutural, por outro lado é uma expressão que tem sido muito utilizada, pois está em boa concordância com os dados em uma variedade de terrenos nas frequências de interesse para aplicações na engenharia estrutural (3Hz a 0,1Hz, normalmente).

A curva correspondente a este espectro é apresentada na Figura 3.5

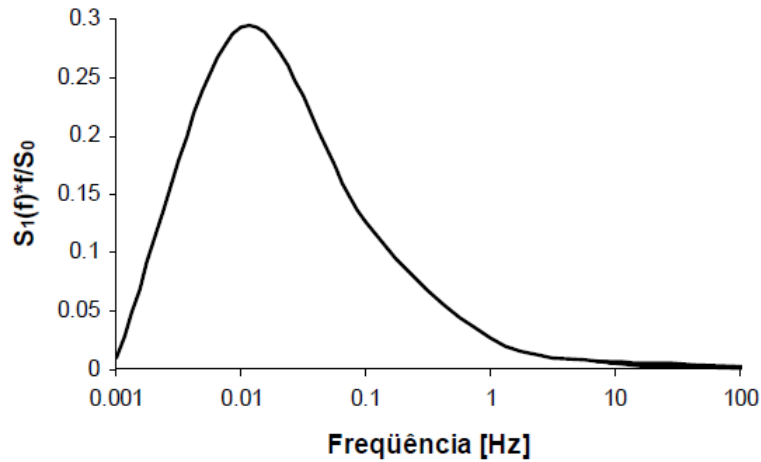


Figura 3.5 - Espectro de Davenport (Zuluaga, 2007)

3.5.2 Modelo de Kanai-Tajimi

Uma outra forma, utilizada neste trabalho, é o modelo de ruído branco filtrado da formulação que se segue, atribuída a Kanai (1957) e a Tajimi (1960), conhecido como Modelo de Kanai-Tajimi.

No caso do ruído branco, a função densidade espectral da excitação não considera a dependência da frequência. Numa situação real, as propriedades do solo do local produzem uma alteração nas propriedades dinâmicas da excitação. Para incluir o efeito do local, a excitação sísmica é geralmente modelada com o espectro de Kanai-Tajimi (Lee *et al.*, 2006).

O efeito da excitação sísmica, modelado através do espectro de Kanai-Tajimi é dado pela seguinte expressão:

$$S_g(f) = \frac{1 + 4\xi_g^2(f/f_g)^2}{[1 - (f/f_g)^2]^2 + (2\xi_g f/f_g)^2} S_0 \quad (3.40)$$

Sendo,

$S_g(f)$: densidade espectral da aceleração na frequência f

f_g : frequência característica dos mantos de solo no local(Hz)

ξ_g : razão de amortecimento dos mantos de solo do local

Na Figura 3.6 é apresentado um espectro típico de Kanai-Tajimi.

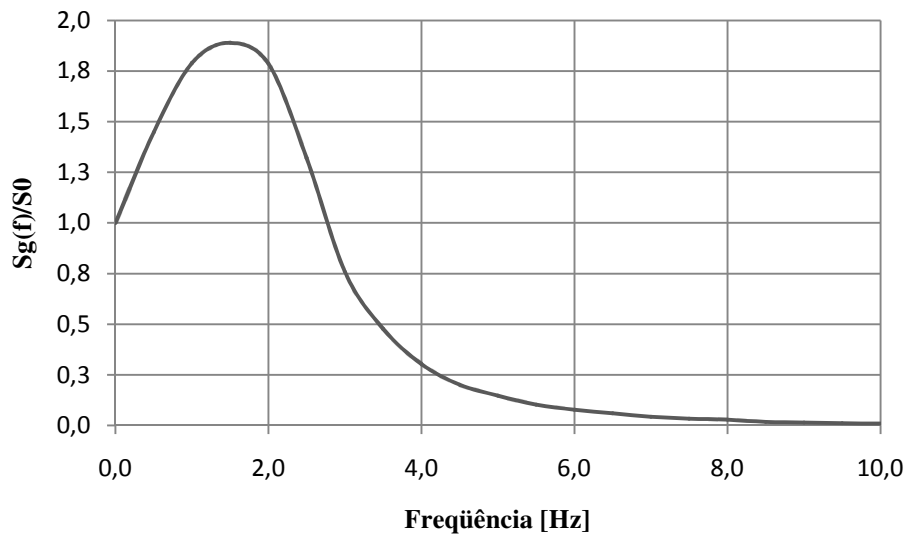


Figura 3.6 - Espectro de Kanai-Tajimi

3.6 RESPOSTA NO DOMÍNIO DO TEMPO

As equações de movimento de um sistema estrutural de n graus de liberdade com controle, excitado por um carregamento dinâmico, na forma matricial, são dadas por:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{y}}(\mathbf{t}) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{y}}(\mathbf{t}) + \mathbf{K}\mathbf{y}(\mathbf{t}) = \mathbf{E}\mathbf{F}(\mathbf{t}) \quad (3.41)$$

Onde \mathbf{M} , \mathbf{C} e \mathbf{K} são respectivamente as matrizes de ordem $n \times n$ de massa, amortecimento e rigidez.

As equações de movimento (3.41) podem ser representadas de outra maneira na forma de equações de estado. Trata-se de um conjunto de equações diferenciais simultâneas de primeira ordem. Essa representação é muito utilizada na solução de problemas da teoria de controle moderna. Assim, as Equações (3.41) tomam a forma:

$$\dot{\mathbf{z}}(\mathbf{t}) = \mathbf{A}\mathbf{z}(\mathbf{t}) + \mathbf{B}\mathbf{F}(\mathbf{t}) \quad (3.42)$$

Onde $\mathbf{z}(\mathbf{t})$ é o vetor de estado de ordem $2n$, na forma

$$\mathbf{z}(\mathbf{t}) = \begin{bmatrix} \mathbf{y}(\mathbf{t}) \\ \dot{\mathbf{y}}(\mathbf{t}) \end{bmatrix} \quad (3.43)$$

A matriz de estado de ordem $(2n \times 2n)$ é dada por:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} \end{bmatrix} \quad (3.44)$$

e a matriz que fornece a posição das forças externas é:

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{M}^{-1}\mathbf{E} \end{bmatrix} \quad (3.45)$$

A solução das equações (3.42) é obtida por técnicas de integração numérica. Neste trabalho é utilizado o algoritmo de Runge-Kutta de quarta ordem.

3.7 GERAÇÃO DE SISMOS SIMULADOS

Um acelerograma pode ser compreendido como a soma de varias séries harmônicas. Cada uma destas séries tem associado um determinado valor de frequência ω_m , de amplitude A_m e de fase na origem ϕ_m . Um processo aleatório com média zero e função densidade espectral $S_x(\omega_m)$ pode ser simulado através da seguinte expressão (Aldemir, 2003).

$$F(t) = \sum_{m=1}^N A_m \cos(\omega_m t + \phi_m) \quad (3.46)$$

onde,

$$A_m = [2S(\omega_m)\delta_\omega]^{1/2} \quad (3.47)$$

$$\omega_m = m\delta_\omega \quad (3.48)$$

$$\delta_\omega = \frac{\omega_u}{N} \quad (3.49)$$

$$\omega_u = \frac{2\pi}{\delta_t} \quad (3.50)$$

sendo que ϕ_m denota os ângulos distribuídos uniformemente entre 0 e 2π ; ω_u é o subintervalo máximo da frequência, δ_t é o intervalo de tempo da amostra e N é um número positivo suficientemente grande.

Em vez de se utilizar a Eq.(3.46), incluindo apenas a soma dos cossenos, a técnica da Transformada Rápida de Fourier pode ser usada na Eq.(3.51), o que resulta na redução do tempo computacional. Para ser capaz de tirar vantagem da técnica, M deve ser uma potência inteira de 2 dado como $M = 2^\rho$, onde ρ é um inteiro positivo.

$$F(p\delta t) = \text{Re} \left\{ \sum_{n=0}^{M-1} B_n e^{in2\pi/M} \right\}, \quad p = 0, 1, 2, \dots, M-1, M \geq 2N \quad (3.51)$$

onde

$$B_n = \sqrt{2} [2S(n\delta\omega)\delta\omega]^{1/2} e^{i\phi_n} \quad (3.52)$$

3.8 PARÂMETRO ESTATÍSTICO

O valor quadrático médio ou RMS (*root mean square*) é uma medida estatística da magnitude de uma quantidade variável. Pode-se calcular para uma série de valores discretos ou para uma função variável contínua. O nome deriva do fato de que é a raiz quadrada da média aritmética dos quadrados dos valores.

O valor quadrado médio de x, $E[x^2]$, sendo E o valor esperado ou esperança matemática da variável aleatória x é dado por:

$$E[x^2] = \int_{-\infty}^{\infty} x^2 p(x) dx \quad (3.53)$$

onde $p(x)$ é a função densidade de probabilidade da variável aleatória x.

O desvio padrão da variável x, usualmente denotado por σ , e a variância por σ^2 , estão definidas por:

$$\sigma^2 = E[(x - E[x])^2] \quad (3.54)$$

Ao se desenvolver o produto notável da Equação 3.54 levando em conta que o valor médio de uma soma de termos é igual a soma dos valores médios de cada termo separadamente, e que o valor médio de uma constante é a constante, tem-se:

$$\sigma^2 = E[x^2] - (E[x])^2 \quad (3.55)$$

Portanto para um processo aleatório com valor médio igual a zero, o valor quadrado médio é igual à variância.

3.9 OTIMIZAÇÃO

Conforme apresentado por (Marcilio, 2006), otimização é um problema matemático com muitas aplicações no “mundo real”. Consiste em encontrar os mínimos e os máximos de uma função de várias variáveis, definida numa determinada região do espaço multidimensional. A linguagem utilizada pela otimização para expressar os problemas é conhecida como programação matemática, que trata do estudo de problemas de otimização e o desenvolvimento de métodos para resolvê-los.

Cada vez mais o processo de otimização tem sido utilizado em problemas de diversas áreas de engenharia, economia e indústrias, onde os responsáveis pela tomada de decisões buscam na otimização ferramentas para maximizar lucros e minimizar custos.

O problema geral de otimização é expresso em programação matemática como:

$$\begin{array}{ll} \text{minimizar} & f(x) \\ \text{sujeito a} & h_i(x) = 0 \quad i = 1, 2, \dots, p \\ & g_i(x) \leq 0 \quad i = 1, 2, \dots, m \end{array}$$

Caso o problema seja de maximizar f , têm-se que maximizar $f(x)$ é equivalente a minimizar $-f(x)$.

A função $f(x)$ é chamada de função objetivo e as funções $h(x)$ e $g(x)$ são as restrições do problema, o conjunto nos quais as restrições estão contidas é chamado de conjunto

viável. Dependendo das características da função objetivo, das restrições e do conjunto viável, têm-se os diferentes problemas de otimização.

3.9.1 Procedimento de busca numérica

Em teoria da decisão, o Minmax (ou minimax) é um procedimento de busca numérica utilizado para minimizar a perda máxima ou maximizar o ganho mínimo possível. Bastante utilizado na teoria dos jogos trata-se de um processo de tomada de decisão na presença de incertezas.

Neste trabalho foi utilizado esse procedimento para a minimização da amplitude máxima da função de resposta no domínio da frequência para os casos em que a estrutura é submetida a uma força harmônica e também para os casos em que essa estrutura é submetida a uma aceleração na base.

Tsai e Lin(1993) mostram que a busca da diminuição da amplitude do pico de ressonância para o valor mais baixo possível pode acontecer tanto através das formulações de Den Hartog para os casos dos sistemas não amortecidos, em que as equações dos parâmetros ótimos são obtidas de forma literal, como também através da busca numérica Minmax, onde são realizadas várias combinações dos parâmetros de forma a armazenar aqueles que representam as menores amplitudes máximas.

Assim, realizam-se repetidas tentativas de variação de cada um dos parâmetros dentro da função de resposta em frequência, a cada tentativa são estipulados os intervalos para a variação de cada parâmetro e o número de valores discretos a considerar dentro dos intervalos incluindo os extremos. Concluída a busca numérica, os sub-intervalos que contêm os valores que tornam o AMS mais eficiente são refinados para uma nova tentativa.

O programa computacional varia os parâmetros do sistema de controle (razão de massa, razão de amortecimento do pêndulo, razão de amortecimento da estrutura, razão entre a frequência natural do pêndulo e da estrutura e razão de frequência forçada do sistema principal) e calcula o valor da função de resposta em frequência para cada um dos casos analisados. Posteriormente é armazenado o menor valor da resposta encontrado entre todas as combinações dos parâmetros. A busca numérica é encerrada quando todos os

parâmetros são combinados entre si, obtendo-se a combinação que produziu o menor valor da resposta a ser controlada e conseqüentemente os parâmetros ótimos.

O estudo numérico foi realizado de maneira sistemática por meio da implementação e rotinas computacionais em FORTRAN e no programa de álgebra simbólica MAPLE.

4 ESTUDO NUMÉRICO

O sistema de dez graus de liberdade analisado por Villaverde e Koyama (1993) e posteriormente por Avila et al. (2006) e Zuluaga (2007), foi reduzido a um grau de liberdade por intermédio da análise modal conforme descrito no item 3.1.2. As propriedades de massa e rigidez da estrutura e as frequências de vibração são apresentadas na Figura 4.1 e Tabela 4.1, respectivamente.

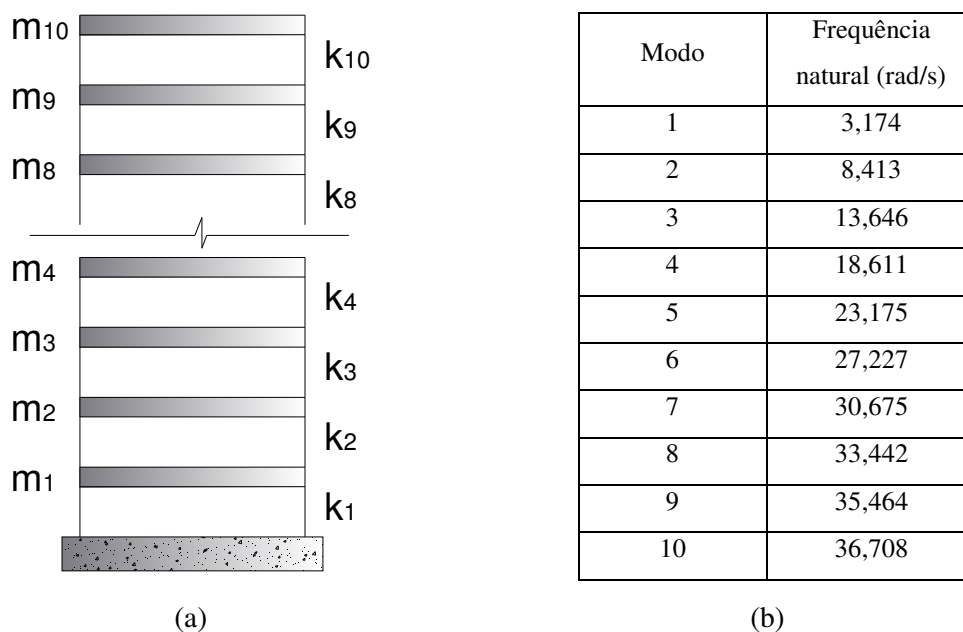


Figura 4.1 - (a) Edifício de dez andares; (b) Frequências naturais de vibração

Tabela 4.1 - Propriedades por andar da estrutura analisada		
Andar	Rigidez(MN/m)	Massa(Kg)
1	62,47	179000
2	59,26	170000
3	56,14	161000
4	53,02	152000
5	49,91	143000
6	46,79	134000
7	43,67	125000
8	40,55	116000
9	37,43	107000
10	34,31	98000

A taxa de amortecimento do modo fundamental é admitida como sendo 2% e assume-se a matriz de amortecimento da estrutura proporcional à sua matriz de rigidez, portanto, apresentando as seguintes propriedades: massa modal $M_s = 589100,0Kg$, amortecimento modal $C_s = 74797,0N.s/m$, e rigidez modal $K_s = 5935000,0N/m$. A rigidez do pêndulo é mantida fixa em todos os casos, cujo valor é $K_p = 490377,9N/m$. A análise desse sistema de dez graus de liberdade é realizada apenas com o intuito de se comparar os parâmetros ótimos obtidos através da busca Minmax com os apresentados por Zuluaga (2007).

4.1 ESTRUTURA SUBMETIDA A UMA FORÇA HARMÔNICA

Para o caso da estrutura submetida a uma força harmônica, o desenvolvimento e resolução das equações adimensionais mostradas na Tabela 3.2 e Tabela 3.4, apresentam na solução o mesmo comportamento mostrado por Den Hartog descrito no item 3.4, observa-se que o gráfico mostrado na Figura 4.2, criado a partir das equações adimensionais, é semelhante ao apresentado por Soong e Dargush na Figura 3.4.

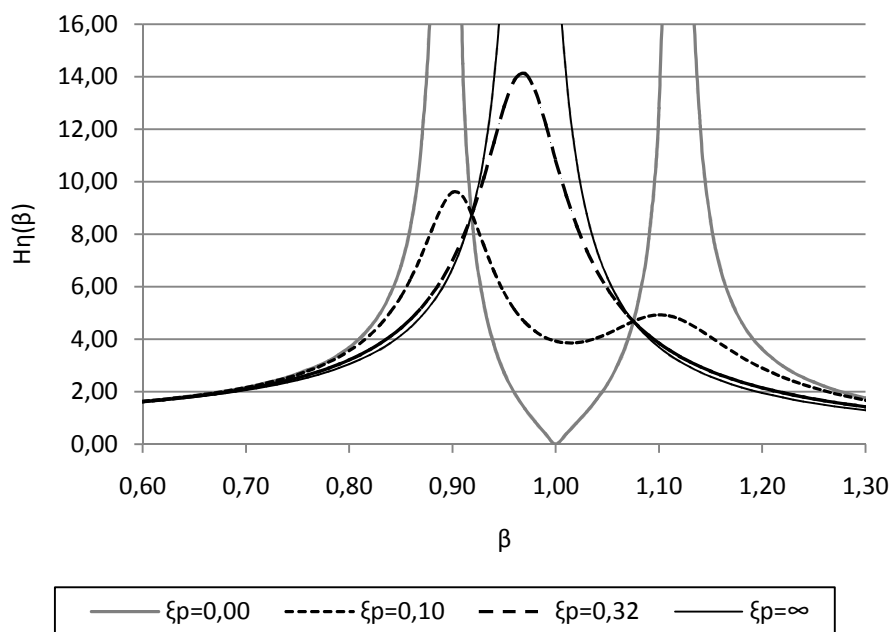


Figura 4.2 - Resposta em frequência $H_{\eta}(\beta)$ (adimensional) da estrutura submetida a uma força harmônica (Equação adimensional, $\mu = 0,05$ $\alpha = 1,00$ $\xi_s = 0,00$)

Na Figura 4.3 é apresentada a comparação da otimização entre dois procedimentos para uma estrutura sem amortecimento, a curva cheia representa os valores da função de resposta em frequência obtidos a partir da busca Minmax, já na curva tracejada são apresentados os valores obtidos a partir dos parâmetros propostos por Den Hartog e por último é mostrada a curva pontilhada para a estrutura sem nenhum tipo de controle.

Observa-se que a estrutura otimizada através da busca Minmax em relação à otimizada através dos parâmetros ótimos de Den Hartog apresenta uma amplitude máxima de pico 10,86% superior, por sua vez se compararmos as amplitudes no ponto de ressonância o procedimento da busca Minmax apresenta melhores resultados haja vista que reduz a amplitude de resposta em 34,23%, portanto ambos apresentam bons resultados.

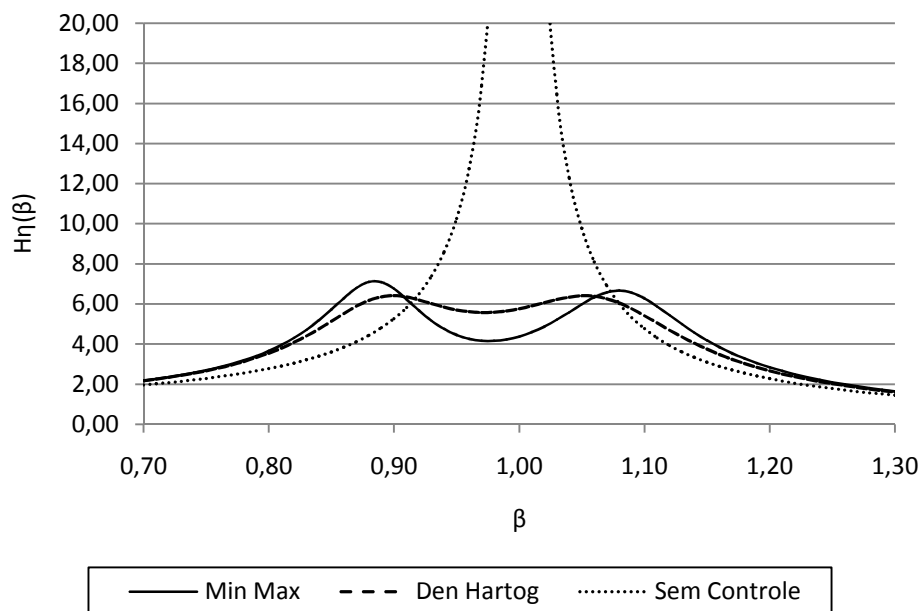


Figura 4.3 - Resposta em frequência adimensional da estrutura submetida a uma força harmônica com os parâmetros de Den Hartog e Busca Minmax ($\mu = 0,05$ $\xi_s = 0,00$)

No gráfico da Figura 4.3 o valor de α é exatamente igual para as duas curvas, uma vez que a formulação de Den Hartog resulta para este caso $\alpha = 1/(1 + \mu) = 0,9523$ e através do procedimento de busca numérica Minmax foi encontrado $\alpha = 0,9523$.

A amplitude de vibração de sistemas amortecidos não possui o mesmo comportamento para sistemas não amortecidos uma vez que $\xi_s \neq 0$. As curvas das funções de resposta para diferentes taxas de amortecimento não passará por nenhum ponto fixo ou invariante, portanto a solução fechada dos parâmetros ótimos para sistemas amortecidos

não pode ser determinada da mesma forma que se obtêm para os não amortecidos. Os parâmetros ótimos podem, entretanto ser determinados por meio de uma busca numérica de modo a se obter o menor pico da resposta.

Para se determinar os valores ótimos para ξ_p , $H\eta$ e α para um valor específico de μ e ξ_s , utiliza-se um processo numérico iterativo onde se combinam vários valores de ξ_p e α na equação da função de resposta encontrando assim os valores que determinam as máximas amplitudes. Uma vez encontradas e armazenadas as máximas amplitudes, faz-se uma nova busca para encontrar a menor delas, ou seja, encontram-se os parâmetros que determinam as mínimas amplitudes máximas.

Este procedimento numérico é repetido várias vezes para os diferentes valores de ξ_s , ξ_p e α para se encontrar o menor valor máximo da amplitude de resposta $H\eta$, pois uma vez que se deseje projetar uma estrutura os parâmetros ótimos já estão tabelados. Vale ressaltar que os parâmetros ótimos apresentados nas tabelas 4.2 e 4.3 são gerais, e são, portanto, válidos para qualquer estrutura.

Tabela 4.2 – Parâmetros ótimos da função de resposta em frequência para uma estrutura submetida a uma força harmônica ($\xi_s = 0,00$ e $\xi_s = 0,02$)

μ	$\xi_s = 0,00$			$\xi_s = 0,02$		
	ξ_p	α	$H\eta$	ξ_p	α	$H\eta$
0,005	0,0426	0,9952	20,0962	0,0461	0,9930	11,7447
0,010	0,0616	0,9900	14,1965	0,0632	0,9870	9,4717
0,015	0,0749	0,9852	11,5941	0,0784	0,9810	8,2800
0,020	0,0849	0,9805	10,0574	0,0898	0,9760	7,4581
0,025	0,0954	0,9756	9,0053	0,0974	0,9710	6,8722
0,030	0,1037	0,9709	8,2303	0,1050	0,9660	6,4228
0,035	0,1122	0,9662	7,6295	0,1126	0,9610	6,0571
0,040	0,1207	0,9615	7,1461	0,1202	0,9560	5,7510
0,045	0,1278	0,9569	6,7459	0,1297	0,9510	5,4910
0,050	0,1345	0,9523	6,4081	0,1373	0,9460	5,2691
0,055	0,1399	0,9479	6,1177	0,1433	0,9413	5,0731
0,060	0,1456	0,9434	5,8648	0,1464	0,9368	4,9020
0,065	0,1514	0,9390	5,6419	0,1547	0,9320	4,7469
0,070	0,1562	0,9346	5,4438	0,1590	0,9275	4,6085
0,075	0,1628	0,9302	5,2657	0,1641	0,9230	4,4827
0,080	0,1668	0,9259	5,1051	0,1687	0,9185	4,3679
0,085	0,1723	0,9216	4,9589	0,1751	0,9139	4,2622
0,090	0,1765	0,9174	4,8253	0,1783	0,9097	4,1653
0,095	0,1810	0,9132	4,7025	0,1830	0,9053	4,0753
0,100	0,1859	0,9090	4,5893	0,1875	0,9010	3,9915

Aplicou-se este procedimento de busca numérica para um sistema com quatro diferentes taxas de amortecimento, $\xi_s = 0,00$, $\xi_s = 0,02$, $\xi_s = 0,05$ e $\xi_s = 0,10$, encontrando as mínimas amplitudes máximas e os correspondentes parâmetros ótimos para diferentes razões de massa, variando o valor de μ de 0,005 até 0,1 com variação de 0,005. Estes valores são apresentados na Tabela 4.2 e Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Parâmetros ótimos da função de resposta em frequência para uma estrutura submetida a uma força harmônica ($\xi_s = 0,05$ e $\xi_s = 0,10$)

μ	$\xi_s = 0,05$			$\xi_s = 0,10$		
	ξ_p	α	$H\eta$	ξ_p	α	$H\eta$
0,005	0,0495	0,9875	7,1093	0,0550	0,9740	4,2743
0,010	0,0675	0,9807	6,2521	0,0700	0,9672	3,9774
0,015	0,0821	0,9743	5,7197	0,0875	0,9580	3,7668
0,020	0,0923	0,9683	5,3370	0,0987	0,9511	3,6085
0,025	0,1024	0,9624	5,0400	0,1095	0,9440	3,4822
0,030	0,1108	0,9568	4,8000	0,1176	0,9384	3,3735
0,035	0,1216	0,9512	4,5996	0,1270	0,9314	3,2793
0,040	0,1273	0,9458	4,4272	0,1323	0,9256	3,1947
0,045	0,1367	0,9405	4,2785	0,1380	0,9199	3,1219
0,050	0,1407	0,9353	4,1462	0,1439	0,9139	3,0566
0,055	0,1478	0,9302	4,0288	0,1520	0,9082	2,9964
0,060	0,1547	0,9251	3,9234	0,1567	0,9028	2,9413
0,065	0,1590	0,9203	3,8273	0,1620	0,8973	2,8920
0,070	0,1643	0,9154	3,7398	0,1705	0,8921	2,8446
0,075	0,1690	0,9106	3,6595	0,1732	0,8868	2,8017
0,080	0,1744	0,9059	3,5854	0,1813	0,8816	2,7611
0,085	0,1781	0,9013	3,5167	0,1834	0,8766	2,7231
0,090	0,1832	0,8966	3,4527	0,1927	0,8716	2,6875
0,095	0,1892	0,8920	3,3929	0,1932	0,8668	2,6540
0,100	0,1925	0,8875	3,3368	0,1972	0,8620	2,6222

As variações das amplitudes máximas em função da razão de massa (μ) para diferentes valores de ξ_s são apresentadas graficamente na Figura 4.4, observa-se que a partir do momento que se aumenta a razão de massa do amortecedor otimizado, o valor do pico de resposta tende-se a ir reduzindo para um valor assintótico, mostrando que ao se adotar $\mu = 0,1$ tem-se um bom parâmetro de projeto para diferentes taxas de amortecimento da estrutura, e que o fato de se aumentar ainda mais a razão de massa não trará ganhos significativos para a estrutura.

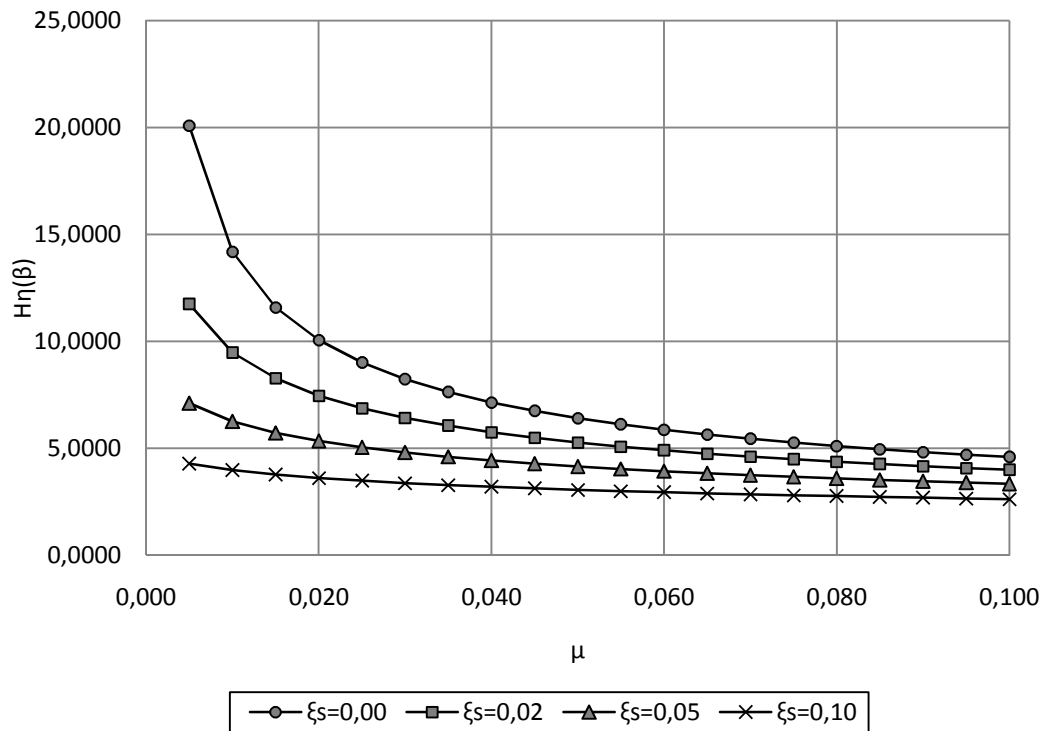


Figura 4.4 – Resposta máxima do sistema otimizada pela busca Minmax

As relações entre a frequência natural do pêndulo e a frequência natural da estrutura, tanto para sistemas amortecidos como para não amortecidos, são apresentadas no gráfico da Figura 4.5 em função da razão de massa, observa-se que à medida que o valor do amortecimento da estrutura (ξ_s) é aumentado, mais os parâmetros se afastam dos encontrados para o sistema não amortecido.

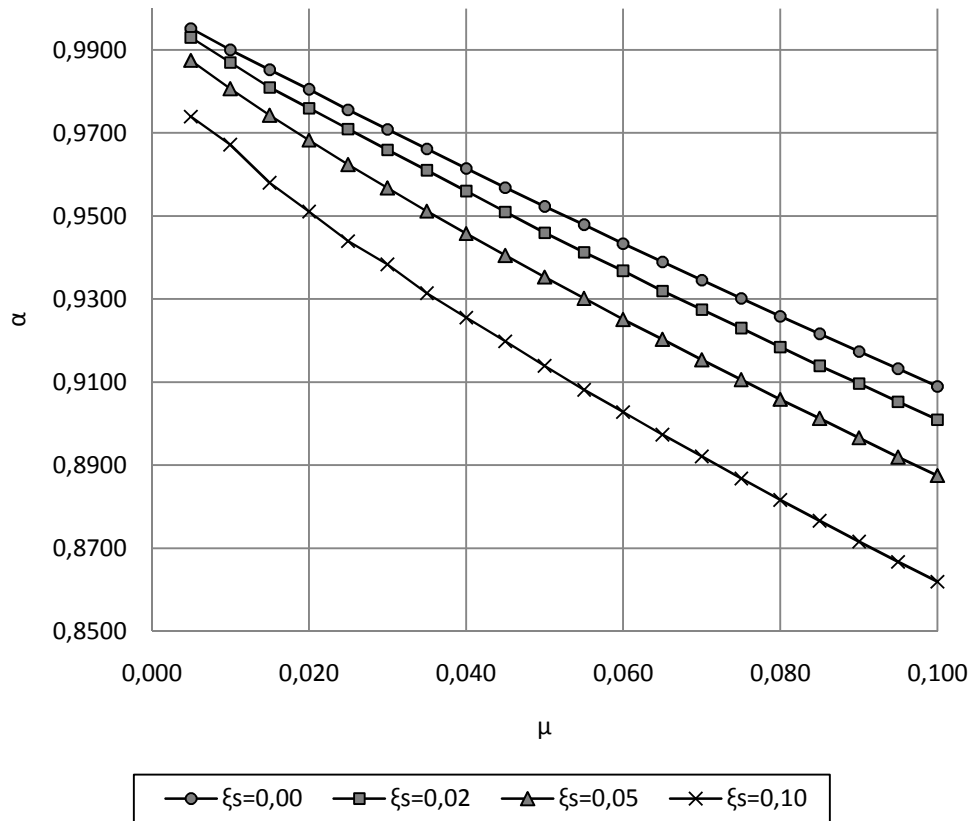


Figura 4.5 – Razão entre frequências otimizadas para a estrutura submetida a uma força harmônica

Conforme a Figura 4.6, ao analisar a razão de amortecimento do pêndulo em função da razão de massa, o comportamento referente ao afastamento em relação ao sistema não amortecido se repete, pois à medida que se aumenta a razão de amortecimento, as curvas tendem a afastar da curva que representa a estrutura não amortecida.

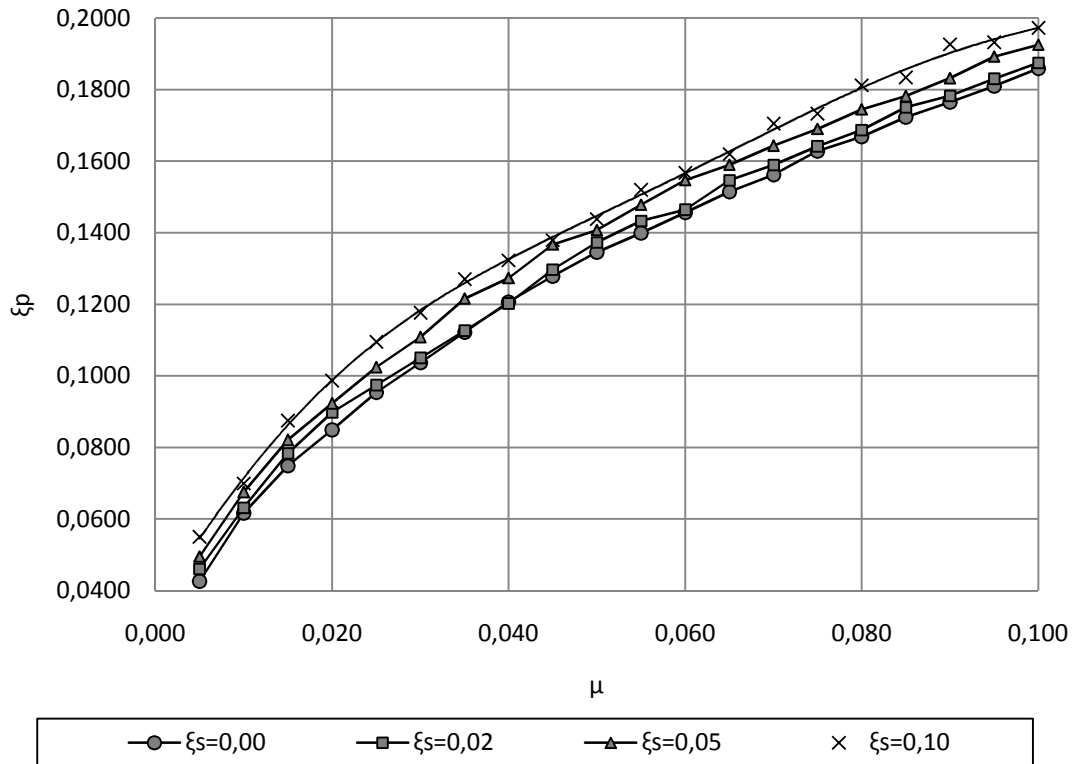


Figura 4.6 – Amortecimento ótimo do pêndulo para a estrutura submetida a uma força harmônica

A evolução dos deslocamentos da estrutura quando submetida a uma força harmônica é apresentada no gráfico da Figura 4.7, nesta análise adotou-se o amortecimento da estrutura ($\xi_s = 0,02$) e a razão de massa ($\mu = 0,01$), para determinar os valores dos deslocamentos foram utilizados os parâmetros ótimos apresentados por (Zuluaga, 2007) encontrados através do valor quadrado médio, e os parâmetros determinados através da busca Minmax tabelados neste trabalho, comparou-se ainda com valores determinados a partir de uma estrutura sem nenhum tipo de controle.

A força harmônica aplicada continuamente no tempo foi $F(t) = F_0 \text{sen}(\omega t)$ em N, sendo $F_0 = 10^3 \text{N}$. Na forma adimensional a força se torna $f_s(t) = f_{s_0} \text{sen}(\beta \tau)$ sendo f_{s_0} determinado pela quantidade adimensional apresentada na Equação (3.13) resultando em $f_{s_0} = 5,62 \cdot 10^{-6}$, para este caso foi utilizado também $\beta = 1$, ou seja, $\omega = \omega_s$ implicando em uma situação de ressonância que é a mais crítica para o sistema estrutural.

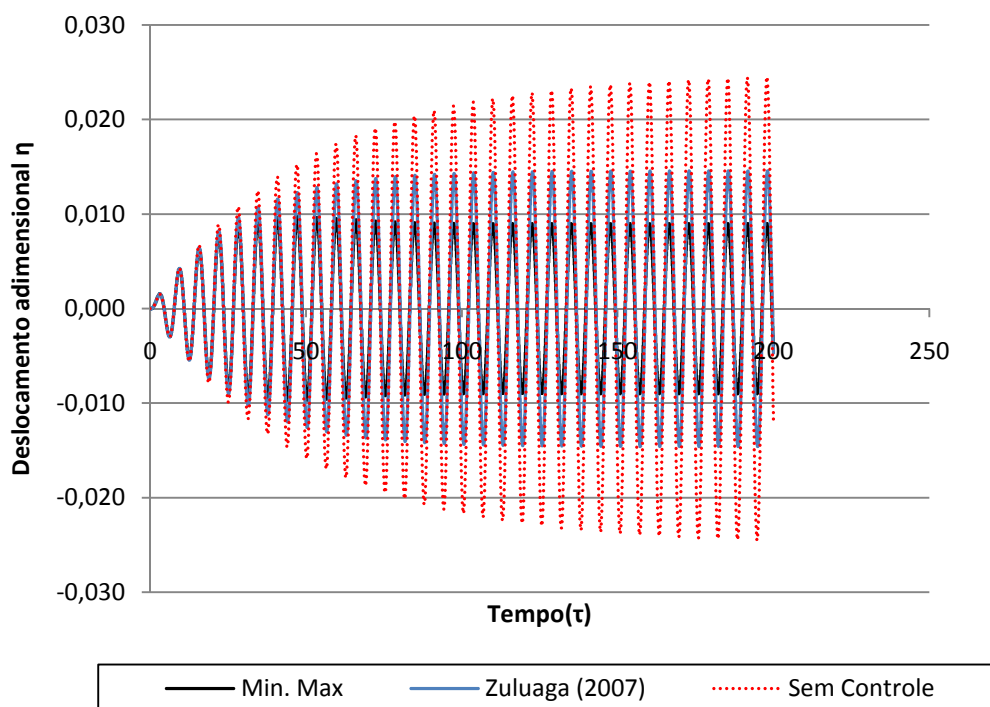


Figura 4.7 – Deslocamento da estrutura submetida a uma força harmônica utilizando busca Min. Max e Valor Quadrado Médio ($\mu = 0,01$ $\xi_s = 0,02$)

Conforme apresentado na Tabela 4.4, se comparados os deslocamentos máximos da estrutura obtidos através dos parâmetros da busca Minmax em relação aos deslocamentos máximos obtidos através do valor quadrado médio encontrados por Zuluaga (2007), percebe-se que estes apresentam valores 50,38% superiores aos da busca Minmax.

Por sua vez, se forem comparados os deslocamentos máximos obtidos a partir da busca Minmax com os deslocamentos máximos da estrutura sem nenhum tipo de controle, ocorre um aumento de 153,22% nesses deslocamentos em relação à busca Minmax, o que mostra que a busca Minmax apresenta resultados bastante satisfatórios.

Tabela 4.4 - Comparação dos deslocamentos máximos da estrutura ($\mu = 0,01$ $\xi_s = 0,02$)

	Deslocamento Máximo (Adimensional)
Minmax	0,0097
Zuluaga (2007)	0,0146
Sem Controle	0,0245

Foi realizada também a comparação entre os deslocamentos da estrutura submetida a uma força harmônica considerando os parâmetros determinados através da busca Minmax com os parâmetros ótimos obtidos através da solução de Den Hartog.

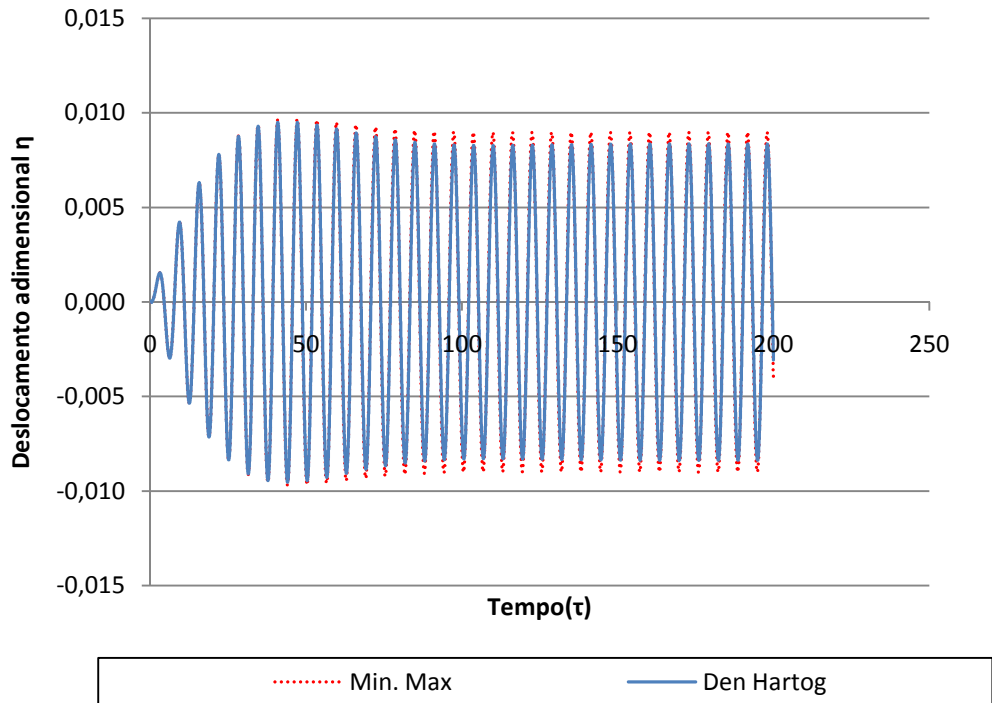


Figura 4.8 – Deslocamento da estrutura submetida a uma força harmônica utilizando busca Min. Max e os parâmetros ótimos de Den Hartog ($\mu = 0,01$ $\xi_s = 0,02$)

Com base no gráfico apresentado na Figura 4.8, pode se observar que se comparados os deslocamentos obtidos a partir da busca Minmax com os obtidos a partir da solução de Den Hartog, estes apresentam comportamento muito semelhante, tendo uma variação máxima nas amplitudes dos deslocamentos de 1,73%, ou seja, apesar da solução de Den Hartog ser para sistemas não amortecidos ela apresenta uma boa aproximação quando se trabalha com estruturas com baixo fator de amortecimento. Nessa análise adotou-se o amortecimento da estrutura ($\xi_s = 0,02$) e a razão de massa ($\mu = 0,01$). Os valores máximos dos deslocamentos são apresentados na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 - Comparação dos deslocamentos máximos da estrutura ($\mu = 0,01$ $\xi_s = 0,02$)

	Deslocamento Máximo (Adimensional)
Minmax	0,0097
Den Hartog	0,0095

Foi analisada ainda, a evolução dos deslocamentos para uma razão de massa maior. No gráfico da Figura 4.9 são apresentados os resultados para uma estrutura com razão de amortecimento ($\xi_s = 0,02$) e razão de massa ($\mu = 0,05$), e novamente se comparou o comportamento das estruturas com parâmetros ótimos determinados através da busca Minmax, do valor quadrado médio obtidos por (Zuluaga, 2007) conforme descrito no item 3.8 e finalmente para a estrutura sem nenhum tipo de controle.

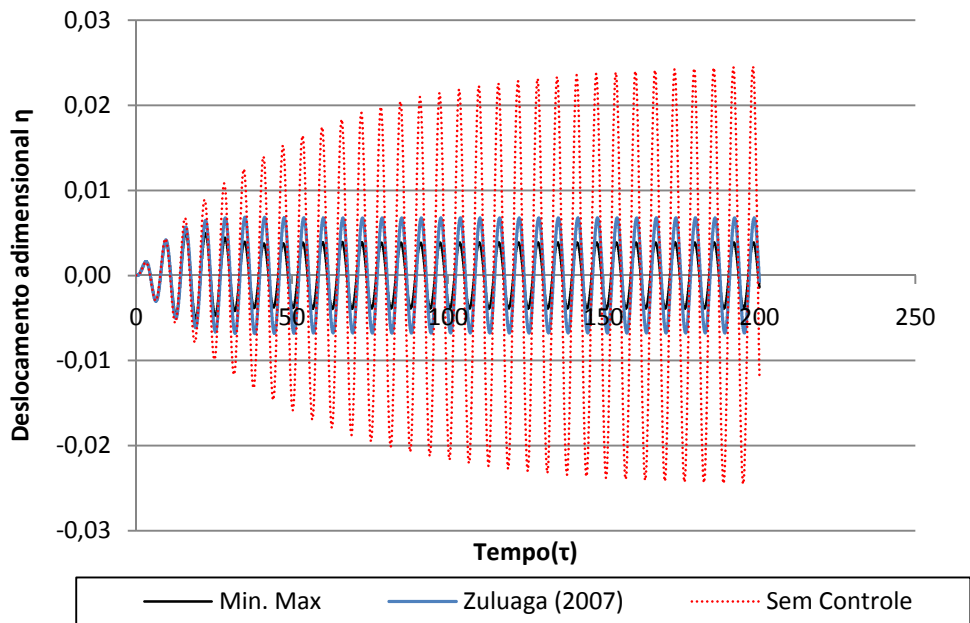


Figura 4.9 – Deslocamento da estrutura submetida a uma força harmônica utilizando busca Min. Max e Valor Quadrado Médio ($\mu = 0,05$ $\xi_s = 0,02$)

Ao analisar os deslocamentos da estrutura, percebe-se que os parâmetros ótimos obtidos através da busca Minmax para uma razão de massa mais elevada também apresentam bons resultados, haja vista que quando se analisa os deslocamentos obtidos através do valor quadrado médio, observa-se que estes são 35,13% superiores aos encontrados através da busca Minmax.

Se essa mesma análise for realizada, considerando agora os deslocamentos máximos obtidos a partir da estrutura sem controle, observa-se que estes são 384,97% superiores aos deslocamentos obtidos através da busca Minmax, mostrando que os resultados obtidos apresentam valores ainda melhores uma vez que a razão de massa é aumentada. Os valores máximos de deslocamentos são apresentados na Tabela 4.6.

	Deslocamento Máximo (Adimensional)
Minmax	0,0051
Zuluaga (2007)	0,0068
Sem Controle	0,0245

Um estudo semelhante é apresentado por Tsai & Lin(1993) onde é realizada uma busca numérica com o objetivo de determinar parâmetros ótimos para sistemas amortecidos, pode se observar inclusive que os parâmetros ótimos encontrados nessa dissertação muito se aproximam dos resultados apresentados por eles.

No gráfico da Figura 4.10 é apresentada a comparação dos valores ótimos da razão de amortecimento do pêndulo (ξ_p) obtidos por Tsai e Lin (1993) com os resultados obtidos nesse trabalho em função da razão de massa (μ), os dados são obtidos para uma estrutura com razão de amortecimento ($\xi_s = 0,02$). Percebe-se que as curvas são praticamente semelhantes e para diversos valores de razão de massa os resultados são os mesmos.

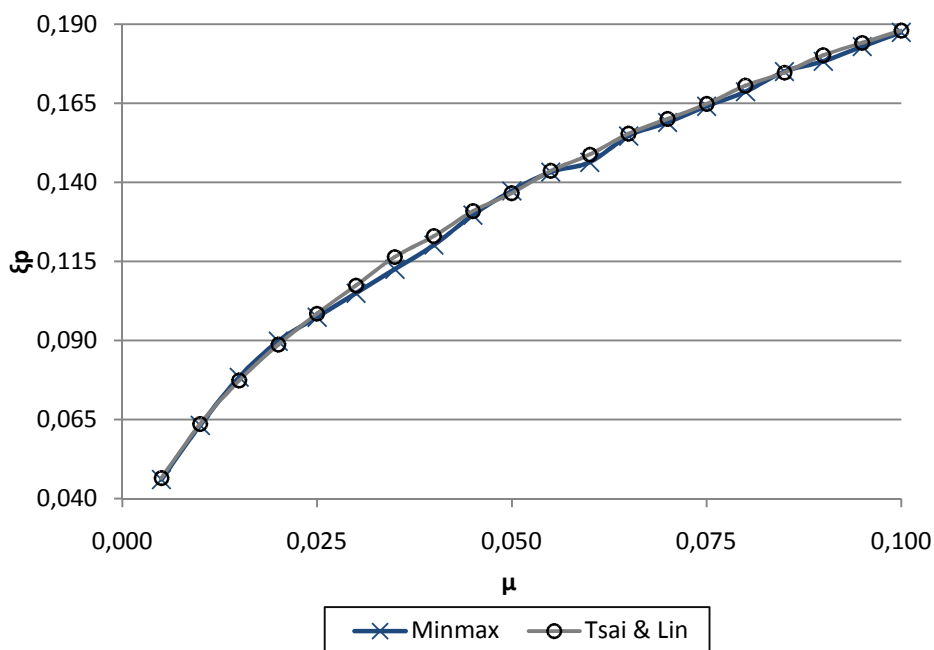


Figura 4.10 – Comparação de valores ótimos de amortecimento do pêndulo em função da razão de massa ($\xi_s = 0,02$)

Para esse mesmo caso ($\xi_s = 0,02$), no gráfico da Figura 4.11 é apresentada a comparação dos valores ótimos da razão de frequência (α) obtidos por Tsai e Lin (1993) com a busca Minmax realizada nesse trabalho, observa-se que apesar dos valores não serem exatamente os mesmos, estes apresentam o mesmo comportamento e estão muito próximos.

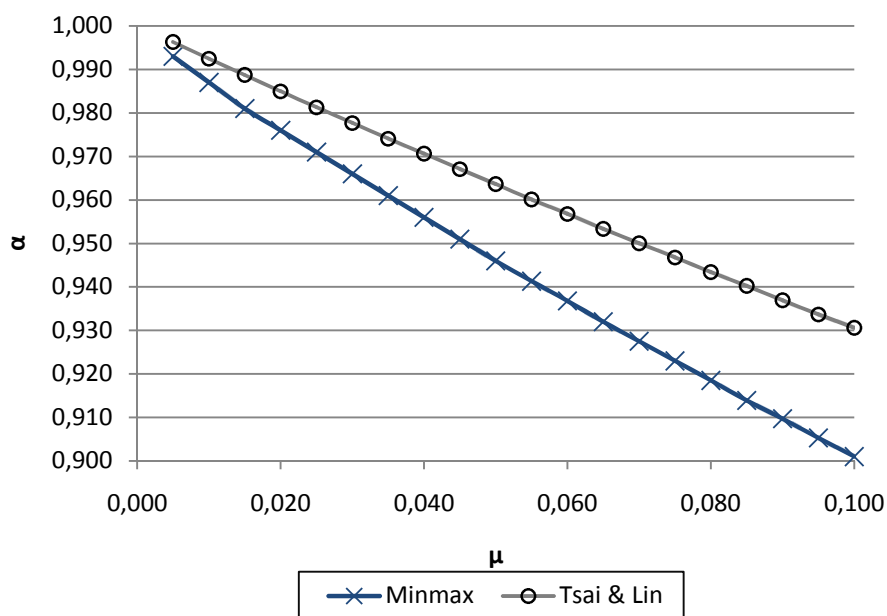


Figura 4.11 - Comparação de valores ótimos da razão de frequência em função da razão de massa ($\xi_s = 0,02$)

Foi realizada também a análise dos deslocamentos da estrutura submetida a uma força harmônica utilizando os parâmetros ótimos propostos por esse trabalho e por Tsai & Lin (1993), os parâmetros utilizados são apresentados na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Parâmetros utilizados na comparação de deslocamentos				
	μ	ξ_s	α	ξ_p
Minmax (presente trabalho)	0,05	0,02	0,9460	0,1373
Tsai & Lin (1993)	0,05	0,02	0,9636	0,1366

Com base no gráfico da Fig. 4.12 pode-se observar que os deslocamentos obtidos através da busca Minmax desse trabalho foram inferiores aos encontrados na busca realizada por Tsai & Lin.

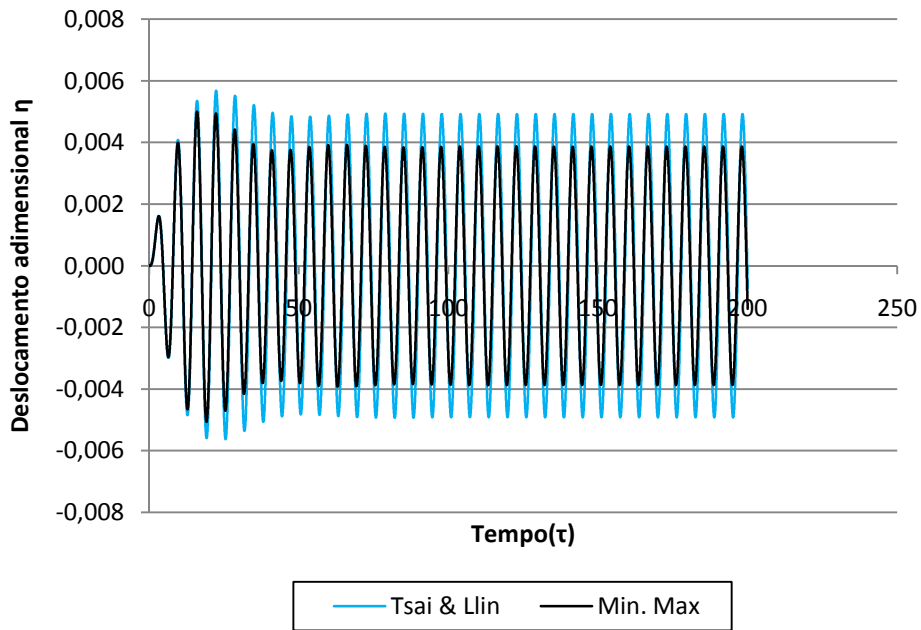


Figura 4.12 - Deslocamento da estrutura submetida a uma força harmônica utilizando busca Min. Max e Tsai & Lin ($\mu = 0,05$ $\xi_s = 0,02$)

4.1.1 Hipótese de linearidade

O amortecedor de massa sintonizado tipo pêndulo tem seu período de vibração dependente do comprimento do seu cabo, e só pode ser considerado como um oscilador linear quando as amplitudes de vibração são pequenas. Para analisar essa condição foi considerado uma estrutura com os parâmetros otimizados $\xi_s = 0,02$, $\mu = 0,10$, $\alpha = 0,901$ e $\xi_p = 0,1875$, conforme apresentado na Tabela 4.2. Essa estrutura foi submetida a uma força harmônica aplicada continuamente no tempo adotando novamente $f_{s0} = 5,62 \cdot 10^{-6}$.

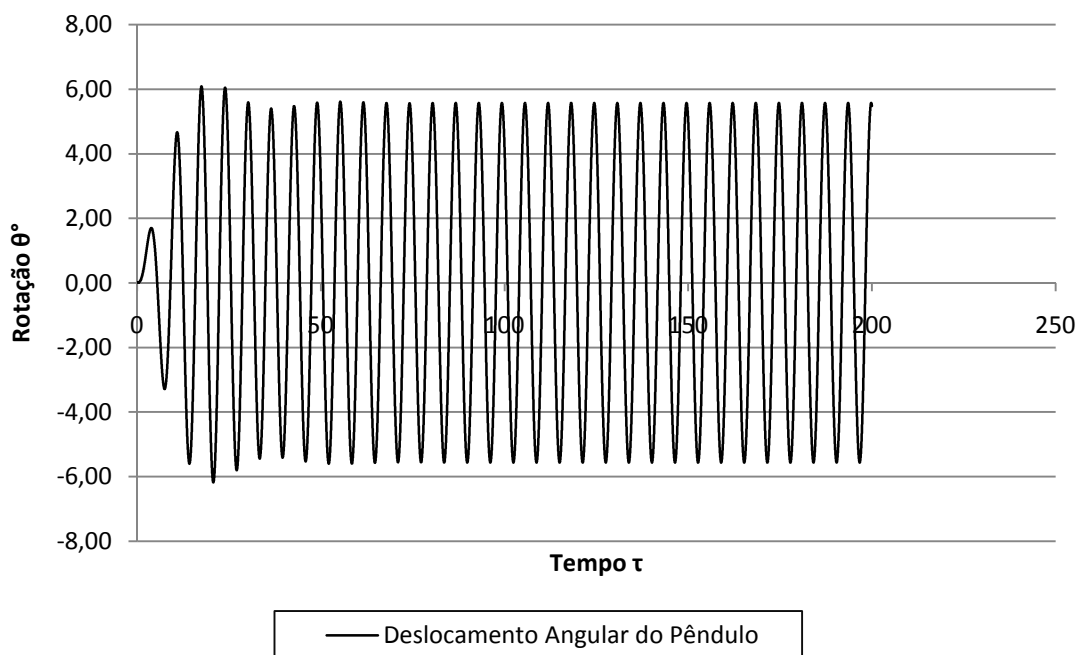


Figura 4.13 – Evolução do deslocamento angular do pêndulo

Na Figura 4.13 é apresentada a evolução das rotações do pêndulo onde se pode perceber que estas permanecem no regime linear, ou seja, permanecem na faixa de $\pm 6^\circ$, ($\pm 0,1rad$), portanto, a hipótese de linearidade nas rotações do pêndulo é satisfeita.

4.1.2 Excitação aleatória segundo o espectro de Davenport

As equações apresentadas da função de resposta adimensional no domínio da frequência quando a estrutura é submetida a uma força foram otimizadas através da busca Minmax para uma força harmônica. No entanto a grande maioria de excitações dessa natureza é causada por ventos que são forças aleatórias com comportamento de difícil previsão.

A fim de avaliar os parâmetros ótimos obtidos na busca Minmax submeteu-se a estrutura analisada a uma excitação aleatória considerando o espectro de Davenport como apresentado no item 3.6.1.

A partir dessa excitação foram avaliados os deslocamentos da estrutura ao longo do tempo e comparados esses valores com os obtidos através dos parâmetros ótimos apresentados por (Zuluaga, 2007), considerando o mesmo comprimento do cabo

$L = 3,45\text{m}$, razão de massa $\mu = 0,01$ e amortecimento da estrutura $\xi_s = 0,02$. Através da busca Minmax encontrou-se como parâmetro ótimo $\alpha = 0,9870$ e $\xi_p = 0,0632$.

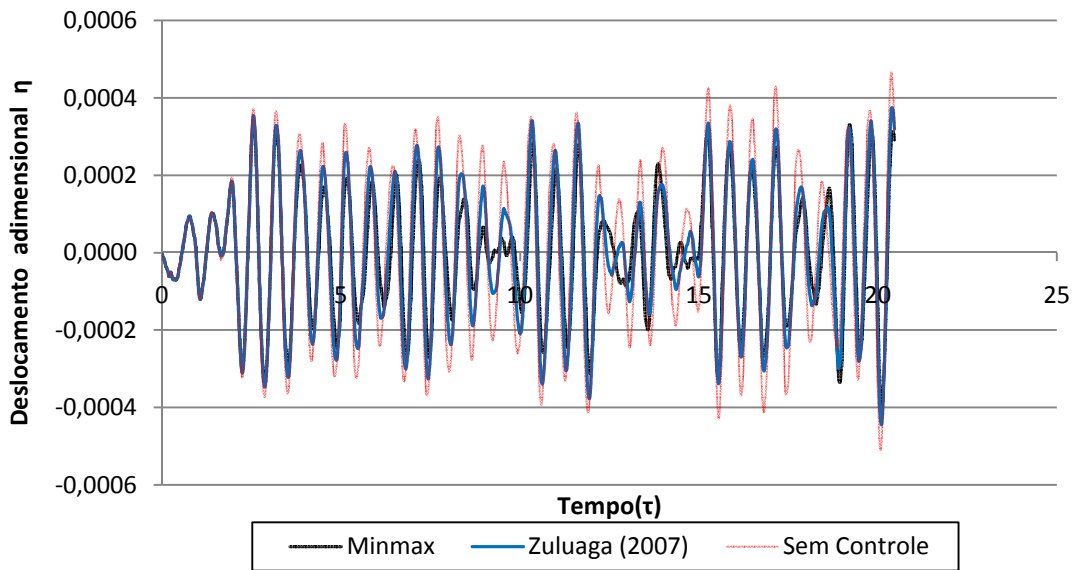


Figura 4.14 - Comparação de deslocamentos da estrutura submetida a uma excitação aleatória na estrutura

Conforme apresentado na Figura 4.14 nota-se que os parâmetros obtidos através da busca Minmax para uma força harmônica representam uma boa aproximação para uma força aleatória tendo como base os deslocamentos encontrados através dos parâmetros ótimos apresentados por (Zuluaga, 2007), observa-se que os deslocamentos são muito próximos e que em diversos passos de tempo as amplitudes dos deslocamentos obtidas através da busca Minmax são menores que as encontradas através do valor quadrático médio.

Tabela 4.8 - Comparação dos deslocamentos máximos da estrutura para uma excitação aleatória ($\mu = 0,01$ $\xi_s = 0,02$)

	Deslocamento Máximo (Adimensional)
Minmax	0,00039
Zuluaga (2007)	0,00044
Sem Controle	0,00051

4.2 ESTRUTURA SUBMETIDA A UMA ACELERAÇÃO NA BASE

Assim como apresentado no caso de uma estrutura submetida a uma força harmônica, foi desenvolvida também a equação adimensional para o caso da estrutura submetida a uma aceleração na base mostrada na Tabela 3.4.

Ao se plotar o gráfico para a equação utilizando diferentes valores para o amortecimento do pêndulo (ξ_p) e adotando o amortecimento da estrutura nulo ($\xi_s = 0$) as curvas apresentaram novamente o mesmo comportamento mostrado por Den Hartog no que diz respeito aos pontos fixos ou invariantes, conforme apresentado no gráfico da Figura 4.15.

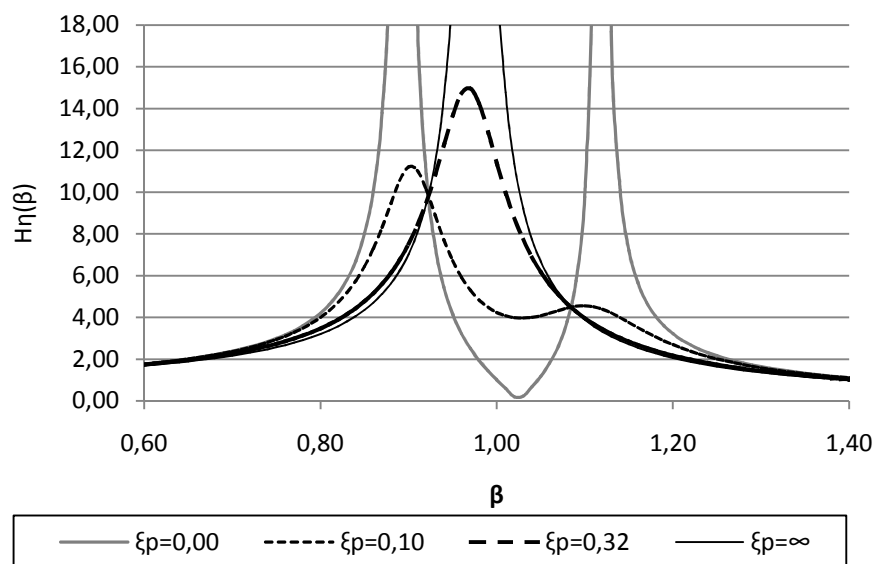


Figura 4.15 – Resposta em frequência da estrutura submetida a uma aceleração na base
(Equação adimensional, $\mu = 0,05$ $\alpha = 1,00$)

Determinou-se então a razão de frequência ótima tanto pelas formulações de Den Hartog como também pelo método iterativo de busca Minmax, em ambos os casos considerando uma estrutura sem amortecimento.

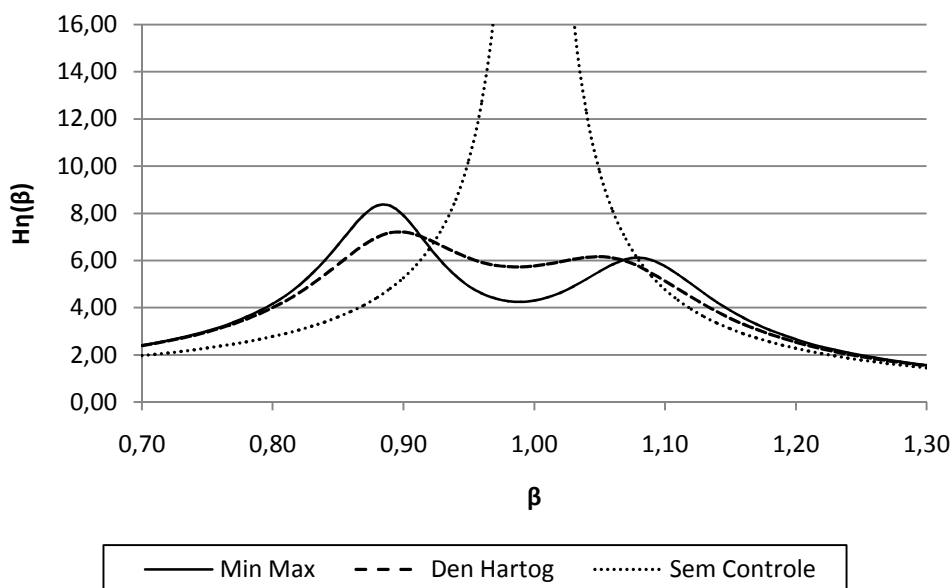


Figura 4.16 – Resposta em frequência da estrutura submetida a uma aceleração na base com os parâmetros de Den Hartog e Busca Mínmax ($\mu = 0,05$ $\xi_s = 0,00$)

Na Figura 4.16 é realizada a comparação da otimização entre estes dois procedimentos, observa-se que a estrutura otimizada através dos parâmetros ótimos de Den Hartog apresenta amplitude de pico 15,63% inferior em relação à amplitude de pico encontrada com os parâmetros ótimos da busca Mínmax, no entanto se a comparação é realizada considerando o ponto de ressonância, a busca Minmax apresenta melhores resultados uma vez que reduz a amplitude de resposta em 34,04% em relação aos parâmetros ótimos de Den Hartog.

Como a solução fechada dos parâmetros ótimos para sistemas não amortecidos não pode ser estendida para os sistemas amortecidos, determinou-se então os parâmetros ótimos através do mesmo procedimento de busca numérica utilizada para o caso da estrutura submetida a uma força harmônica.

Tabela 4.9 - Parâmetros ótimos para uma estrutura submetida a uma aceleração na base
($\xi_s = 0,00$ e $\xi_s = 0,02$)

μ	$\xi_s = 0,00$			$\xi_s = 0,02$		
	ξ_p	α	H η	ξ_p	α	H η
0,005	0,0438	0,9940	20,1853	0,0452	0,9896	11,7928
0,010	0,0619	0,9882	14,3966	0,0657	0,9828	9,5354
0,015	0,0737	0,9807	11,8361	0,0767	0,9755	8,3407
0,020	0,0874	0,9759	10,2393	0,0893	0,9688	7,5575
0,025	0,0980	0,9698	9,1959	0,1007	0,9622	6,9893
0,030	0,1042	0,9635	8,4149	0,1101	0,9557	6,5511
0,035	0,1161	0,9578	7,8331	0,1157	0,9490	6,1996
0,040	0,1192	0,9518	7,3607	0,1256	0,9429	5,9092
0,045	0,1279	0,9461	6,9717	0,1307	0,9365	5,6641
0,050	0,1346	0,9404	6,6461	0,1382	0,9304	5,4532
0,055	0,1409	0,9347	6,3675	0,1461	0,9245	5,2703
0,060	0,1462	0,9290	6,1265	0,1510	0,9184	5,1089
0,065	0,1523	0,9235	5,9139	0,1565	0,9124	4,9653
0,070	0,1599	0,9181	5,7260	0,1619	0,9066	4,8369
0,075	0,1653	0,9127	5,5581	0,1693	0,9010	4,7209
0,080	0,1703	0,9073	5,4068	0,1728	0,8951	4,6155
0,085	0,1746	0,9018	5,2701	0,1788	0,8896	4,5193
0,090	0,1800	0,8966	5,1455	0,1833	0,8839	4,4312
0,095	0,1845	0,8913	5,0316	0,1880	0,8784	4,3499
0,100	0,1893	0,8861	4,9270	0,1934	0,8731	4,2748

Aplicou-se este procedimento de busca numérica para um sistema com quatro diferentes taxas de amortecimento, $\xi_s = 0,00$, $\xi_s = 0,02$, $\xi_s = 0,05$ e $\xi_s = 0,10$, encontrando as mínimas amplitudes máximas e os correspondentes parâmetros ótimos para diferentes razões de massa, variando o valor de μ de 0,005 até 0,1 com variação de 0,005. Estes valores são apresentados na Tabela 4.8 e Tabela 4.9.

Tabela 4.10 - Parâmetros ótimos para uma estrutura submetida a uma aceleração na base ($\xi_s = 0,05$ e $\xi_s = 0,10$)

μ	$\xi_s = 0,05$			$\xi_s = 0,10$		
	ξ_p	α	H_η	ξ_p	α	H_η
0,005	0,0521	0,9828	7,1268	0,0544	0,9650	4,2711
0,010	0,0688	0,9733	6,2864	0,0736	0,9524	3,9841
0,015	0,0798	0,9644	5,7725	0,0889	0,9416	3,7898
0,020	0,0949	0,9568	5,4022	0,1010	0,9317	3,6425
0,025	0,1040	0,9490	5,1191	0,1109	0,9222	3,5239
0,030	0,1123	0,9415	4,8914	0,1217	0,9135	3,4250
0,035	0,1220	0,9344	4,7024	0,1296	0,9048	3,3406
0,040	0,1297	0,9273	4,5418	0,1380	0,8966	3,2673
0,045	0,1374	0,9205	4,4033	0,1444	0,8884	3,2026
0,050	0,1431	0,9135	4,2821	0,1523	0,8807	3,1450
0,055	0,1499	0,9069	4,1747	0,1584	0,8730	3,0933
0,060	0,1563	0,9004	4,0787	0,1655	0,8657	3,0462
0,065	0,1622	0,8940	3,9924	0,1704	0,8582	3,0036
0,070	0,1699	0,8875	3,9140	0,1778	0,8514	2,9643
0,075	0,1735	0,8814	3,8424	0,1839	0,8446	2,9284
0,080	0,1794	0,8754	3,7769	0,1883	0,8375	2,8950
0,085	0,1841	0,8693	3,7166	0,1943	0,8309	2,8641
0,090	0,1880	0,8631	3,6609	0,1997	0,8244	2,8355
0,095	0,1948	0,8576	3,6092	0,2033	0,8175	2,8086
0,100	0,1998	0,8516	3,5611	0,2098	0,8115	2,7835

O comportamento da estrutura submetida à aceleração na base é bastante semelhante ao comportamento da estrutura submetida a uma força no que diz respeito à variação da função de resposta em frequência H_η . No gráfico da Figura 4.17 são apresentadas as variações dessas amplitudes em função da razão de massa. São plotadas curvas para quatro diferentes taxas de amortecimento da estrutura, $\xi_s = 0,00$, $\xi_s = 0,02$, $\xi_s = 0,05$ e $\xi_s = 0,10$. Novamente constatou-se que o valor do pico de resposta vai se reduzindo para um valor assintótico à medida que se aumenta a razão de massa.

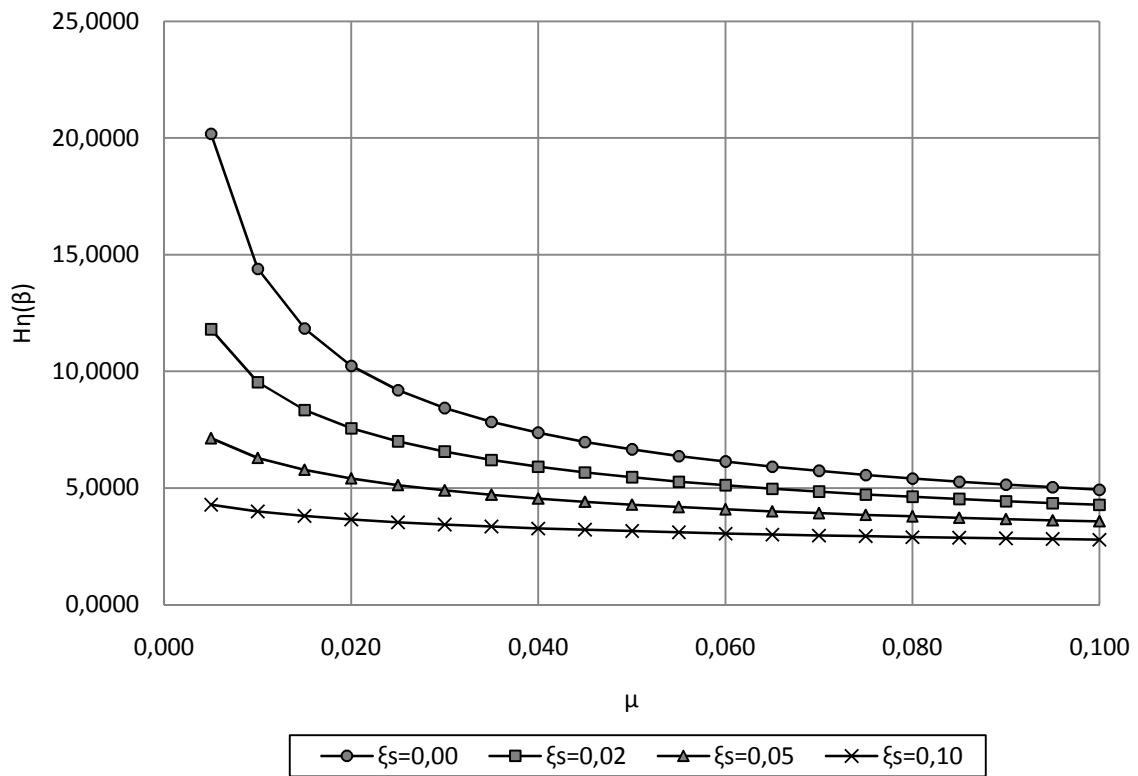


Figura 4.17 - Resposta máxima do sistema otimizada pela busca Minmax

As relações entre as frequências naturais do pêndulo e as frequências naturais da estrutura são apresentadas no gráfico da Figura 4.18 também para quatro diferentes taxas de amortecimento. Como era esperado, à medida que se aumenta a taxa de amortecimento da estrutura tem-se uma diminuição do parâmetro α , constatou-se também que os melhores valores são encontrados quando se utiliza uma maior razão de massa (μ).

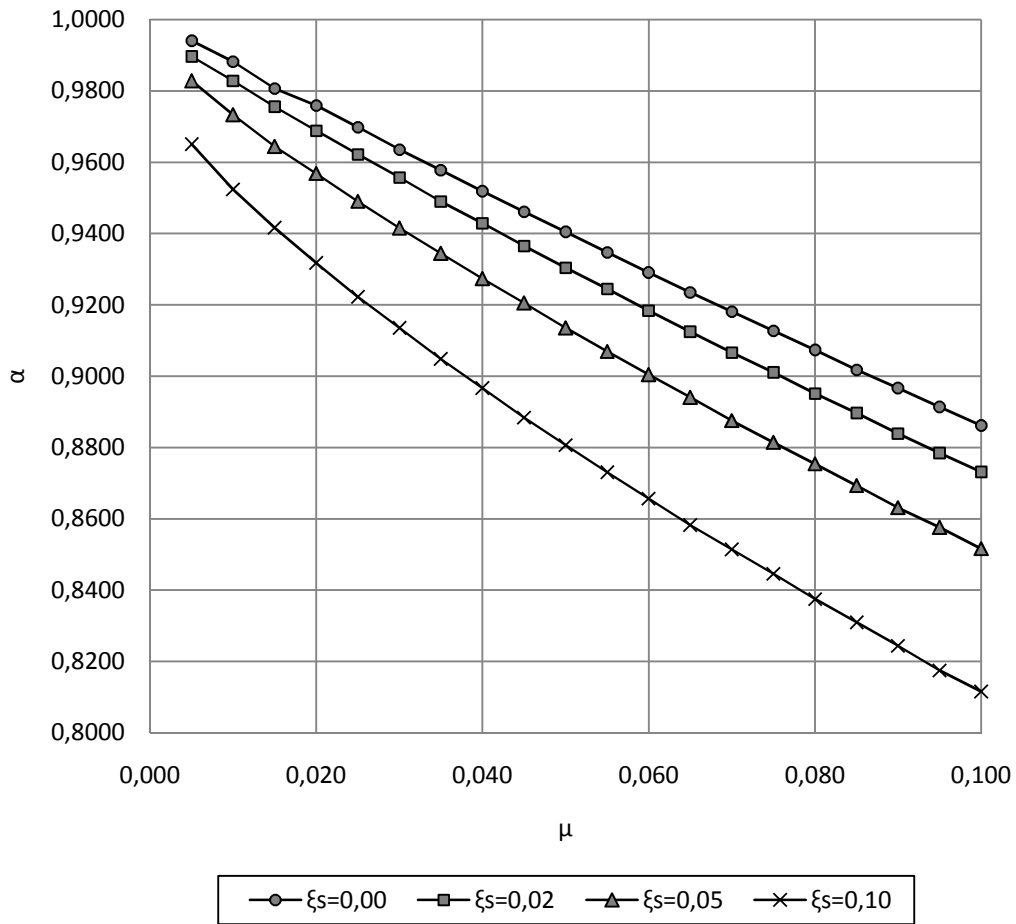


Figura 4.18– Razão entre frequências otimizadas para a estrutura submetida a uma excitação harmônica na base

No gráfico apresentado na Figura 4.19 é mostrado o comportamento da taxa de amortecimento do pêndulo à medida que se aumenta a razão de massa para diferentes taxas de amortecimento da estrutura. Assim como nos demais casos apresentados utilizou-se, $\xi_s = 0,00$, $\xi_s = 0,02$, $\xi_s = 0,05$ e $\xi_s = 0,10$.

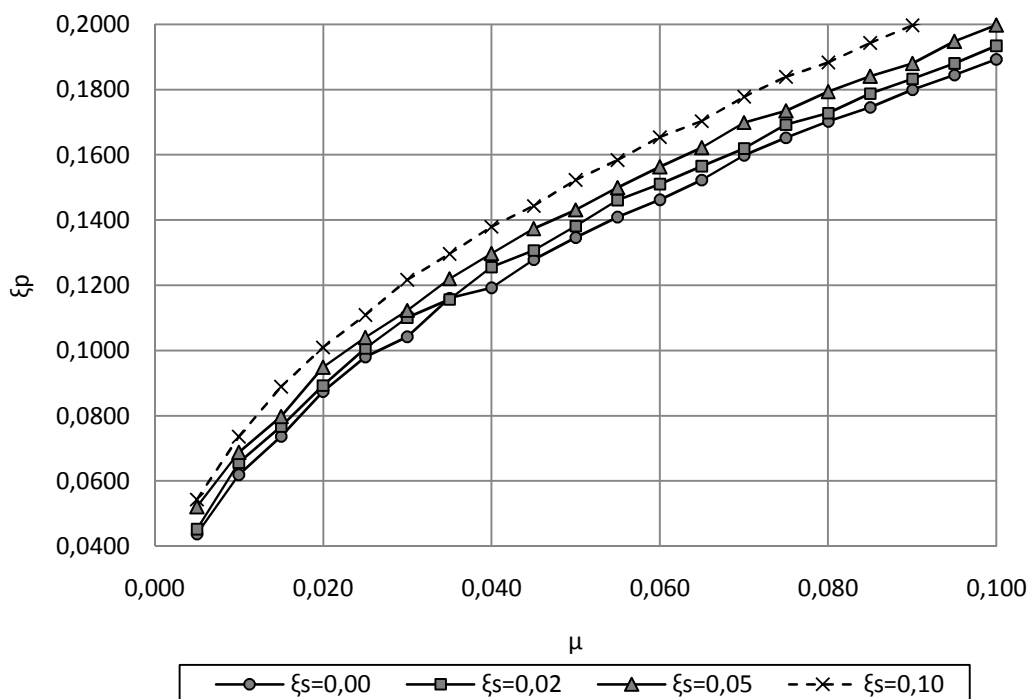


Figura 4.19 - Amortecimento ótimo do pêndulo para a estrutura submetida a uma excitação harmônica na base

4.2.1 Excitação aleatória na base segundo o espectro de Kanai-Tajimi

As equações apresentadas da função de resposta adimensional no domínio da frequência quando a estrutura é submetida a uma aceleração na base foram otimizadas através da busca Minmax para uma força harmônica. No entanto a grande maioria de excitações dessa natureza é causada por sismos que são forças aleatórias com comportamento de difícil previsão.

A fim de avaliar os parâmetros ótimos obtidos na busca Minmax submeteu-se a estrutura analisada a uma excitação aleatória na base considerando o espectro de Kanai-Tajimi como apresentado no item 3.6.2.

A partir dessa excitação foram avaliados os deslocamentos da estrutura ao longo do tempo e comparados esses valores com os obtidos através dos parâmetros ótimos apresentados por (Zuluaga, 2007), considerando o mesmo comprimento do cabo $L = 3,45\text{m}$, razão de massa $\mu = 0,01$ e amortecimento da estrutura $\xi_s = 0,02$. Através da busca Minmax encontrou-se como parâmetro ótimo $\alpha = 0,9828$ e $\xi_p = 0,0657$.

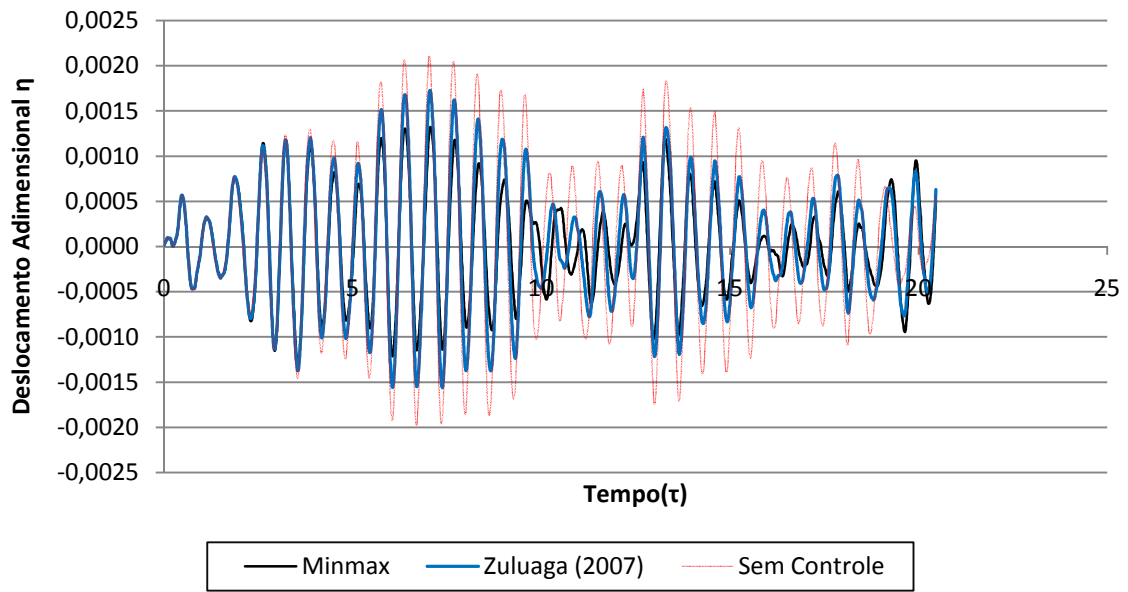


Figura 4.20 – Comparação de deslocamentos da estrutura submetida a uma excitação aleatória na base
 $(\mu = 0,01 \quad \xi_s = 0,02)$

Conforme apresentado no gráfico da Figura 4.20 nota-se que os parâmetros obtidos através da busca Minmax para uma força harmônica representam uma boa aproximação para uma força aleatória tendo como base os deslocamentos encontrados através dos parâmetros ótimos apresentados por (Zuluaga, 2007), observa-se que os deslocamentos são muito próximos e que em diversos passos de tempo as amplitudes dos deslocamentos obtidas através da busca Minmax são menores que as encontradas através do valor quadrático médio.

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

A seguir apresentam-se comentários, observações e conclusões sobre a pesquisa realizada a partir dos resultados numéricos obtidos.

Neste trabalho é realizada a análise do comportamento de um edifício de dez pavimentos representado através de uma estrutura do tipo shear frame, reduzida a um grau de liberdade através da análise modal, com um amortecedor de massa sintonizado do tipo pêndulo ligado a estrutura constituindo um sistema de dois graus de liberdade. Essa análise foi realizada com o intuito de se comparar os parâmetros ótimos obtidos com os apresentados por Zuluaga (2007).

A otimização do amortecedor de massa sintonizado, com o objetivo de diminuir a amplitude da função de resposta do sistema principal para uma estrutura sem amortecimento submetida a uma força harmônica, pode ser obtida através das formulações de Den Hartog. No entanto todos os tipos de sistemas possuem algum tipo de amortecimento, logo para a determinação dos parâmetros ótimos do amortecedor de massa sintonizado o amortecimento da estrutura não pode ser desprezado.

Um estudo paramétrico foi desenvolvido neste trabalho para encontrar os parâmetros ótimos para uma estrutura com amortecimento submetida a uma força harmônica. Foram tabelados os parâmetros ótimos para os casos em que a estrutura apresenta amortecimento $\xi_s = 0,00$, $\xi_s = 0,02$, $\xi_s = 0,05$ e $\xi_s = 0,10$, considerando a aplicação de uma força harmônica na estrutura e uma excitação harmônica na base.

O estudo realizado sobre o comportamento dinâmico de edifícios altos, sob a proteção do mecanismo de controle do amortecedor de massa sintonizado tipo pendular, resultou na determinação dos parâmetros ótimos gerais e adimensionais para o dimensionamento de quaisquer estruturas com diferentes razões de massa e amortecimento.

Nos casos analisados percebeu-se que os valores da função de resposta em frequência tendem a ir diminuindo à medida que se aumenta a razão de massa entre o AMS e a estrutura, no entanto esse parâmetro tende a ir assumindo um valor assintótico à medida que é aumentado, sendo também limitado por critério de projeto uma vez que implica em aumento de carga para o sistema principal.

Percebeu-se através da busca numérica realizada que quando se utiliza um sistema principal com baixa razão de amortecimento, assim como no caso analisado de uma estrutura civil, os parâmetros ótimos encontrados não sofrem grandes influências pelo amortecimento da estrutura.

Quando foram realizadas as comparações para o sistema submetido a uma força harmônica como a uma excitação na base, os resultados encontrados através da busca Minmax apresentaram bom comportamento se comparados aos encontrados através do procedimento do valor quadrático médio, haja vista que em diversos passos de tempo apresentaram deslocamentos inferiores aos obtidos através do valor quadrático médio.

Se comparados também os parâmetros ótimos obtidos por Tsai e Lin(1993) quando realizaram uma busca numérica para sistemas amortecidos, observa-se que os resultados obtidos por eles são bastante semelhantes aos encontrados nessa dissertação.

Em síntese, pelas observações e resultados apresentados, podemos verificar que há uma boa indicação de que a modelagem Minmax constitui uma boa ferramenta para o problema de otimização dos amortecedores de massa sintonizados.

Através dos casos analisados, a adoção dos parâmetros encontrados e tabelados diminui consideravelmente os deslocamentos no sistema principal quando esses mesmos deslocamentos são comparados com a estrutura sem nenhum tipo de controle.

5.1 SUGESTÕES

O controle de vibrações em estruturas é uma área de pesquisa com grande expansão. 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 dissertação, os seguintes tópicos:

- ✓ A consideração de grandes rotações no pêndulo para a realização de uma análise não linear e comparação com os parâmetros ótimos encontrados nessa dissertação.
- ✓ Análise numérica com controle híbrido para edifícios altos considerando cargas de natureza aleatória, tais como sismos, cargas de vento e carregamentos devido à ocupação humana.

- ✓ Verificar o efeito da utilização de mais de um amortecedor de massa sintonizado tipo pêndulo variando as suas massas e a posição destes na estrutura.
- ✓ Otimizar os parâmetros do AMS considerando outros critérios como por exemplo minimizar os valores máximos dos deslocamentos, velocidades e acelerações.
- ✓ Estudar os parâmetros ótimos considerando outros tipos de funções de densidade espectral das excitações como, por exemplo, os espectros de Harris, Kármán e Kaimal apresentados por (Blessmann,1995) para forças devido ao vento e os espectros de Clough e Penzien no caso de forças sísmicas.
- ✓ Realizar um estudo experimental com o objetivo de comparar os resultados numéricos obtidos neste trabalho com os valores experimentais e, além disso, calibrar o modelo teórico com base nestes resultados experimentais.
- ✓ Desenvolver uma aplicação computacional com interface amigável, que calcule os parâmetros ótimos a partir de dados de entrada do usuário, gerando automaticamente os gráficos dos deslocamentos, velocidades, acelerações e da função de resposta.
- ✓ Determinar os parâmetros ótimos para a função $H(\beta)$ utilizando um método de otimização que minimize a função de resposta.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALDEMIR, U. Optimal control of structures with semi active-tuned mass dampers. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 266, p. 847-874, 2003.
- ASEKA, E. H.; RIERA, J. D. Sobre as propriedades de amortecedores viscoelásticos. In: XXX JORNADAS SUL-AMERICANAS DE ENGENHARIA ESTRUTURAL. Brasília. 2002.
- AVILA, S. M. Controle híbrido para atenuação de vibrações em edifícios. Tese de doutorado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil, 2002.
- AVILA, S. M., GONÇALVES P. B. Optimal Configurations of Composite Multiple Mass Dampers in Tall Buildings. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, January-March 2009, Vol. XXXI, N°. 1/75.
- AVILA, S. M.; PERRONI J. C.; BRITO, J. L. Controle de vibrações utilizando amortecedor de massa sintonizado na forma de pêndulo. *XXXII Jornadas Sulamericanas de Engenharia Estrutural*, 2006, Campinas, SP, Anais da XXXII Jornadas, p. 1198-1207, 2006.
- AYORINDE, E. O.; WARBURTON, G. B. Minimizing structural vibrations with absorbers. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, Vol. 8, p. 219-236, 1980.
- BARBOSA, F. S.; BATTISTA, R. C. A computational modeling of sandwich viscoelastic dampers. In: XXIV IBERIAN LATIN-AMERICAN CONGRESS ON COMPUTATIONAL METHODS IN ENGINEERING, 2003, Ouro Preto.
- 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... p. 561-568.

BORGES, A. R., MARQUES, R. F. A., JUNIOR, V. S., Proceedings of the XXVI Iberian Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering – CILAMCE 2005 Brazilian Assoc. for Comp. Mechanics (ABMEC) & Latin American Assoc. of Comp. Methods in Engineering (AMC), Guarapari, Espírito Santo, Brazil, 19th – 21st October 2005

CARNEIRO, R. B. Controle de vibrações em edifícios altos utilizando amortecedor de massa sintonizado múltiplo (AMSM). Dissertação de Mestrado – Departamento de Engenharia Civil, Universidade de Brasília, Brasília, 2004.

CARNEIRO, R. B.; AVILA, S. M.; BRITO, J. L. V. Controle de vibrações em edifícios altos utilizando amortecedores de massa múltiplos (AMSM). *XXXI JORNADAS SUL-AMERICANAS DE ENGENHARIA ESTRUTURAL*. Mendoza, Argentina. 2004.

CLOUGH, R. W.; PENZIEN, J. *Dynamics of structures*. McGraw Hill, 3rd edition, USA, 1995.

CORBANI, SILVIA. Análise dinâmica elasto-plástica de estruturas metálicas sujeitas a excitação aleatória de sismos. São Paulo, 2006.

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

LARA VELENCIA, L. A. Controle de Vibrações em Vigas Metálicas com Distintas Configurações de Apoio Utilizando Amortecedores de Massa Sintonizados - Departamento de Engenharia Civil, Universidade de Brasília, Brasília, 2007.

LEE, CL.; CHEN, YT.; CHENG, LL.; WANG, YP. Optimal design theories and applications of tuned mass dampers. *Engineering Structures*, Vol. 28, p. 43-53, 2006.

LIMA, D. V. F. Controle de Vibrações Induzidas em uma Laje de Academia de Ginástica com a Utilização de Amortecedores de Massa Sintonizados - Departamento de Engenharia Civil e Ambiental, Universidade de Brasília, Brasília, 2007.

M.P. Païdoussis, N.T. Issid, Dynamic stability of pipes conveying fluid, *Journal of Sound and Vibration*, Volume 33, Issue 3, 8 April 1974, Páginas 267-294, ISSN 0022-460X, 10.1016/S0022-460X(74)80002-7.

MAPLE V, release 5.0, Waterloo Maple Inc.

MARCILIO, D.C. Langrageano aumentado aplicado na resolução de subproblemas gerados pelo método de programação quadrática seqüencial. Dissertação de Mestrado – Setores de Ciências Exatas e Tecnologia, Universidade Federal do Paraná, 2006.

NUNES, PEDRO EMANUEL VINHAS. Acção do vento em coberturas metálicas, modelação de uma estrutura do tipo “sombreador”. Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa. Lisboa, Portugal. 2008

ORLANDO, D. Absorsor pendular para controle de vibrações de torres esbeltas. Dissertação (mestrado) – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2006.

ORTIZ CANO, Nelson Andrés. (2008). Resposta Sísmica de Edifícios com Sistemas de Isolamento de Base. Departamento de Engenharia Civil e Ambiental, Universidade de Brasília, Brasília, 2008.

OSPINA, C. S. Otimização de amortecedores de massa sintonizados, múltiplos e interligados, para controle de vibrações em edifícios altos - Departamento de Engenharia Civil, Universidade de Brasília, Brasília, 2008.

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

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. Brasília. 2002.

TSAI, H. C.; LIN, G. C. Optimum tuned-mass dampers for minimizing steady-state response of support-excited and damped systems. Department of Construction Engineering, National Taiwan Institute of Technology. Taipei, Taiwan. 2003

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

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

ZULUAGA GÓMEZ, A. L. Controle de Vibrações em Edifícios Submetidos à Ação de Cargas Dinâmicas Utilizando Amortecedor de Massa Sintonizado na Forma de Pêndulo. Dissertação de Mestrado – Departamento de Engenharia Civil, Universidade de Brasília, Brasília, 2007.