

**HUMBERTO TRONCONI COELHO**

**ESTUDO DE UM AMORTECEDOR DE MASSA  
AUXILIAR SINTONIZÁVEL UTILIZANDO  
AMORTECEDOR POR ATRITO SEMIATIVO**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA**

**FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**2018**

**HUMBERTO TRONCONI COELHO**

**ESTUDO DE UM AMORTECEDOR DE MASSA  
AUXILIAR SINTONIZÁVEL UTILIZANDO  
AMORTECEDOR POR ATRITO SEMIATIVO**

**Tese** apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Vibrações.

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Braga dos Santos

**UBERLÂNDIA – MG**

**2018**

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)  
Sistema de Bibliotecas da UFU, MG, Brasil.

---

C672e Coelho, Humberto Tronconi, 1987-  
2018 Estudo de um amortecedor de massa auxiliar sintonizável utilizando amortecedor por atrito semiativo [recurso eletrônico] / Humberto Tronconi Coelho. - 2018.

Orientador: Marcelo Braga dos Santos.  
Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.  
Modo de acesso: Internet.  
Disponível em: <http://dx.doi.org/10.14393/ufu.te.2018.797>  
Inclui bibliografia.  
Inclui ilustrações.

1. Engenharia mecânica. 2. Amortecedores. 3. Vibração. I. Santos, Marcelo Braga dos, 1974- (Orient.) II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

---

CDU: 621

Maria Salete de Freitas Pinheiro - CRB6/1262



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA**  
Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica  
Av. João Naves de Ávila, nº 2121, Bloco 1M, Sala 212 - Bairro Santa Mônica, Uberlândia-MG, CEP 38400-902  
Telefone: (34) 3239-4282 - [www.posgrad.mecanica.ufu.br](http://www.posgrad.mecanica.ufu.br) - [secposmec@mecanica.ufu.br](mailto:secposmec@mecanica.ufu.br)



## TERMO

**ALUNO:** Humberto Tronconi Coelho

**MATRÍCULA:** 11413EMC016

**ÁREA DE CONCENTRAÇÃO:** Mecânica dos Sólidos e Vibrações **LINHA DE PESQUISA:** Dinâmica de Sistemas Mecânicos

**PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA:** NÍVEL DOUTORADO

**TÍTULO DA TESE:** "Estudo de um Amortecedor de Massa Auxiliar Sintonizável utilizando Amortecedor por Atrito Semiativo"

**ORIENTADOR:** Prof. Dr. Marcelo Braga dos Santos

A Tese foi **APROVADA** em reunião pública, realizada na Sala de Aula 1M310 do Bloco 1M, Campus Santa Mônica, em 31 de julho de 2018, às 09:30 horas, com a seguinte Banca Examinadora:

### MEMBROS

Prof. Dr. Marcelo Braga dos Santos (orientador) - UFU

Prof. Dr. Francisco Paulo Lépure Neto - UFU

Prof. Dr. Antônio Marcos Gonçalves de Lima - UFU

Prof. Dr. Israel Jorge Cárdenas Nuñez - UFTM

Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury - USP

Uberlândia, 31 de julho de 2018



Documento assinado eletronicamente por **Marcelo Braga dos Santos, Professor(a) do Magistério Superior**, em 31/07/2018, às 12:45, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Antonio Marcos Gonçalves de Lima, Professor(a) do Magistério Superior**, em 31/07/2018, às 21:26, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Francisco Paulo Lepore Neto, Professor(a) do Magistério Superior**, em 01/08/2018, às 08:19, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **ISRAEL JORGE CARDENAS NUNEZ, Usuário Externo**, em 01/08/2018, às 10:34, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Agenor de Toledo Fleury, Usuário Externo**, em 01/08/2018, às 11:53, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site [https://www.sei.ufu.br/sei/controlador\\_externo.php?acao=documento\\_conferir&id\\_orgao\\_acesso\\_externo=0](https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0), informando o código verificador **0609834** e o código CRC **1498D343**.

## **AGRADECIMENTOS**

À Universidade Federal de Uberlândia, à Faculdade de Engenharia Mecânica e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pela oportunidade de realizar o Curso de Doutorado em Engenharia Mecânica.

Ao Prof. Dr. Marcelo Braga dos Santos, a quem sou muito grato por toda a orientação e suporte na realização do projeto.

Aos colegas e familiares pelo apoio durante todo o Curso.

Ao Jonas Profeta Borges e ao Prof. Dr. Francisco Paulo Léporo Neto pela disposição de sempre ajudar e agregar com seus conhecimentos.

Aos alunos de graduação Matheus Henrique Fratassi de Carvalho e Enora Le Calve Guerineau pela colaboração no desenvolvimento do trabalho.

E a CAPES, CNPq e FAPEMIG pelo suporte financeiro.

COELHO, H. T. **Estudo de um Amortecedor de Massa Auxiliar Sintonizável Utilizando Amortecedor por Atrito Semiativo**. 2018. 102 p. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

## **Resumo**

O amortecedor de massa auxiliar é frequentemente utilizado em sistemas mecânicos para reduzir amplitudes de vibração excessivas. Entretanto, seu desempenho é suscetível a mudanças na frequência ou na natureza da força de excitação. Para melhorar sua robustez é necessário projetar amortecedores de massa auxiliar adaptáveis, ou seja, dispositivos sintonizáveis que podem ser eficientemente utilizados em uma ampla faixa de frequência. Este trabalho apresenta o estudo de um amortecedor de massa auxiliar sintonizável que possui um amortecedor por atrito semiativo em sua suspensão aplicado na redução das amplitudes de vibração em sistemas mecânicos. O comportamento dinâmico do dispositivo é analisado considerando a influência da magnitude da rigidez tangencial, da força de atrito no contato e do sentido da força de atrito em relação ao movimento do sistema primário. A partir dessas análises, são propostas lógicas de controle que visam se beneficiar da elevada capacidade de dissipação de energia mecânica do amortecedor por atrito semiativo. Foram realizadas simulações que avaliaram a eficiência e robustez do dispositivo em sistemas vibratórios com um único e com três graus de liberdade. Também foram numericamente simuladas diferentes montagens que utilizam amortecedores por atrito semiativos e amortecedores de massa auxiliar sintonizáveis em uma estrutura metálica de três andares. A eficiência das melhores montagens foi avaliada através da obtenção de respostas numéricas utilizando registros sísmicos como excitação pela base. Os resultados mostram que o amortecedor de massa auxiliar sintonizável é um excelente dissipador de energia mecânica, capaz de promover o robustecimento da estrutura e a atenuação da vibração em amplo espectro de frequências. Seu uso combinado com o amortecedor por atrito semiativo apresentou um ótimo desempenho na proteção sísmica de estruturas.

---

*Palavras Chaves: Amortecedor de Massa Auxiliar Sintonizável, Amortecedor por Atrito Semiativo, Atenuação de Vibração, Proteção Sísmica de Estruturas*

COELHO, H. T. **Study of a Tunable Auxiliary Mass Damper Using a Semi-Active Friction Damper**. 2018. 102 p. PhD Thesis, Federal University of Uberlandia, Uberlandia.

### **Abstract**

*The auxiliary mass damper is often used to reduce excessive vibration amplitudes in mechanical systems. However, their performance is susceptible to changes in the frequency or form of the excitation force. Therefore, to improve their robustness, it is necessary to design adaptive systems that can be used efficiently over a large frequency range. This work presents the study of a tunable auxiliary mass damper that has a semi-active friction damper in its suspension applied to reduce vibration amplitudes in mechanical systems. The dynamic behavior of the device is analyzed considering the influence of the tangential stiffness' magnitude, the friction force at the contact, and the direction of the friction force in relation to the movement of the primary system. From these analyzes, control logics are proposed to benefit from the high capacity of the semi-active friction damper to dissipate mechanical energy. Numerical simulations evaluating the efficiency and robustness of the device in vibratory systems with single and with three-degree-of-freedom were performed. Different assemblies using semi-active friction dampers and tunable auxiliary mass dampers were numerically simulated in a three-story steel structure. The efficiency of the best assemblies was evaluated by means of numerical responses that use seismic records as base excitations. The results show that the tunable auxiliary mass damper is an excellent energy sink, able to increase the structure's robustness and attenuates the vibration in a wide frequency range. Their combined usage with the semi-active friction damper has presented a great performance in the seismic protection of structures.*

---

*Keywords: Tunable Auxiliary Mass Damper, Semi-Active Friction Damper, Vibration Attenuation, Seismic Protection of Structures*

## Listas de Figuras

Figura 1.1 – Arquitetura de controle em dois níveis.....	6
Figura 1.2 – Representação esquemática da planta local.....	6
Figura 2.1 – Representação esquemática do AMAS com AAS anexado ao sistema vibratório primário de 1GDL.....	11
Figura 2.2 – Modelo esquemático do amortecedor por atrito semiativo.....	12
Figura 2.3 – Representação esquemática de variações na rigidez do acoplamento do AAS no AMAS.....	13
Figura 2.4 – Representação esquemática das condições que $F_{at}$ promove o movimento de $m_1$ na direção de sua posição de equilíbrio estático.....	16
Figura 2.5 – Representação esquemática generalizada dos tipos de posicionamento do amortecedor por atrito semiativo e de excitação: (a) excitação pela base devido ao terremoto e (b) excitação diretamente no andar da estrutura.....	18
Figura 2.6 – Diagrama esquemático do funcionamento do operador $P[x]$ de Santos et al (2017).....	24
Figura 2.7 – Condições para os valores do parâmetro $P_d$ .....	26
Figura 3.1 – Receptâncias: Vibração do sistema original (1 GDL), ADV, AMA com amortecimento ótimo e AMAS com estratégias (a) e (b).....	34
Figura 3.2 – Razões de atenuação de cada abordagem/estratégia no sistema vibratório de 1GDL.....	35
Figura 3.3 – Gráfico da norma com a máxima amplitude e o parâmetro $P_d$ : Vibração do sistema original (1 GDL), ADV, AMA com amortecimento ótimo e AMAS com estratégias (a) e (b).....	36
Figura 3.4 – Respostas temporais para cada abordagem/estratégia: Vibração do sistema original (1 GDL), ADV, AMA com amortecimento ótimo e AMAS com estratégias (a) e (b).....	37
Figura 3.5 – Deslocamento da massa primária e força de atrito na estratégia (a).....	39
Figura 3.6 – Deslocamento da massa primária e força de atrito na estratégia (b).....	39
Figura 3.7 – Ciclos de histerese das estratégias de controle (a) e (b) do AMAS.....	40



Figura 3.8 – Força normal para as estratégias de controle (a) e (b) do AMAS.....	40
Figura 3.9 – Receptâncias: AMAS com estratégia (a) original e com reduções no valor da força normal $N_t$ equivalentes a 1/20, 1/50 e 1/200.....	41
Figura 3.10 – Representação esquemática do sistema vibratório principal 3GDL com as possíveis localizações do AMAS.....	43
Figura 3.11 – Receptâncias das possibilidades de posicionamento comparadas à vibração original [3 GDL]. $H_{11}$ - Receptância na massa $m_1$ ; $H_{21}$ - Receptância na massa $m_2$ ; $H_{31}$ - Receptância na massa $m_3$ .....	47
Figura 3.12 – Razões de atenuação de cada posicionamento do AMAS no sistema vibratório 3GDL.....	49
Figura 3.13 – Representação esquemática generalizada das montagens de AAS e AMAS estudadas.....	51
Figura 3.14 – Receptâncias para cada montagem comparadas à vibração original [3 GDL]. $H_{11}$ - Receptância na massa $m_1$ ; $H_{21}$ - Receptância na massa $m_2$ ; $H_{31}$ - Receptância na massa $m_3$ .....	56
Figura 3.15 – Envelopes do módulo das respostas à varredura em frequência das montagens selecionadas comparadas à vibração original [3 GDL].....	58
Figura 3.16 – Envelopes do módulo das respostas ao impulso das montagens selecionadas comparadas à vibração original [3 GDL].....	59
Figura 3.17 – Envelopes do módulo das respostas ao ruído aleatório das montagens selecionadas comparadas à vibração original [3 GDL].....	60
Figura 3.18 – Acelerogramas dos terremotos utilizados como excitação sísmica e suas densidades espectrais de potência.....	62
Figura 3.19 – Envelopes do módulo dos deslocamentos para as montagens selecionadas comparadas à vibração original [3 GDL] – Kobe, 1995.....	62
Figura 3.20 – Envelopes do módulo dos deslocamentos para as montagens selecionadas comparadas à vibração original [3 GDL] – El Centro, 1940.....	63
Figura 3.21 – Envelopes do módulo dos deslocamentos para as montagens selecionadas comparadas à vibração original [3 GDL] – Mexico City, 1985.....	63

Figura 3.22 – Máximas amplitudes de deslocamento para cada andar da estrutura primária com as montagens selecionadas comparadas à vibração original [3 GDL].....	64
Figura A.1 – Bancada preexistente – parte do sistema vibratório primário.....	77
Figura A.2 – Diagrama esquemático do quadro de fixação e suporte da massa auxiliar da bancada do AMAS.....	78
Figura A.3 – Quadro de fixação e suporte da massa auxiliar da bancada do AMAS: (1) Lâminas flexíveis paralelas; (2) Rigidez auxiliar adicional; (3) Superfície de contato; (4) Massa auxiliar.....	79
Figura A.4 – Pinça flutuante da bancada do AMAS: (1) Eixos-guia; (2) Mancal dos eixos - guia; (3) Unidades deslizantes com mancais lineares; (4) Atuador piezelétrico APA 500L da Cedrat®; (5) Célula de carga triaxial Mini45 da ATI®; (6) Esferas para o contato.....	79
Figura A.5 – Remoção de massa na base da unidade deslizante.....	80
Figura A.6 – Vista da montagem da bancada do AMAS com renderização dos materiais	81
Figura A.7 – Aplicação de cargas e restrições de movimento na pinça flutuante para obtenção das tensões equivalentes.....	82
Figura A.8 – Tensões equivalentes na pinça flutuante.....	82
Figura A.9 – Aplicação de cargas, restrições de movimento e local de obtenção das receptâncias na pinça flutuante.....	83
Figura A.10 – Receptâncias obtidas nas unidades deslizantes.....	83
Figura A.11 – Modo de vibrar do protótipo – 23,29 Hz.....	84
Figura A.12 – Modo de vibrar do protótipo – 141,65 Hz.....	84
Figura A.13 – Modo de vibrar do protótipo – 323,32 Hz.....	85
Figura A.14 – Aplicação de cargas e restrições de movimento no subconjunto da massa auxiliar para obtenção das tensões equivalentes, deslocamentos e forças....	85
Figura A.15 – Tensões equivalentes nas lâminas.....	86
Figura A.16 – Gráfico Deslocamento X Força.....	86
Figura A.17 – Receptâncias com as propriedades físicas e parâmetros de contato da Tab. A.1.....	88

## Lista de Tabelas

Tabela 2.1 – Condições do movimento do sistema vibratório para o acoplamento do AMAS.....	15
Tabela 2.2 – Índices $J$ para eventos sísmicos.....	26
Tabela 2.3 – Parâmetros do procedimento de otimização.....	29
Tabela 3.1 – Propriedades físicas do sistema vibratório e do contato utilizadas nas simulações numéricas.....	33
Tabela 3.2 – Parâmetros do procedimento de otimização para o sistema vibratório 1GDL.....	34
Tabela 3.3 – Parâmetros $P_d$ para cada abordagem/estratégia.....	37
Tabela 3.4 – Matriz de localização dos amortecedores para cada possibilidade de posicionamento do AMAS.....	45
Tabela 3.5 – Propriedades físicas do sistema vibratório 3GDL nas simulações numéricas.....	46
Tabela 3.6 – Parâmetros do procedimento de otimização para o sistema vibratório 3GDL.....	46
Tabela 3.7 – Adaptações em $\mathbf{x}(t)$ , $\mathbf{B}$ and $\mathbf{F}_{at}(t)$ para cada montagem de AAS e AMAS	54
Tabela 3.8 – Parâmetros do procedimento de otimização para a estrutura vibratória 3GDL.....	55
Tabela 3.9 – Parâmetros para cada montagem de AAS e AMAS.....	56
Tabela 3.10 – Valores dos máximos de deslocamento e níveis $RMS$ das respostas das montagens selecionadas a uma excitação tipo varredura em frequência.....	58
Tabela 3.11 – Tempos decorridos para acomodação em menos de 1 % da amplitude máxima das respostas das montagens selecionadas a uma excitação tipo impulso.....	59
Tabela 3.12 – Valores dos máximos de deslocamento e níveis $RMS$ das respostas das montagens selecionadas a uma excitação tipo ruído aleatório.....	60
Tabela 3.13 – Índices $J$ do andar superior para cada terremoto com $PGA$ de $0,3g$ .....	65
Tabela A.1 – Propriedades físicas e de contato da bancada do AMAS.....	87

## Lista de Símbolos

<b>B</b>	– Matriz de localização dos amortecedores.
$c$	– Amortecimento viscoso.
<b>C</b>	– Matriz estrutural de amortecimento viscoso.
$ca$	– Amortecimento viscoso do sistema auxiliar na notação generalizada.
<b>E</b>	– Matriz de distribuição das excitações.
$f$	– Frequência em Hertz.
$F$	– Força de atrito no AAS.
$F_{1a}$	– Força de atrito no contato do AAS.
$F_{at}$	– Força de atrito no contato do AAS.
$\mathbf{F}_{at}(t)$	– Vetor de forças de atrito nos amortecedores.
$F_e$	– Forças de excitação impostas.
$\mathbf{F}_e(t)$	– Vetor de excitações impostas.
$F_t$	– Força de atrito no AAS do AMAS.
$H$	– Receptância do sistema vibratório.
$J$	– Índice de desempenho
$k$	– Rigidez; ou Rigidez tangencial do AAS na notação generalizada.
$k_t$	– Rigidez tangencial no AAS do AMAS.
<b>K</b>	– Matriz estrutural de rigidez.
$ka$	– Rigidez do sistema auxiliar na notação generalizada.
$m$	– Massa.
<b>M</b>	– Matriz estrutural de massa.
$ma$	– Massa do sistema auxiliar na notação generalizada.
$n$	– Número de GDL presentes no sistema vibratório; Ou posição discreta no vetor.
$N$	– Força normal; Força normal do AAS na notação generalizada; Força Normal na estratégia <i>MLBL</i> ; ou tamanho do vetor $A$ .
$N_1$	– Força normal no AAS calculada no último pico ou vale para a estratégia <i>MLBL</i> .
$N_r(t)$	– Valor de força normal de referência para o controle local.

$N_t$	– Força normal no AAS do AMAS.
$N^*$	– Última atualização no valor da força normal calculada para a estratégia <i>MLBL</i> .
$p$	– Número de amortecedores por presentes no sistema vibratório.
$P_d$	– Parâmetro de avaliação do desempenho de receptâncias.
$\overline{P_d}$	– Parâmetro de avaliação do desempenho médio de receptâncias.
$q$	– Número de forças externas que agem no sistema vibratório.
$t$	– Tempo contínuo.
$V^*$	– Velocidade prevista para o instante seguinte.
$x$	– Indicativo de direção ou de um deslocamento na direção indicada.
$x_a$	– Indicativo de direção ou de um deslocamento do sistema auxiliar na direção indicada.
$x_b$	– Indicativo de direção ou de um deslocamento da base na direção indicada.
$xa$	– Indicativo de direção ou de um deslocamento do sistema auxiliar na direção indicada na notação generalizada.
$\mathbf{x}(t)$	– Vetor de deslocamento estrutural.
$\dot{x}$	– Velocidade.
$\dot{\mathbf{x}}(t)$	– Vetor de velocidade estrutural.
$\ddot{\mathbf{x}}(t)$	– Vetor de aceleração estrutural.
$\ddot{x}_b(t)$	– Vetor de aceleração da base.
$Z(t)$	– Variáveis de estado na arquitetura de controle em dois níveis.
$\alpha$	– Razão entre as massas do sistema auxiliar e do sistema primário; Ou parâmetro de fronteira entre o escorregamento e a adesão na estratégia <i>MLBL</i> .
$\beta$	– Ganho no controle da estratégia <i>MLBL</i> .
$\delta$	– Delta de Dirac.
$\zeta_{ótimo}$	– Amortecimento ótimo.
$\mu$	– Coeficiente de atrito estático; Coeficiente de atrito estático do AAS na notação generalizada.
$\mu_t$	– Coeficiente de atrito estático no AAS do AMAS.
$\omega$	– Frequência natural do sistema vibratório.

# SUMÁRIO

<b>CAPÍTULO 1 – Introdução.....</b>	<b>1</b>
1.1. Síntese dos Objetivos.....	7
1.2. Justificativas.....	8
1.3. Apresentação da Estrutura da Tese.....	9
 <b>CAPÍTULO 2 – Desenvolvimento.....</b>	 <b>11</b>
2.1. Modelo do Amortecedor de Massa Auxiliar Sintonizável Utilizando Amortecedor por Atrito Semiativo.....	 11
2.1.1. Avaliação da Influência da Força de Atrito.....	13
2.1.2. Avaliação do Uso de Força Normal Variável.....	14
2.2. Formulação da Equação do Movimento.....	16
2.2.1. Notação Matemática para Casos Gerais.....	17
2.3. Estratégias de Controle da Força Normal.....	22
2.3.1. Estratégia de Controle da Força Normal no AAS Fora da Suspensão do AMAS.....	 23
2.4. Parâmetro de Avaliação de Respostas em Frequência.....	25
2.5. Índices de Avaliação de Respostas Temporais.....	26
2.6. Metodologia de Abordagem para o Uso do AMAS em Sistemas Dinâmicos..	27
2.7. Procedimento de Determinação das Propriedades Físicas do Sistema Auxiliar.....	 28
 <b>CAPÍTULO 3 – Resultados e Discussões para Estudos de Casos.....</b>	 <b>31</b>
3.1. Sistema Vibratório com Um Único Grau de Liberdade.....	32

3.1.1. <i>Equação do Movimento para o AMAS Acoplado ao Sistema Vibratório 1GDL.....</i>	32
3.1.2. <i>Propriedades Físicas do Sistema Vibratório 1GDL.....</i>	32
3.1.3. <i>Avaliação das Estratégias de Controle do AMAS.....</i>	38
3.2. Sistema Vibratório com Três Graus de Liberdade.....	43
3.2.1. <i>Modelagem Numérica para o Sistema Vibratório 3GDL.....</i>	43
3.2.2. <i>Propriedades Físicas do Sistema Vibratório 3GDL.....</i>	46
3.2.3. <i>Avaliação da Localização do AMAS no Sistema Vibratório 3GDL..</i>	47
3.3. Uso de AAS e AMAS na Atenuação de Vibração de Estruturas.....	49
3.3.1. <i>Montagens de Posicionamento de AAS e AMAS na Estrutura Vibratória.....</i>	50
3.3.2. <i>Estrutura Vibratória e Modelagem Numérica para o Uso de AAS e AMAS.....</i>	52
3.3.3. <i>Receptâncias Numéricas da Estrutura Vibratória com o Uso de AAS e AMAS.....</i>	54
3.3.4. <i>Montagens Seleccionadas Sujeitas a Diferentes Tipos de Excitação..</i>	57
3.3.5. <i>Montagens Seleccionadas Sujeitas a Excitações Sísmicas.....</i>	61
3.4. Conclusões Parciais dos Estudos de Casos.....	66
<b>CAPÍTULO 4 – Conclusão.....</b>	<b>68</b>
4.1. Sugestões para Trabalhos Futuros.....	70
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>72</b>
<b>APÊNDICE.....</b>	<b>77</b>
A.1. Projeto da Bancada Experimental do AMAS.....	77
A.2. Principais Verificações Mecânicas do Projeto da Bancada Experimental do AMAS.....	81

# **CAPÍTULO I**

## **INTRODUÇÃO**

Para reduzir os níveis de vibração em sistemas mecânicos utilizam-se as seguintes técnicas: Atuar sobre a excitação eliminando-a, reduzindo sua amplitude e/ou alterando seu espectro de frequências, o que não é possível na maioria dos casos; Atuar sobre a própria estrutura, variando sua massa, rigidez ou introduzindo amortecimento; E, se não for possível utilizar as alternativas anteriores, acoplar sistemas auxiliares na estrutura primária visando neutralizar a vibração e/ou seus efeitos (SILVA, 2005). Atuar na estrutura adicionando amortecimento é, geralmente, a técnica mais viável e que possibilita a solução da maioria dos casos de vibração excessiva.

A exigência da indústria moderna por máquinas e equipamentos mais leves e eficientes tem conduzido à obtenção de sistemas dinâmicos com maior flexibilidade. Tal fato pode contribuir para o aumento das vibrações estruturais e, nesses casos, a adição de amortecimento se mostra uma alternativa com ótimo custo-benefício para sua mitigação (SANTOS et al., 2017).

Por apresentarem desempenho proporcional à velocidade, amortecedores viscosos são inviáveis para aplicações em estruturas com massa elevada, baixas velocidades e em ambientes com altas temperaturas (SANTOS et al., 2017). Esses motivos são considerados a razão tecnológica de caminhões utilizarem feixe de molas, cujo amortecimento é proveniente



da fricção entre as lâminas, ao invés de amortecedores viscosos como os carros de passeio. Uma vez que os amortecedores por atrito não apresentam tais restrições.

A fim de tornar os amortecedores por atrito mais robustos, alguns autores (LIN et al., 2010; LU, 2004; DUPONT; KASTURI; STOKES, 1997) utilizam amortecedores por atrito com variação da força normal no acoplamento para dissipar a energia mecânica em sistemas com grande massa (por exemplo, estruturas civis sujeitas a abalos sísmicos) e outros sistemas dinâmicos para os quais não é possível utilizar amortecedores viscosos. Outros autores (NITZSCHE et al., 2005; WICKRAMASINGHE; YONG; ZIMICK, 2008; YONG et al., 2003; YONG et al., 2004; COELHO, 2014; SANTOS et al., 2017) os utilizam por apresentarem grande potencial de dissipação de energia mecânica, adaptabilidade e capacidade de atenuar amplitudes de vibração em sistemas dinâmicos de múltiplos graus de liberdade.

Esses mecanismos encontram aplicações em motores de aeronaves para reduzir as amplitudes de vibração das pás (FIRRONE, 2006), na proteção sísmica de estruturas (MIRTAHERI et al., 2011; LU et al, 2006), na redução de vibrações transientes em estruturas treliçadas em satélites artificiais (PARK; KIM, 2013), em veículos visando aumentar o conforto e a estabilidade (GUGLIELMINO; EDGE, 2004; FATEH; ALAVI, 2009; BOUAZARA; RICHARD; RAKHEJA, 2006), bem como em outras aplicações que requerem eficiência e robustez.

Acompanhado do uso de estratégias de controle da força normal apropriadas no amortecedor por atrito que o faça trabalhar segundo a abordagem de controle semiativa, o sistema vibratório consegue se adaptar a eventuais mudanças e maximizar a dissipação de energia mecânica sem demandar muita energia elétrica, uma vez que o atuador não trabalha diretamente contra a excitação. Essas estratégias permitem que os amortecedores por atrito tenham seus parâmetros físicos aparentes e, conseqüentemente, sua impedância ajustável. Promovendo adaptabilidade ao sistema dinâmico, ou seja, um robustecimento da estrutura a ações externas e imprevistas. Esse tipo de amortecedor é nomeado como Amortecedor por Atrito Semiativo (AAS). Um mecanismo que apresenta elevada capacidade de dissipação de energia mecânica e de amortecimento para pequenas e grandes estruturas, sujeitas a baixas ou altas amplitudes de velocidades de vibração (SANTOS et al., 2017).

Diante da impossibilidade de se atuar na excitação, ou de se ter acesso ao vínculo da estrutura com o referencial inercial, ou caso a estrutura primária seja fruto de um projeto

anteriormente elaborado e uma modificação estrutural poderia comprometer seu funcionamento, a alternativa é acoplar um sistema auxiliar.

Os sistemas auxiliares são anexados à estrutura vibratória através de elementos elásticos e amortecedores viscosos para auxiliar no controle das amplitudes de vibração. Dependendo da aplicação, recaem em duas classes: (1) Um Absorvedor Dinâmico de Vibração (ADV) é uma massa auxiliar anexada à estrutura primária através de um elemento elástico e apresenta fator de amortecimento tão pequeno quanto possível. (2) Quando o amortecimento viscoso provido é significativo, o sistema auxiliar trabalha como uma forma particular de amortecedor, sendo então chamado de Absorvedor Amortecido ou Amortecedor de Massa Auxiliar (AMA) (HARRIS; PIERSOL, 2002).

Em geral, o absorvedor dinâmico de vibração é utilizado quando o sistema primário está quase em ressonância com a excitação harmônica de frequência constante e é projetado de modo que as frequências naturais do sistema resultante fiquem longe da frequência de excitação (BRAUN; EWINS; RAO, 2002). Quando sintonizados na frequência harmônica de vibração forçada da estrutura, tais dispositivos podem eliminar a vibração do sistema primário criando uma antirressonância (CHATTERJEE, 2010).

O absorvedor dinâmico de vibração promove uma solução barata e eficiente na redução das amplitudes de vibração em diversos sistemas complexos, desde virabrequins de motores à combustão interna passando por linhas de transmissão, carcaças de máquinas, painéis estruturais, grandes conjuntos de turbomáquinas, entre outros (ESPÍNDOLA; BAVASTRI; LOPES, 2010).

Lin et al (2010) ressaltam que a presença de mecanismos de dissipação de energia em sistemas de massa auxiliar é de extrema utilidade para redução da amplitude de deslocamento do sistema principal. Essa redução de amplitude conduz à obtenção de amortecedores de massa auxiliar mais estáveis, com maior vida à fadiga dos elementos elásticos e ao aumento da banda de frequência em que o dispositivo pode atuar.

Espíndola; Bavastri; Lopes (2010) avaliaram o uso de materiais viscoelásticos para o controle passivo de absorvedores de vibração e dissipação de energia. Esses se mostraram fáceis de fabricar e de serem aplicados em estruturas de qualquer tamanho e forma devido à facilidade de moldá-los e adaptá-los para atender praticamente todas as especificações. Porém, observaram que, para a obtenção de bons resultados em uma faixa mais larga de frequências, é necessária a utilização de vários absorvedores viscoelásticos em uma única coordenada generalizada para suavizar a resposta da estrutura de um único grau de liberdade.

A adição de amortecimento viscoso na suspensão da massa auxiliar pode contribuir para a redução das amplitudes do movimento do sistema vibratório composto para excitações próximas a frequências naturais (HARRIS; PIERSOL, 2002). O amortecedor de massa auxiliar é um dos dispositivos de controle de vibração passivos mais antigos, no qual encontra aplicações em diversos campos da engenharia incluindo acústica, aerelasticidade, terremotos, mecânica e engenharia aeroespacial (TSIATAS; CHARALAMPAKIS, 2017).

É possível encontrar o valor ótimo para o coeficiente de amortecimento viscoso de um amortecedor de massa auxiliar anexado a um sistema vibratório com um único grau de liberdade. A metodologia foi inicialmente proposta por Ormondroyd e Den Hartog (1928), onde apresentam como calcular o coeficiente de amortecimento ótimo para uma dada razão de massas. O mesmo é calculado através da Eq. (1.1), e promove a melhor atenuação possível para ambos os picos ressonantes do sistema vibratório composto.

$$\zeta_{\acute{o}tm} = \sqrt{\frac{3\alpha}{8(1+\alpha)^3}} \quad (1.1)$$

Em que  $\alpha$  é a razão  $m_a/m_1$  entre a massa auxiliar ( $m_a$ ) e a massa do sistema primário ( $m_1$ ). A utilização do coeficiente de amortecimento ótimo  $\zeta_{\acute{o}tm}$  é a solução passiva mais eficiente para o amortecedor de massa auxiliar.

Conforme Tsiatas e Charalampakis (2017) a eficácia do amortecedor de massa auxiliar pode ser comprometida. Influências do ambiente e outros parâmetros externos podem alterar as propriedades do amortecedor de massa auxiliar, desajustando-o. Além disso, geralmente é necessária uma grande massa oscilante para obter uma redução significativa das vibrações.

Segundo diversos autores (CUNHA JR., 1999; MARQUES, 2000; CHATTERJEE, 2010; WEBER, 2014), para melhorar o desempenho do amortecedor de massa auxiliar com amortecimento viscoso ótimo na atenuação das amplitudes de vibração faz-se necessário o uso de dispositivos ativos em sua suspensão. Tais dispositivos são molas ativas com ligas de memória de forma, atuadores piezelétricos e outros atuadores capazes de ajustar o amortecedor de massa auxiliar na frequência desejada. Na abordagem ativa para controle de vibrações, o consumo de energia pode ser significativo.

Outra solução é a utilização de abordagens semiativas que fazem uso de tais atuadores para ajustar as propriedades físicas da estrutura, tais como: amortecedores por atrito controláveis, como nos trabalhos de Lu et al (2006) e Lin; Lin; Wang (2009), implementados

para controlar a dissipação de energia ou para aumentar o deslocamento relativo com intuito de aumentar a eficiência do dispositivo; de amortecedores magneto reológicos, como no estudo de Weber (2014), que possibilitam o ajuste da rigidez e do amortecimento viscoso do amortecedor de massa auxiliar sintonizável para que as frequências naturais do sistema resultante fiquem longe da frequência de excitação; ou de outros tipos de dispositivos capazes de sintonizar o amortecedor de massa auxiliar e simultaneamente dissipar energia mecânica do sistema primário. Esses sistemas de massa auxiliar adaptativos são nomeados Amortecedores de Massa Auxiliar Sintonizáveis (AMAS).

Tal abordagem permite que o amortecedor de massa auxiliar sintonizável reduza as amplitudes de vibração do sistema dinâmico dentro de uma ampla banda de frequência sem o consumo elevado de energia elétrica por parte do atuador, e sua adaptabilidade torna o sistema vibratório mais robusto a variações em suas condições operacionais.

Conforme Santos et al (2017), a arquitetura de controle de dispositivos como esse requer dois níveis. O primeiro nível, chamado de controle global, se trata da estratégia de controle a ser utilizada para se determinar o valor da força normal que deve ser empregado num determinado instante. Ou seja, é uma lógica de controle que calcula o valor da força normal que deverá ser imposta ao acoplamento por atrito considerando as condições momentâneas do movimento da estrutura vibratória.

O valor de força normal calculado por elas servirá como referência para o segundo nível (controle local). A partir daí, esse segundo nível trabalha como um controle com retroalimentação qualquer utilizando controladores tipo PID (Proporcional-Integral-Derivativo) que visam garantir que o valor de referência seja efetivamente empregado no contato do acoplamento. Nesse momento, caberão considerações quanto ao erro aceitável no valor da força normal aplicada, tempo de resposta do controlador, entre outras, para o projeto do controlador utilizado.

A arquitetura em dois níveis é representada na Fig. 1.1, onde a excitação ao qual o sistema vibratório será submetido é dada por  $F_e(t)$ . Tal excitação acarreta em mudanças nos valores do vetor de variáveis de estados  $Z(t)$ , ou seja, nos movimentos do sistema vibratório (estrutura primária, em preto, e sistema de massa auxiliar, em vermelho). A lógica de controle global utilizará essas informações para calcular o valor ideal para a força normal  $N_r(t)$  que seja capaz de suprimir a vibração. O controle local (em vermelho) é o controlador PID,  $U(t)$  o esforço de controle,  $N(t)$  é a força normal medida e  $e(t)$  o erro entre o valor de referência e o nível de força aplicado.

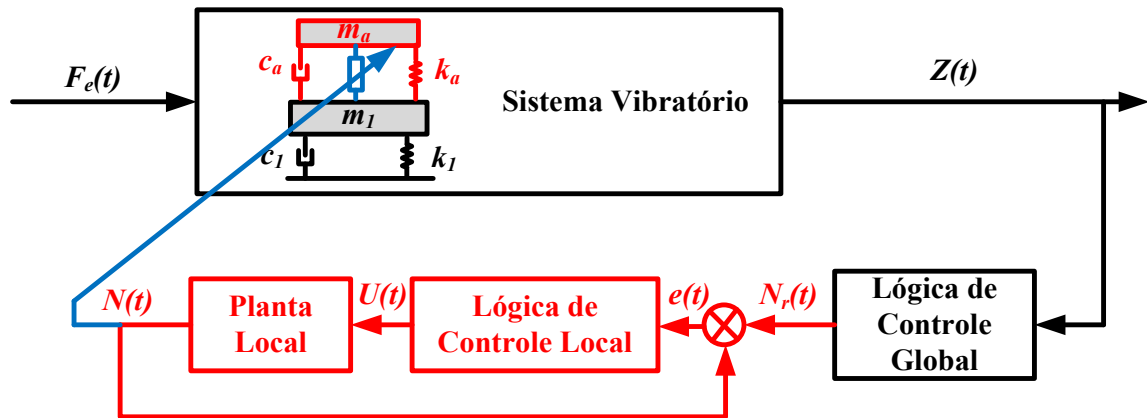


Figura 1.1 – Arquitetura de controle em dois níveis.

A força normal  $N(t)$  aplicada no acoplamento do amortecedor por atrito semiativo (em azul) modifica as propriedades físicas aparentes da suspensão do amortecedor de massa auxiliar sintonizável, promovendo dissipação de energia mecânica e atenuações nas amplitudes de movimento do sistema primário.

A representação esquemática da planta local para uma bancada que utilize um atuador piezelétrico pode ser vista na Fig. 1.2. A célula de carga fornece o sinal de retroalimentação para a lei de controle local, e o atuador piezelétrico impõe a força no acoplamento.

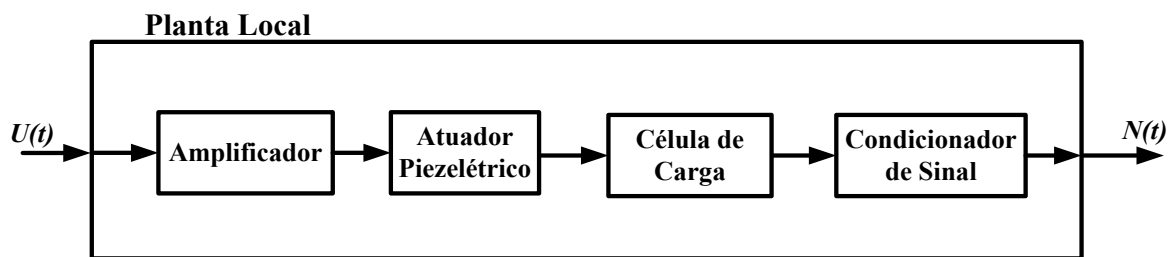


Figura 1.2 – Representação esquemática da planta local.

Visando a obtenção de um sistema dinâmico adaptável, diversas aplicações de sistemas de massa auxiliar controlados já foram estudadas. Oh e Choi (2013) utilizaram um absorvedor de vibração adaptativo com o objetivo de amortecer impactos induzidos por decolagens de foguetes e dispositivos pirotécnicos. Koo; Shukla; Ahmadian (2008) utilizam amortecimento viscoso não linear para reduzir a transmissibilidade da vibração advinda de excitações pela base. Chatterjee (2010) utilizou técnicas de otimização para obter o máximo amortecimento da resposta na frequência do modo de vibrar alvo do projeto do sistema de

massa auxiliar. E Lin; Lin; Wang (2009) utilizaram um amortecedor de massa auxiliar semiativo com amortecedor por atrito a fim de dissipar a energia de vibração causada por terremotos.

Porém, muitos dos amortecedores de massa auxiliar semiativos utilizados nesses trabalhos são eficientes somente no modo de vibrar alvo da sintonia do dispositivo, adaptando-se apenas a pequenas mudanças nessa frequência alvo, possuindo boa eficiência apenas numa banda de frequências estreita. E também apresentam alta sensibilidade à excitação e elevadas amplitudes em outras regiões da resposta. Isso mostra que há espaço para evolução no desempenho e na robustez desses dispositivos.

Neste trabalho, a aplicabilidade do amortecedor por atrito semiativo é estendida para situações que não é possível ter acesso ao vínculo entre o referencial inercial e a estrutura ao anexar um sistema de massa auxiliar e posicionar o amortecedor por atrito semiativo na suspensão do mesmo, ou seja, adicionar um amortecedor de massa auxiliar sintonizável. Portanto, contribui para o tema em questão ao propor e estudar estratégias de controle para o amortecedor de massa auxiliar sintonizável com amortecedor por atrito semiativo em sua suspensão voltadas à obtenção de um mecanismo robusto e eficiente na supressão das amplitudes de vibração em sistemas mecânicos em um amplo espectro de frequências.

## **1.1 – Síntese dos Objetivos**

O objetivo geral deste trabalho é estudar o amortecedor de massa auxiliar sintonizável utilizando um amortecedor por atrito semiativo em sua suspensão visando obter atenuações das amplitudes de vibração em um amplo espectro de frequências.

Para que o objetivo geral seja alcançado, se faz necessário atender aos seguintes objetivos específicos:

- 1) Modelar o sistema vibratório com a adição do dispositivo auxiliar e analisar o comportamento dinâmico do sistema considerando-se os efeitos decorrentes da magnitude e do sentido da força de atrito bem como da magnitude da rigidez tangencial no contato mecânico do acoplamento.
- 2) Apresentar e estudar estratégias de controle da força normal desenvolvidas para maximizar o desempenho do dispositivo e dar robustez ao sistema primário.

- 3) Obter resultados numéricos para diferentes tipos de excitação (impulso, varredura em frequência, ruído aleatório e registros sísmicos como excitação pela base), para sistemas de um único e três graus de liberdades, e para diferentes posicionamentos de dispositivos baseados em atrito na estrutura.
- 4) Propor metodologias de avaliação dos resultados, de determinação das propriedades físicas do sistema auxiliar e de abordagem para o uso do dispositivo em sistemas mecânicos.

## 1.2 – Justificativas

O trabalho se justifica uma vez que é frequente a requisição por sistemas mecânicos controlados com capacidade de manter seu desempenho mesmo diante da variação das condições operacionais ou de alterações nas propriedades do mesmo. O consumo de energia também é relevante devido à busca por mais eficiência em situações com restrição energética, como em sistemas embarcados.

Neste cenário, suspensões semiativas cujas propriedades de rigidez e amortecimento possam ser alteradas são promissoras, uma vez que tais dispositivos serão energeticamente eficientes e poderão sintonizar o sistema dinâmico para reduzir as amplitudes da resposta mediante perturbações externas.

Em casos que não há possibilidade de utilizá-las diretamente no sistema primário a alternativa é adicionar um sistema de massa auxiliar que possua uma suspensão semiativa. Suspensões com tais características são capazes de sintonizar o amortecedor de massa auxiliar sintonizável ao mesmo tempo em que dissipa energia mecânica do sistema primário, permitindo que o amortecedor de massa auxiliar sintonizável supere o desempenho de sistemas de massa auxiliar passivos tradicionalmente utilizados.

Por ser baseado em atrito, esse conceito é aplicável em diversos sistemas dinâmicos como em pequenas e grandes estruturas, leves ou pesadas, sujeitas a baixas ou altas velocidades de vibração, e não apresentam restrições quanto à temperatura.

Portanto, o conhecimento do comportamento dinâmico deste mecanismo se faz necessário uma vez que apresenta grande potencial na supressão de vibração e no robustecimento de sistemas dinâmicos, qualificando-o para um amplo leque de aplicações.

### 1.3 – Apresentação da Estrutura da Tese

Este trabalho foi organizado em quatro capítulos. Uma breve descrição sobre cada um deles é apresentada abaixo.

Neste primeiro capítulo foi introduzida a necessidade de se procurar por metodologias mais eficientes no controle semiativo de vibração ao se utilizar sistemas de massa auxiliar ajustáveis, apresentando-se o amortecedor por atrito semiativo como dispositivo capaz de dissipar grande quantidade de energia quando utilizado na suspensão do amortecedor de massa auxiliar sintonizável. Foi realizado um levantamento bibliográfico envolvendo conceitos e aplicações de amortecedores por atrito e sistemas de massa auxiliar no controle de vibrações, e estabelecidos objetivos e justificativas relevantes para a realização deste trabalho.

No Capítulo 2 é apresentado o modelo do amortecedor de massa auxiliar sintonizável utilizando o amortecedor por atrito semiativo em sua suspensão. Posteriormente são realizados estudos de sua influência no comportamento dinâmico do sistema. É apresentada a notação generalizada adotada para se dispor as variáveis de estado e as propriedades físicas na formulação da equação dinâmica. São descritas as lógicas de controle da força normal nos dispositivos baseados em atrito e as métricas de avaliação dos resultados obtidos. Posteriormente, é apresentado o procedimento utilizado para a determinação da rigidez ótima para sistema auxiliar utilizado na estrutura primária em análise, e a metodologia de abordagem para o emprego do amortecedor de massa auxiliar sintonizável em sistemas mecânicos.

No Capítulo 3, são apresentados resultados de simulações do amortecedor de massa auxiliar sintonizável e suas estratégias de controle quando aplicados a um sistema vibratório com um Único Grau de Liberdade (1GDL), diante dos quais são ponderadas diferenças entre as estratégias utilizadas e comparações com sistemas de massa auxiliar passivos. Além disso, é analisada a influência do posicionamento de um único amortecedor de massa auxiliar sintonizável em um sistema vibratório com Três Graus de Liberdade (3GDL). São avaliados a robustez e o desempenho de diferentes configurações que utilizam amortecedor por atrito semiativo e amortecedor de massa auxiliar sintonizável em uma estrutura vibratória com três graus de liberdade. As melhores configurações são submetidas a diferentes tipos de excitações, incluindo registros sísmicos como excitação pela base. Detalhes sobre procedimento aplicado a cada etapa é oportunamente inserido.



As conclusões, comentários finais, produções científicas proporcionadas pelo desenvolvimento deste trabalho e sugestões para futuros desenvolvimentos são apresentados no Capítulo 4.

## CAPÍTULO II

### DESENVOLVIMENTO

#### 2.1. Modelo do Amortecedor de Massa Auxiliar Sintonizável Utilizando Amortecedor por Atrito Semiativo

A representação esquemática do amortecedor de massa auxiliar sintonizável com amortecedor por atrito semiativo em sua suspensão anexado a um sistema primário de um único grau de liberdade se dá conforme a Fig. 2.1.

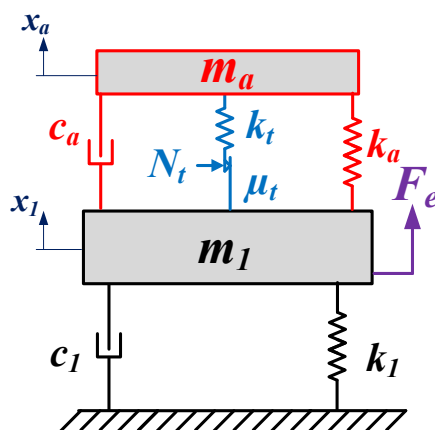


Figura 2.1 – Representação esquemática do AMAS com AAS anexado ao sistema vibratório primário de 1GDL.

O sistema vibratório discreto apresentado na Fig. 2.1 possui duas massas concentradas com movimento restrito a apenas uma direção. Consequentemente, dois graus de liberdade representados pelos deslocamentos  $x_1$  e  $x_a$ , para a massa do sistema primário  $m_1$  (em preto) e do sistema auxiliar  $m_a$  (em vermelho), respectivamente. O amortecedor por atrito semiativo da suspensão do sistema auxiliar é esboçado em azul. E  $F_e$  é a força de excitação imposta ao sistema.

A suspensão do sistema primário é composta pela rigidez  $k_1$  e pelo amortecimento viscoso  $c_1$ . A suspensão do amortecedor de massa auxiliar sintonizável é composta pela rigidez  $k_a$  e o amortecimento viscoso  $c_a$ , como elementos lineares, e pelos componentes não lineares caracterizados pela rigidez tangencial  $k_t$  e pelo acoplamento por atrito cujo valor do limite estático da força de atrito é  $\mu_t N_t$ . Nos quais  $\mu_t$  é o coeficiente de atrito estático e  $N_t$  a força normal no acoplamento do amortecedor de massa auxiliar sintonizável.

No amortecedor por atrito semiativo, cargas normais são aplicadas no acoplamento modificando as propriedades físicas aparentes do sistema vibratório, tais como rigidez, amortecimento e ocasionalmente a massa através da adição de um peso adicional no sistema (SANTOS et al., 2017).

O modelo do amortecedor por atrito semiativo, esquematicamente representado na Fig. 2.2, é baseado na lei de atrito de Coulomb com Rigidez Tangencial.

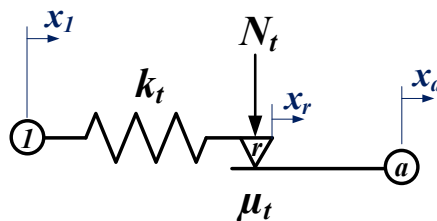


Figura 2.2 – Modelo esquemático do amortecedor por atrito semiativo.

Onde  $x_i$  são os deslocamentos de cada um dos  $i$  nós ( $m_1$ ,  $m_a$  e riscador da junta por atrito seco). Tal modelo é composto pela associação em série de um elemento elástico (rigidez tangencial) e um acoplamento por atrito seco. Os nós "1" e "a" são fixados em diferentes elementos de massa da estrutura ou em um elemento de massa e um referencial inercial. A força entre os nós "1" e "a" é dada pela Eq. (2.1).

$$F_{at} = F_{1a} = \begin{cases} k_t(x_a - x_1) & \text{se } |k_t(x_a - x_1)| \leq \mu_t N_t \\ \mu_t N_t & \text{demais casos} \end{cases} \quad (2.1)$$

A Equação (2.1) expressa a relação entre a força  $F_{1a}$  (ou força de atrito  $F_{at}$ ) e o deslocamento relativo (ou deformação do amortecedor)  $x_{1a} = x_a - x_1$  até o limite estático da força de atrito de Coulomb  $\mu_t N_t$ . Um comportamento não linear da força de atrito  $F_{at}$  deve ser observado após esse limite.

### 2.1.1. Avaliação da Influência da Força de Atrito

Ao considerar níveis constantes para a força normal no acoplamento, a força de atrito e a rigidez tangencial do acoplamento podem influenciar o comportamento dinâmico do sistema de três formas distintas. A primeira ocorre quando a rigidez tangencial  $k_t$  é muito maior que a rigidez auxiliar  $k_a$  e o limite de atrito estático,  $\mu_t N_t$ , tende ao infinito. Nesse caso o acoplamento entre o amortecedor de massa auxiliar sintonizável e o sistema primário se torna completamente rígido, conforme visto na Fig. 2.3a. Dessa forma, a massa  $m_a$  se torna parte do sistema vibratório principal. Constituindo um novo sistema vibratório de 1GDL com massa total  $m_1 + m_a$ , rigidez elástica  $k_1$  e amortecimento viscoso  $c_1$ . Nessa situação os elementos lineares  $k_a$  e  $c_a$  não influenciam o comportamento do sistema.

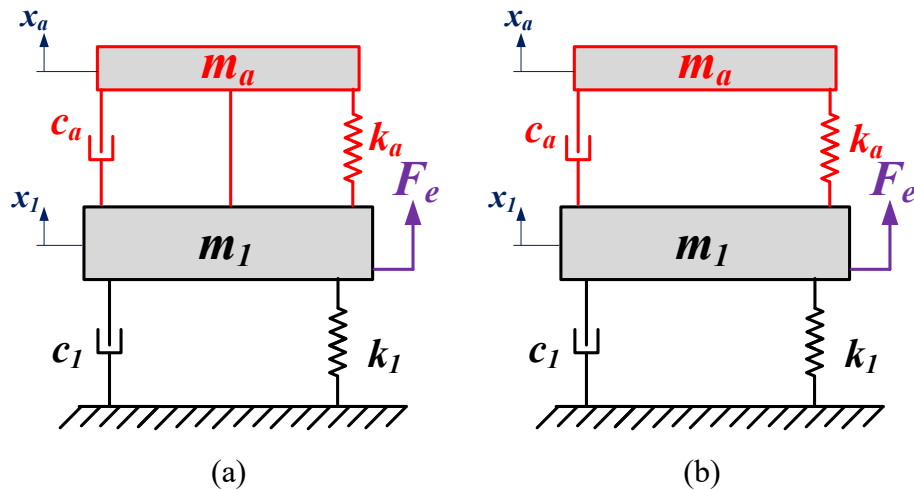


Figura 2.3 – Representação esquemática de variações na rigidez do acoplamento do AAS no AMAS.

A segunda forma, vista na Fig. 2.3b, ocorre quando a rigidez tangencial  $k_t$  é muito menor que  $k_a$ , tendendo a zero, logo a força de atrito  $k_t(x_a - x_1) = 0$ . A influência de  $k_t$  é inexistente, ou seja, o sistema auxiliar atua na estrutura primária como um amortecedor de massa auxiliar passivo com amortecimento viscoso  $c_a$ .

Quando  $k_a$  e  $k_t$  possuem a mesma ordem de grandeza ocorre uma situação intermediária, representação vista na Fig. 2.1. Nela o sistema apresenta um comportamento não linear quando o limite de atrito estático não for suficiente para prevenir o escorregamento no acoplamento. No entanto, caso não ocorra escorregamento no acoplamento, isto é, seja aplicada uma força normal alta o suficiente para prevenir o escorregamento, o sistema se comporta como um sistema de 2GDL linear sob influência de uma rigidez equivalente que é a soma da rigidez tangencial  $k_t$  e da rigidez da suspensão auxiliar  $k_a$ .

### 2.1.2. Avaliação do Uso de Força Normal Variável

Santos et al (2017) utilizaram estratégias com nível de força normal variável visando otimizar a relação entre a energia acumulada em  $k_t$  e a energia dissipada no escorregamento para maximizar a energia dissipada por ciclo de oscilação.

Porém, no trabalho de Santos et al (2017), o amortecedor por atrito é posicionado entre a estrutura e o referencial inercial, de modo que é desejável que o deslocamento relativo seja nulo. Com o uso de sistemas de massa auxiliar deseja-se que o deslocamento da massa primária seja nulo, e que o deslocamento relativo entre ela e a massa auxiliar contribua para tal ocorrência. O amortecedor por atrito na suspensão do sistema de massa auxiliar utiliza o deslocamento relativo entre as massas para dissipar a energia do sistema primário. O travamento do acoplamento ( $x_a - x_1 = 0$ ) inutiliza o amortecedor por atrito da suspensão do sistema auxiliar, situação da Fig. 2.3a.

Logo, não é viável utilizar exatamente os mesmos princípios que Santos et al (2017) utilizaram em suas estratégias para o amortecedor por atrito semiativo quando o mesmo é aplicado na suspensão de um sistema de massa auxiliar.

Dessa forma, é necessário ajustar o nível de força de atrito para manter o amortecedor no limiar de escorregamento, utilizando o deslocamento relativo para acumular energia potencial elástica em  $k_t$ , e quando for conveniente, desacoplar o amortecedor ( $N_t = 0$ ) e permitir que a energia potencial elástica acumulada em  $k_t$  seja dissipada internamente nos corpos em contato por histerese.

Esses conceitos devem estar alinhados com o estudo da influência do sentido da força de atrito no comportamento dinâmico da massa primária para auxiliar no entendimento dos momentos nos quais as estratégias de controle devem atuar. A atuação da força normal é virtuosa apenas quando a força de atrito promove o movimento da massa principal na direção

de sua posição de equilíbrio estático. Seja resistindo ao seu afastamento ou auxiliando seu retorno à ela.

As condições de movimento são definidas de acordo com os deslocamentos e velocidades das massas  $m_1$  e  $m_a$ . A Tabela 2.1 resume as condições do movimento do sistema vibratório e como a força de atrito influencia o comportamento dinâmico do sistema primário. A força normal deve ser aplicada apenas quando a força de atrito estiver no sentido desejado.

Tabela 2.1 – Condições do movimento do sistema vibratório para o acoplamento do AMAS.

<i>Variáveis de estado da massa na qual o AMAS é adicionado</i>		<i>Sentido Desejado para <math>F_{at}</math></i>	<i>Comparação entre <math>(\vec{x}_1)</math> e <math>(\vec{x}_a)</math></i>	<i>Sentido da força de atrito <math>F_{at}</math></i>	<i>Valor da força normal <math>N_t</math></i>	<i>Esboço na Fig. 2.4</i>
<i>Posição</i>	<i>Velocidade</i>					
$\vec{x}_1 > 0$	$\vec{\dot{x}}_1 > 0$	<i>Negativo</i>	$\vec{x}_1 > \vec{x}_a$	<i>Negativo</i>	<i>Não Nulo</i>	(a)
			$\vec{x}_1 < \vec{x}_a$	<i>Positivo</i>	<i>Nulo</i>	(–)
	$\vec{\dot{x}}_1 < 0$	<i>Negativo</i>	$\vec{x}_1 > \vec{x}_a$	<i>Negativo</i>	<i>Não Nulo</i>	(b)
			$\vec{x}_1 < \vec{x}_a$	<i>Positivo</i>	<i>Nulo</i>	(–)
$\vec{x}_1 < 0$	$\vec{\dot{x}}_1 > 0$	<i>Positivo</i>	$\vec{x}_1 > \vec{x}_a$	<i>Negativo</i>	<i>Nulo</i>	(–)
			$\vec{x}_1 < \vec{x}_a$	<i>Positivo</i>	<i>Não Nulo</i>	(d)
	$\vec{\dot{x}}_1 < 0$	<i>Positivo</i>	$\vec{x}_1 > \vec{x}_a$	<i>Negativo</i>	<i>Nulo</i>	(–)
			$\vec{x}_1 < \vec{x}_a$	<i>Positivo</i>	<i>Não Nulo</i>	(c)

Na condição em que  $m_1$  se afasta de seu equilíbrio estático,  $F_{at}$  deve atuar de modo a resistir esse afastamento. O que ocorre quando  $\vec{x}_1 > \vec{x}_a$  para  $\vec{x}_1 > 0$  e  $\vec{x}_1 < \vec{x}_a$  para  $\vec{x}_1 < 0$ , situações vistas na Fig. 2.4a e Fig. 2.4c, respectivamente. Note que em ambas as situações são representadas situações onde  $\vec{x}_a$  possui o mesmo sentido de  $\vec{x}_1$ , e situações com sentido oposto.

Na condição que  $m_1$  retorna ao seu equilíbrio estático,  $F_{at}$  deve atuar de modo a auxiliar nesse retorno. O que ocorre quando  $\vec{x}_1 > \vec{x}_a$  para  $\vec{x}_1 > 0$  e  $\vec{x}_1 < \vec{x}_a$  para  $\vec{x}_1 < 0$ , situações vistas na Fig. 2.4b e Fig. 2.4d, respectivamente. Note que é essencial que  $\vec{x}_a$  e  $\vec{x}_1$  tenham o mesmo sentido, e  $m_a$  esteja com velocidade superior a de  $m_1$ .

As representações das condições em que a força normal deve atuar são apresentadas na Fig. 2.4, nas quais a reta tracejada indica a posição de equilíbrio estático da massa principal e  $\vec{F}_{at}$  é o vetor da força de atrito em  $m_1$  devido ao contato.

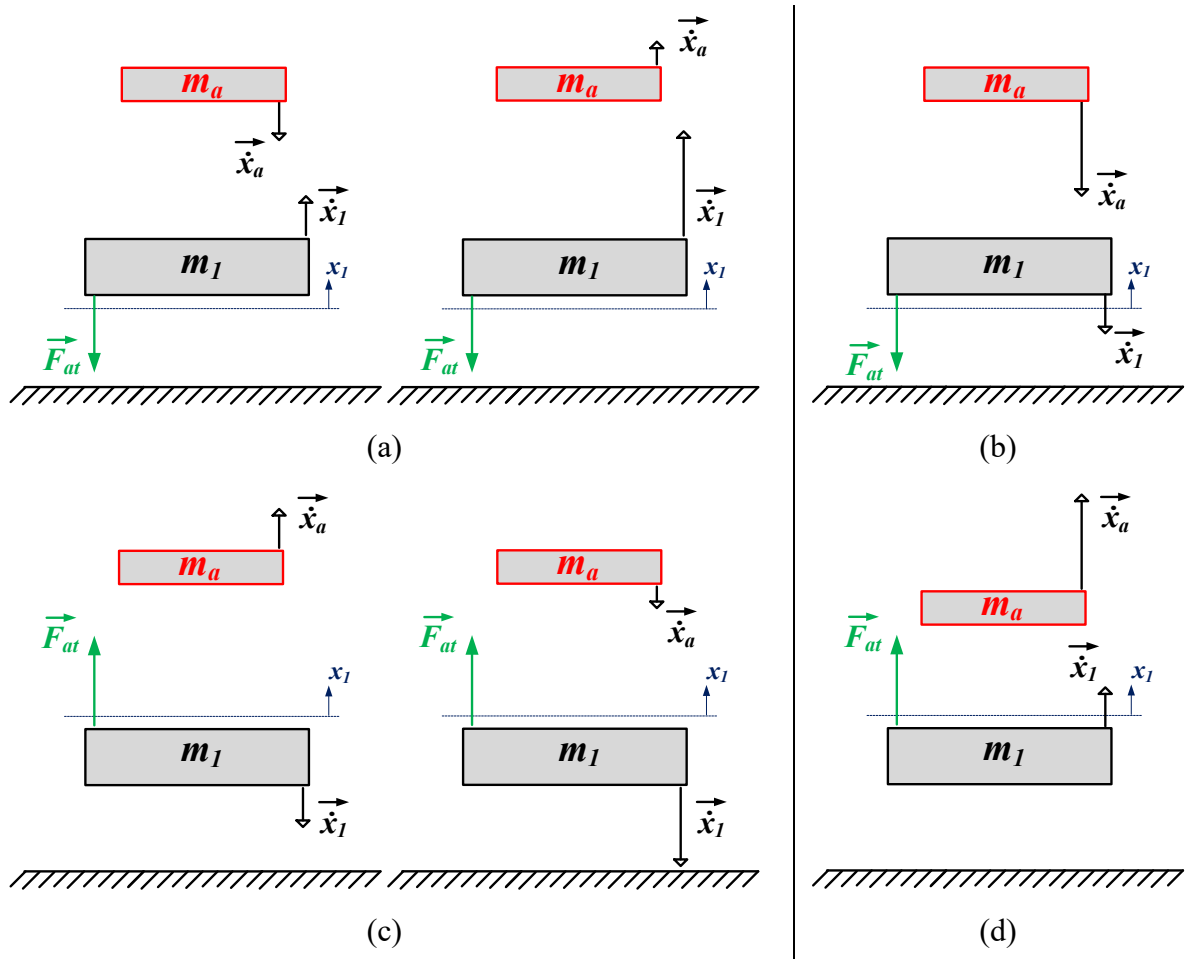


Figura 2.4 – Representação esquemática das condições que  $F_{at}$  promove o movimento de  $m_1$  na direção de sua posição de equilíbrio estático.

## 2.2. Formulação da Equação do Movimento

O método empregado para integração da equação dinâmica em espaço de estados foi proposto por Lu et al (2006) e utilizado em diversos trabalhos (LU et al., 2010; LIN et al., 2010; SANTOS et al., 2017). Nesse método, o sistema é considerado como um sistema vibratório linear e as forças de atrito (forças de natureza não linear) dos amortecedores por atrito são formuladas como parte das forças de excitação.

Para a solução de um sistema vibratório discreto genérico composto por  $n$  graus de liberdade que pode estar equipado com  $p$  dispositivos baseados em amortecedores por atrito e sujeito a  $q$  excitações independentes, a equação dinâmica da estrutura vibratória é formulada conforme Eq. (2.2).

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}(t) = \mathbf{B}\mathbf{F}_{at}(t) + \mathbf{E}\mathbf{F}_e(t) \quad (2.2)$$

Os símbolos escritos em negrito são vetores ou matrizes. Onde  $\mathbf{x}(t)$  é o vetor ( $nx1$ ) de deslocamento estrutural,  $\mathbf{F}_{at}(t)$  é o vetor ( $px1$ ) de forças de atrito nos amortecedores e  $\mathbf{F}_e(t)$  o vetor ( $qx1$ ) de excitações impostas. As matrizes  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{C}$  e  $\mathbf{K}$  são matrizes ( $nxn$ ) de massa, amortecimento e rigidez, respectivamente.  $\mathbf{B}$  é a matriz ( $n \times p$ ) de localização dos amortecedores e  $\mathbf{E}$  é a matriz ( $n \times q$ ) de distribuição de excitações.

Para a representação esquemática apresentada na Fig. (2.1), a equação dinâmica é dada pela Eq. (2.3).

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_a \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_a & -c_a \\ -c_a & c_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_a \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_a & -k_a \\ -k_a & k_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_a \end{Bmatrix} \\ = \begin{bmatrix} 1 \\ -1 \end{bmatrix} \mathbf{F}_{at}(t) + \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} \mathbf{F}_e(t) \end{aligned} \quad (2.3)$$

A matriz de distribuição de excitações indica que há apenas uma excitação ( $q = 1$ ) e a mesma é aplicada em  $m_1$ . Já a matriz de localização dos amortecedores indica que há apenas um único amortecedor por atrito ( $p = 1$ ) que se encontra entre  $m_1$  e  $m_a$  exercendo forças de mesmo módulo em sentidos opostos (sinais distintos).

### 2.2.1. Notação Matemática para Casos Gerais

Neste trabalho, estende-se a metodologia de formulação proposta por Lu et al (2006) para possibilitar estudos de sistemas vibratórios que utilizam amortecedores por atrito semiativos posicionados como se segue:

- Entre o andar da estrutura e a base;
- Entre andares consecutivos da estrutura;
- Na suspensão dos amortecedores de massa auxiliar sintonizáveis que são anexados aos andares da estrutura original.

Além disso, considera-se que as formas de se aplicar as excitações podem ser classificadas em duas: excitação pela base, por exemplo, devido a eventos sísmicos, e excitação diretamente nos andares da estrutura (neste trabalho são estudadas apenas excitações aplicadas ao primeiro andar).

O modelo considera uma estrutura vibratória principal genérica com  $h$  andares que pode ser equipada com múltiplos dispositivos por atrito,  $i$ -AAS e  $j$ -AMAS, em que  $i$  e  $j$  podem assumir qualquer valor entre 0 e  $h$ . Salienta-se que não há obrigatoriedade de  $i = j = h$  ou  $i = j$ .



A Figura 2.5 apresenta o diagrama esquemático com uma notação generalizada das propriedades da estrutura utilizando diversos amortecedores de massa auxiliar sintonizáveis e amortecedores por atrito semiativos. E também inclui a representação do sistema de referenciais e as indicações das variáveis de deslocamento relativas à base para cada categoria de excitação.

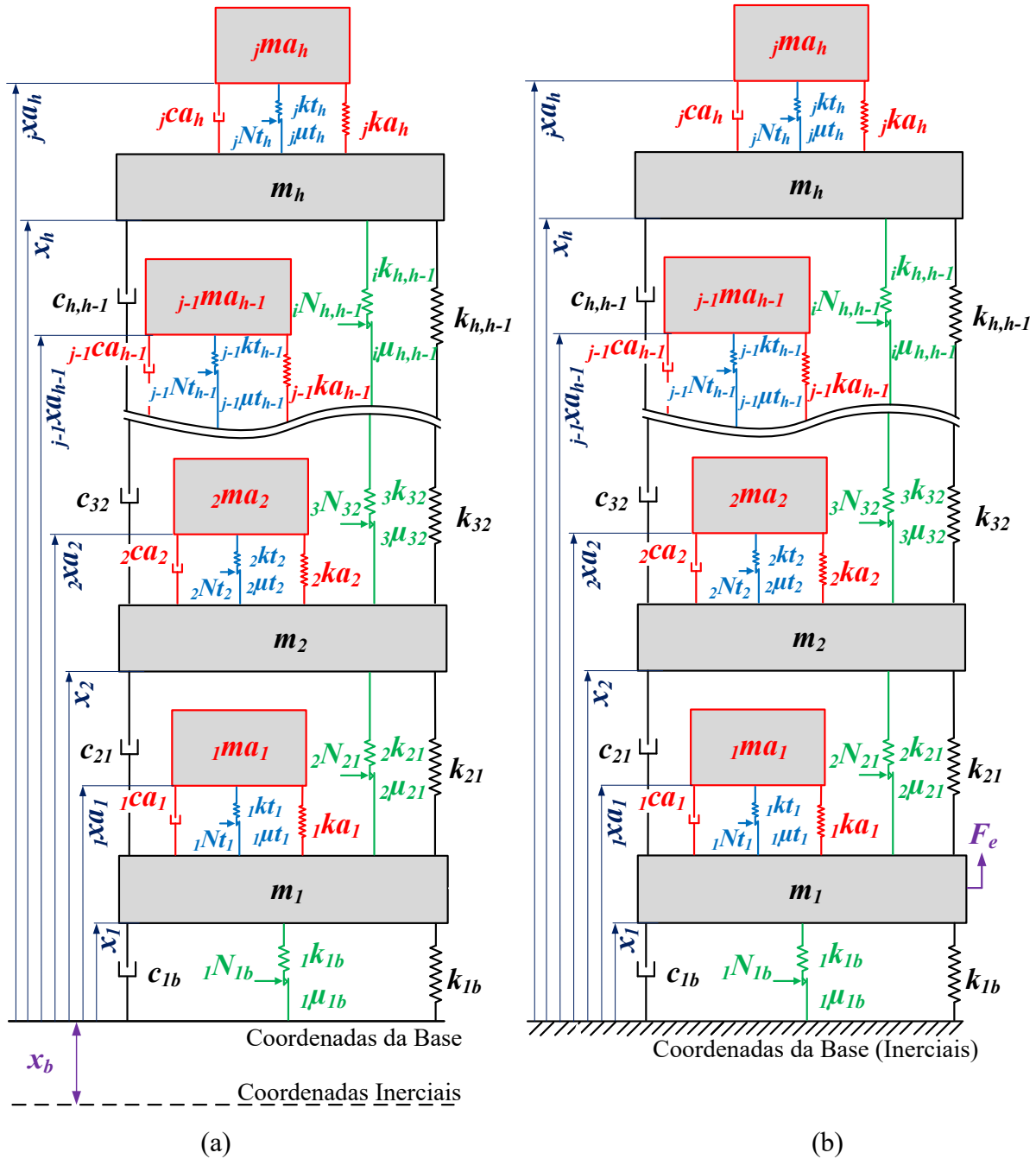


Figura 2.5 – Representação esquemática generalizada dos tipos de posicionamento do amortecedor por atrito semiativo e de excitação: (a) excitação pela base devido ao terremoto e (b) excitação diretamente no andar da estrutura.

Os amortecedores de massa auxiliar sintonizáveis são esboçados em vermelho com seus respectivos amortecedores por atrito semiativos em azul. Os demais amortecedores por atrito semiativos são esboçados em verde e a estrutura principal em preto. As massas da estrutura principal são indicadas como  $m_1, m_2, \dots, m_h$ . As demais propriedades físicas da estrutura principal usam a notação  $c_{d,e}$  e  $k_{d,e}$  em que:  $d$  e  $e$  indicam os andares (ou andar e referencial inercial/base) entre os quais o elemento está posicionado,  $d$  pode variar de 1 para  $h$  e os valores de  $e$  podem ser de  $e = b, 1, 2, \dots, h - 1$ , no qual  $b$  indica que o dispositivo está ligado à base.

Os parâmetros de contato dos amortecedores por atrito semiativos usam a notação  $fN_{d,e}$ ,  $c\mu_{d,e}$  e  $f k_{d,e}$  em que: o subíndice esquerdo  $f$  é a contagem progressiva do número de amortecedores por atrito semiativos adicionado à estrutura que varia de 0 a  $i$ ;  $d$  e  $e$  indicam os andares (ou andar e referencial inercial/base) que o dispositivo é anexado, eles podem assumir os mesmos valores descritos no parágrafo anterior.

As propriedades físicas dos amortecedores de massa auxiliar sintonizáveis usam a notação  $g w_d$  em que:  $w$  indica qual é a propriedade física ( $ma$ ,  $ca$  ou  $ka$ ) ou o parâmetro de contato ( $Nt$ ,  $\mu t$  ou  $kt$ ); o subíndice esquerdo  $g$  indica a contagem progressiva do número de amortecedores de massa auxiliar sintonizáveis adicionados à estrutura que varia de 0 a  $j$ ; e  $d$  indica o andar da estrutura principal que ele está anexado.

O sistema discreto genérico de  $n$ -GDL é composto pelo número total de graus de liberdade da estrutura original somados ao número de graus de liberdade advindos da adição de amortecedores de massa auxiliar sintonizáveis ( $n = h + j$ ). O símbolo  $p$  é o número de amortecedores por atrito utilizados na ocasião ( $p = i + j$ ). E  $q$  é o número de excitações independentes.

A extensão da equação dinâmica mostrada na Eq. (2.2) para as excitações da Fig. 2.5 é dada conforme apresentada na Eq. (2.4).

$$\begin{cases} \mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}(t) = \mathbf{B}\mathbf{F}_{at}(t) + \mathbf{E}\ddot{\mathbf{x}}_b(t) \\ \text{ou} \\ \mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}(t) = \mathbf{B}\mathbf{F}_{at}(t) + \mathbf{E}\mathbf{F}_e(t) \end{cases} \quad (2.4)$$

Na Eq. (2.4),  $\ddot{\mathbf{x}}_b(t)$  é o vetor ( $qx1$ ) com o registro das acelerações da base devido a um terremoto e  $\mathbf{F}_e(t)$  é o vetor ( $qx1$ ) de excitação imposta. As equações se equivalem, o vetor de aceleração da base  $\ddot{\mathbf{x}}_b(t)$  pode ser diretamente substituído por  $\mathbf{F}_e(t)$  na formulação

para permitir a situação representada na Fig. 2.5b, requerendo algumas mudanças na matriz **E** que serão detalhadas adiante.

Neste trabalho, o vetor de deslocamento estrutural é organizado de forma que a coordenada  ${}_j x a$  do amortecedor de massa auxiliar sintonizável  $j$  é colocada imediatamente após a coordenada  $x_h$  do andar no qual ele está posicionado. Para o sistema vibratório genérico da Fig. 2.5, o vetor de deslocamento estrutural  $\mathbf{x}(t)$  é dado conforme apresentado na Eq. (2.5).

$$\mathbf{x}(t) = \begin{bmatrix} x_1 \\ {}_1 x a_1 \\ x_2 \\ {}_2 x a_2 \\ \vdots \\ {}_{j-1} x a_{h-1} \\ x_h \\ {}_j x a_h \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

Como consequência, as matrizes **M**, **C** e **K** são expressas conforme apresentado nas Eq. (2.6) - Eq. (2.8).

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & {}_1 m a_1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_2 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & {}_2 m a_2 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & {}_{j-1} m a_{h-1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & m_h & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & {}_j m a_h \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_{1b} + {}_1 c a_1 + c_{21} & -{}_1 c a_1 & -c_{21} & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ -{}_1 c a_1 & {}_1 c a_1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ -c_{21} & 0 & c_{21} + {}_2 c a_2 + c_{32} & -{}_2 c a_2 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -{}_2 c a_2 & {}_2 c a_2 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & {}_{j-1} c a_{h-1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & c_{h,h-1} + {}_j c a_h & -{}_j c a_h \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & -{}_j c a_h & {}_j c a_h \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{1b} + {}_1ka_1 + k_{21} & -{}_1ka_1 & -k_{21} & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ -{}_1ka_1 & {}_1ka_1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ -k_{21} & 0 & k_{21} + {}_2ka_2 + k_{32} & -{}_2ka_2 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -{}_2ka_2 & {}_2ka_2 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & {}_{j-1}ka_{h-1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & k_{h,h-1} + {}_jka_h & -{}_jka_h \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & -{}_jka_h & {}_jka_h \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

Quando se utiliza como excitação a aceleração da base  $\ddot{x}_b(t)$ , a matriz de distribuição da excitação é expressa conforme Eq. (2.9).

$$\mathbf{E} = -\mathbf{M} * \mathbf{1} \quad (2.9)$$

Na qual  $\mathbf{1}$  é um vetor ( $nx1$ ) unitário utilizado devido o movimento da base afetar todos os andares. A multiplicação por  $-\mathbf{M}$  visa converter as acelerações em forças a fim de respeitar a coerência física na equação dinâmica do movimento (BRAUN; EWINS; RAO, 2002). Caso seja utilizada a excitação  $\mathbf{F}_e(t)$  como na Fig. 2.5b, onde  $q = 1$  e está aplicada apenas em  $m_1$ , a matriz  $\mathbf{E}$  é expressa conforme Eq. (2.10).

$$\mathbf{E} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

As forças promovidas pelos amortecedores por atrito são indicadas no vetor de forças de atrito  $\mathbf{F}_{at}(t)$ . Foi definido que esse vetor seria organizado posicionando-se primeiramente as forças dos amortecedores por atrito semiativos entre andares consecutivos, seguidos pelos advindos da suspensão dos amortecedores de massa auxiliar sintonizáveis, ambos em ordem crescente. Logo, o vetor de forças de atrito nos amortecedores é disposto como mostrado na Eq. (2.11).

Na matriz de localização dos amortecedores, são indicados os andares específicos que cada amortecedor age e o sentido de sua força em cada andar. Para o amortecedor por atrito colocado entre o primeiro andar da estrutura e a base, sabe-se que ele sempre aplicará sua força contra o movimento desse andar. Logo, basta indicar sua presença como mostrado na primeira coluna da matriz  $\mathbf{B}$  apresentada na Eq. (2.12). No amortecedor por atrito localizado

entre andares consecutivos ou na suspensão de um amortecedor de massa auxiliar sintonizável, as forças são aplicadas em sentidos opostos nos dois graus de liberdade. Logo, tais distinções nos sinais das forças devem ser indicadas na matriz  $\mathbf{B}$  respeitando a sequência do vetor de deslocamento estrutural  $\mathbf{x}(t)$  mostrado na Eq. (2.5).

$$\mathbf{F}_{at} = \begin{bmatrix} {}_1F_{1b} \\ {}_2F_{21} \\ \vdots \\ {}_iF_{h,h-1} \\ {}_1F_{t_1} \\ {}_2F_{t_2} \\ \vdots \\ {}_jF_{t_h} \end{bmatrix} \quad (2.11)$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & \dots & 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & -1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & -1 & \dots & 0 & 0 & 1 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & -1 & 0 & 0 & \dots & 1 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & -1 \end{bmatrix} \quad (2.12)$$

### 2.3. Estratégias de Controle da Força Normal

As estratégias de controle utilizadas neste trabalho para modular a força normal no amortecedor por atrito semiativo da suspensão do amortecedor de massa auxiliar sintonizável são duas que apresentaram, de acordo com Coelho; Léopore Neto; Santos (2017), os melhores desempenhos dentre as estratégias anteriormente estudadas nos trabalhos de Coelho; Léopore Neto; Santos (2016) e Guerineau et al (2016). Ambas as estratégias possuem sua aplicação condicionada à Tab. 2.1, que faz referência ao sistema vibratório representado na Fig. 2.1.

Para a estratégia referenciada neste trabalho como (a), o valor da força normal  $N_t$  é ajustado para manter o amortecedor por atrito semiativo na condição de escorregamento iminente, e é decorrente da solução da Eq. (2.13) advinda da Eq. (2.1).

$$N_t = \frac{k_t |x_a - x_1|}{\mu_t} \quad (2.13)$$

A estratégia nomeada como (b) considera que a condição para um amortecedor de massa auxiliar idealmente ajustado implica na inexistência de deslocamento da massa principal e, portanto, há deslocamentos apenas para a massa auxiliar.

Para a representação da Fig. 2.1, tem-se a seguinte equação do movimento:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_a) \dot{x}_1 - c_a \dot{x}_a + (k_1 + k_a) x_1 - k_a x_a - \mu_t N_t = F_e \\ m_a \ddot{x}_a + c_a (\dot{x}_a - \dot{x}_1) + k_a (x_a - x_1) - \mu_t N_t = 0 \end{cases} \quad (2.14)$$

Na Equação (2.14), assumido que a massa  $m_1$  está em repouso, como declarado anteriormente,  $x_1 = \dot{x}_1 = \ddot{x}_1 = 0$ , a Eq. (2.14) pode ser escrita como:

$$\begin{cases} -c_a \dot{x}_a - k_a x_a - \mu_t N_t = F_e \\ m_a \ddot{x}_a + c_a \dot{x}_a + k_a x_a - \mu_t N_t = 0 \end{cases} \quad (2.15)$$

Logo, é possível estimar  $N_t$ , de forma independente da força de excitação  $F_e$ , a partir da segunda linha do sistema de equações da Eq. (2.15) ao assumir que o amortecedor por atrito está no limite do atrito estático de Coulomb, conforme visto na Eq. (2.16).

$$N_t = \frac{|m_a \ddot{x}_a + c_a \dot{x}_a + k_a x_a|}{\mu_t} \quad (2.16)$$

Uma vez que  $N_t$  não pode ser negativo utiliza-se o módulo nas Eq. (2.13) e Eq. (2.16).

### 2.3.1. Estratégia de Controle da Força Normal no AAS Fora da Suspensão do AMAS

A estratégia de controle que modula o valor da força normal  $N$  nos amortecedor por atrito semiativo que não estão na suspensão dos amortecedores de massa auxiliar sintonizáveis é a *MLBL* (*Modified Linear Boundary Layer*) utilizada por Santos et al (2017).

Tal estratégia se mostrou a mais eficiente entre as estudadas por Coelho (2014) e Santos et al (2017) quando se posiciona um amortecedor por atrito semiativo entre a estrutura e o referencial inercial. Ao utilizá-la o amortecedor por atrito semiativo dissipou toda a energia mecânica introduzida no sistema usando a menor força normal possível. Ela se mostrou capaz de quase parar o movimento relativo entre as partes nas quais o amortecedor por atrito semiativo está conectado.

A estratégia visa ampliar a área do ciclo de histerese e, por consequência, obter um maior poder de dissipação de energia no contato. Para isso, possui dois parâmetros para

ajustar a força normal na expressão matemática de sua lei de controle, o ganho no controle  $\beta$  e o parâmetro de fronteira entre o escorregamento e a adesão,  $\alpha$ . Esse último é interpretado como o quão rápido o controlador altera a força normal na iminência do escorregamento. Nas simulações numéricas deste trabalho foram utilizados os mesmos valores que Santos et al (2017),  $\beta = 20$  e  $\alpha = 10$ .

Para tornar o ajuste da força normal o mais rápido possível, tal estratégia estima a velocidade no instante futuro através da aceleração atual da estrutura conforme Eq. (2.17).

$$V^* = \dot{x} + \frac{d^2x}{dt^2} \cdot dt \quad (2.17)$$

A alteração no valor da força normal  $N$  ocorre apenas quando o sinal da velocidade no instante atual for diferente do sinal da velocidade no instante anterior, conforme Eq. (2.18).

$$\begin{cases} N = \beta \cdot N_1 |\tanh(\alpha \cdot V^*)| & \text{se } \text{Sinal}[\dot{x}(n\Delta t)] \neq \text{Sinal}[\dot{x}((n-1)\Delta t)] \\ N = N^* & \text{para os demais casos} \end{cases} \quad (2.18)$$

Onde  $N^*$  é o valor da última atualização realizada de  $N$ ; e o valor de  $N_1$ , dado pela Eq. (2.19), varia de acordo com o deslocamento do sistema.

$$N_1 = \frac{k_t \cdot P[x]}{2\mu} \quad (2.19)$$

Tal equação utiliza uma função pico  $P[x]$ , um operador que detém o valor do último pico ou vale de deformação do amortecedor por atrito semiativo, cujo funcionamento é mostrado na Fig. 2.6.

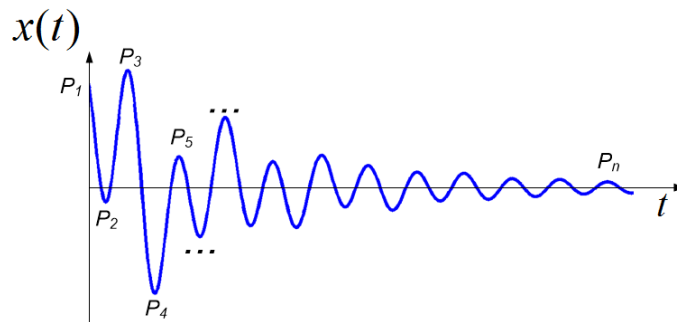


Figura 2.6 – Diagrama esquemático do funcionamento do operador  $P[x]$  de Santos et al (2017).

Conforme mencionado na Seção 2.1.2, essa estratégia não pode ser aplicada nos amortecedores por atrito semiativos das suspensões de amortecedores de massa auxiliares sintonizáveis, pois tornaria nulo o deslocamento relativo entre a massa primária e a auxiliar. Condição para a qual o sistema de massa auxiliar se tornaria ineficaz.

## 2.4. Parâmetro de Avaliação de Respostas em Frequência

Para determinar a qualidade das respostas em frequência é necessário utilizar um critério que avalie simultaneamente a redução promovida nas amplitudes dos picos ressonantes da receptância bem como ao longo de toda a banda de frequência de interesse.

Portanto, é necessário avaliar a máxima amplitude da resposta do sistema (norma  $L_\infty$ ), e o valor médio global da resposta na banda de frequências em análise (norma  $L_2$ ).

Dessa forma, o Parâmetro  $P_d$ , é definido como mostra a Eq. (2.20).

$$P_d = \frac{\text{máxima amplitude da receptância}}{\text{norma da amplitude da receptância}} = \frac{\text{norma } L_\infty}{\text{norma } L_2} \quad (2.20)$$

A análise de duas condições hipotéticas e os valores do parâmetro  $P_d$  obtidos por cada uma delas em um sistema vibratório com um único grau de liberdade auxilia no entendimento da funcionalidade desse parâmetro. Na primeira delas tem-se uma resposta em frequência que representa a amplitude de um único pico no espectro de frequências,  $A = A_1 \delta(f_1)$ , onde  $\delta(f_1)$  é a função de Dirac em  $f_1$ . Logo, é dada pelo vetor  $A = [\varepsilon \ \varepsilon \ \varepsilon \ \dots \ A_1 \ \dots \ \varepsilon \ \varepsilon \ \varepsilon]_{1 \times N}$ , em que  $\varepsilon$  é uma constante real tendendo a zero,  $A_1$  uma constante real positiva e  $N$  é o comprimento do vetor de receptância utilizado. Essa condição é representada na Fig. 2.7a e expressa na Eq. (2.21).

$$P_d = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} P_d = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \frac{A_1}{\sqrt{(N-1)\varepsilon^2 + A_1^2}} = \frac{A_1}{A_1} = 1 \quad (2.21)$$

A outra condição é a receptância com amplitude pequena e constante que pode ser representada pelo vetor  $A = [\varepsilon \ \varepsilon \ \varepsilon \ \dots \ \varepsilon \ \varepsilon \ \varepsilon]_{1 \times N}$ , vista na Fig. 2.7b cujo parâmetro  $P_d$  pode ser escrito como:



$$P_d = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} P_d = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \frac{\varepsilon}{\sqrt{N\varepsilon^2}} = \frac{1}{\sqrt{N}} \quad (2.22)$$

O valor do parâmetro  $P_d$  diminui à medida que a resposta do sistema vibratório apresenta menores amplitudes e se aproxima da representação da Fig. 2.7b. Esse parâmetro será utilizado em processos heurísticos como função objetivo de minimização na busca por propriedades físicas do sistema auxiliar que promovam as melhores receptâncias.

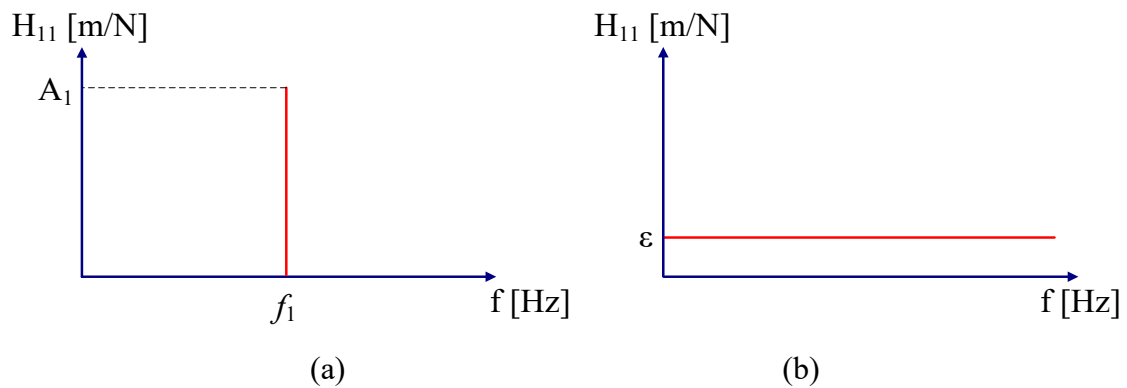


Figura 2.7 – Condições para os valores do parâmetro  $P_d$ .

## 2.5. Índices de Avaliação de Respostas Temporais

Para avaliar as respostas temporais obtidas diante de excitações pela base são utilizados quatro índices similares aos empregados por Lin; Lin; Wang (2009) para respostas a eventos sísmicos. A Tabela 2.2 apresenta como são formulados os índices  $J$ .

Tabela 2.2 – Índices  $J$  para eventos sísmicos.

<i>Deslocamento Estrutural</i>		<i>Aceleração Estrutural</i>	
$J_1$	$\frac{\max( x )}{\max( \hat{x} )}$	$J_2$	$\frac{\max( \ddot{x} )}{\max( \hat{\ddot{x}} )}$
$J_3$	$\frac{RMS(x)}{RMS(\hat{x})}$	$J_4$	$\frac{RMS(\ddot{x})}{RMS(\hat{\ddot{x}})}$

\* O sobrescrito  $\hat{\phantom{x}}$  representa associações com a vibração da estrutura original.

Os índices  $J_1$  e  $J_2$  representam o valor da razão da máxima amplitude de deslocamento e de aceleração estrutural, respectivamente, divididos pela valor da máxima amplitude

correspondente da resposta da estrutura original. E os índices  $J_3$  e  $J_4$  representam o valor da razão dos níveis *RMS* dos deslocamentos e das acelerações estruturais, respectivamente, divididas pelo valor *RMS* correspondente da resposta da estrutura original. Para os índices  $J_1$  à  $J_4$ , um valor menor que a unidade indica que a resposta obtida pela estrutura controlada apresenta amplitudes de resposta menores que a da estrutura original.

## 2.6. Metodologia de Abordagem para o Uso do AMAS em Sistemas Dinâmicos

Como base para a abordagem de sistemas mecânicos reais nos quais se deseja avaliar o uso do amortecedor de massa auxiliar propõe-se a seguinte metodologia em três etapas. O conhecimento da estrutura primária que será trabalhada, definições das formas de uso do dispositivo na estrutura e a estratégia de controle utilizada, e a determinação das propriedades físicas lineares ótimas para o dispositivo que permitam a obtenção das melhores respostas nessa estrutura.

Inicialmente é requerido um ensaio que permita a análise modal da estrutura primária e a identificação experimental das propriedades físicas da estrutura e da resposta em frequência da mesma. Dessa forma, é possível identificar as bandas de frequência e/ou modos de vibrar que se deseja que o amortecedor de massa auxiliar sintonizável atue. Salienta-se que o conhecimento da banda de frequências da excitação também é muito importante, e que em grande parte os problemas dinâmicos, soluções eficientes nessa banda é o principal requisito de projeto.

A conclusão dessa primeira etapa permite decisões quanto à quantidade de sistemas de massa auxiliar serão empregados na solução, a localização/posicionamento dos mesmos na estrutura, e definições quanto aos valores das massas auxiliares utilizadas. A essa altura, definições a respeito da fabricação dos dispositivos deverão ter sido feitas, o que irá permitir o conhecimento dos parâmetros de contato dos amortecedores por atrito semiativo.

Após as definições advindas das etapas anteriores, é preciso determinar as propriedades físicas do sistema auxiliar que favoreçam o desempenho do(s) amortecedor(es) de massa auxiliar. Devido ao comportamento não linear do amortecedor por atrito semiativo e a modulação da força normal no acoplamento por parte da lógica de controle global, este trabalho propõe a utilização de um procedimento de otimização, apresentado na próxima seção, para encontrar o valor ótimo para a rigidez auxiliar, ou para a rigidez auxiliar de cada

um dos dispositivos utilizados que possibilitará a obtenção das melhores respostas da estrutura em estudo.

## 2.7. Procedimento de Determinação das Propriedades Físicas do Sistema Auxiliar

Um bom dimensionamento das propriedades físicas lineares do sistema auxiliar favorece o desempenho do amortecedor de massa auxiliar sintonizável. Para compreender suas contribuições no comportamento dinâmico do sistema vibratório, Guerineau et al (2016) e Coelho; Léopore Neto; Santos (2017) realizaram estudos preliminares da influência das razões de massas ( $m_a/m_1$ ) e de frequências ( $\omega_a/\omega_1$ ) no desempenho do amortecedor de massa auxiliar sintonizável. Eles julgaram que a viabilização do uso desse dispositivo em sistemas embarcados leves requer uma razão de massas pequena e estratégias que apresentem um grande potencial de dissipação de energia mecânica.

Geralmente, o fator limitante para o projeto do sistema de massa auxiliar está na massa auxiliar  $m_a$  adicionada ao sistema principal. A massa  $m_a$  não deve sobrecarregar a estrutura na qual será instalada. Na literatura valores entre 2 % e 5 % da massa total para estruturas pesadas e até 15 % para estruturas leves são considerados viáveis. Uma definição quanto ao valor de  $m_a$  é requerida como primeira etapa para determinação das propriedades físicas do sistema auxiliar.

O amortecimento viscoso auxiliar  $c_a$  amortece o movimento da massa primária  $m_1$  mesmo quando não houver acoplamento, dissipando energia também quando o sistema auxiliar trabalhar momentaneamente como um amortecedor de massa auxiliar passivo com amortecimento viscoso  $c_a$ . Por isso um valor bem ajustado para  $c_a$  pode contribuir para a redução das amplitudes de movimento.

Uma vez definida a massa auxiliar, a frequência na qual o sistema de massa auxiliar irá trabalhar passivamente irá depender da rigidez auxiliar  $k_a$ . Esse parâmetro físico linear é determinado através de um procedimento de otimização para encontrar o valor de  $k_a$  que promova as melhores respostas em frequência do sistema vibratório composto controlado.

O procedimento requer o conhecimento prévio das propriedades físicas do sistema primário e os parâmetros de contato no amortecedor por atrito. A Tabela 2.3 resume os parâmetros, espaço de busca, variáveis de projeto, função objetivo, entre outros, a serem considerados no procedimento de otimização para determinação das rigidez auxiliar. Nos

estudos de casos do Capítulo 3, tabelas similares serão apresentadas particularizando o procedimento de otimização para o sistema vibratório em questão.

Tabela 2.3 – Parâmetros do procedimento de otimização.

<i>Parâmetros</i>	
<i>Sistema vibratório principal</i>	<i>1 GDL; ou n – GDL</i>
<i>Rigidez tangencial</i>	<i><math>k_t</math> para único AMAS; ou <math>{}_1k_{t1}, {}_2k_{t2}, \dots</math>, para múltiplos AMAS</i>
<i>Coefficiente de atrito estático</i>	<i><math>\mu_t</math> para único AMAS; ou <math>{}_1\mu_{t1}, {}_2\mu_{t2}, \dots</math>, para múltiplos AMAS</i>
<i>Quantidade de AMAS (localização já)</i>	<i>Único AMAS; ou múltiplos AMAS</i>
<i>Estratégia de controle do AMAS</i>	<i>Estratégia utilizada</i>
<i>Massa auxiliar</i>	<i>Até 5% para estruturas pesadas; ou até 15% para estruturas leves</i>
<i>Amortecimento viscoso auxiliar</i>	<i>Insignificativo para avaliar o AMAS; ou significativo para auxiliar seu desempenho</i>
<i>Variável de projeto</i>	<i><math>k_a</math> para único AMAS; ou <math>{}_1x_{a1}, {}_2x_{a2}, \dots</math>, para múltiplos AMAS</i>
<i>Excitação utilizada</i>	<i>Força harmônica, com varredura em frequência na banda de interesse</i>
<i>Função objetivo à ser minimizada</i>	<i>Parâmetro <math>P_d</math> para sistema 1 GDL ; ou <math>\overline{P_d}</math> para sistema principal n – GDL</i>
<i>Espaço de busca para <math>k_a</math></i>	<i>Até a ordem de grandeza das rigidezes do sistema primário ou de <math>k_t</math></i>

Uma vez que, nas análises feitas neste trabalho, o intuito é avaliar o desempenho do amortecedor de massa auxiliar sintonizável, foi utilizado um amortecimento viscoso auxiliar  $c_a$  de 1 Ns/m em todas as simulações. Dessa forma, praticamente todo o amortecimento introduzido pelo dispositivo é advindo do amortecedor por atrito semiativo e  $c_a$  não apresenta influência significativa na dinâmica do sistema. Posteriormente, é selecionada a estratégia de controle da força normal que estará atuando no dispositivo. O procedimento heurístico de otimização obtém a receptância para diversos valores de  $k_a$  (variável de projeto) dentro de um universo que compreende valores até aproximadamente a mesma ordem de grandeza das rigidezes do sistema principal ou da rigidez tangencial do contato  $k_t$ .

O procedimento busca pelo valor de rigidez auxiliar que apresente o menor valor para o parâmetro  $P_d$ . Conforme visto na Seção 2.4, a resposta com o melhor desempenho irá apresentar um menor valor para o parâmetro  $P_d$ , logo é a função objetivo a ser minimizada.

Para um sistema vibratório principal com múltiplos graus de liberdade, busca-se pelo valor de  $k_a$  que apresente receptâncias com o menor valor para a média entre os parâmetros  $P_d$ , o  $\overline{P_d}$ , que nessa situação apresenta-se como função objetivo de minimização.

Obviamente que, em uma estrutura vibratória com vários graus de liberdade, devem ser previamente definidas considerações quanto ao uso de múltiplos amortecedores de massa auxiliar sintonizáveis e seus posicionamentos na estrutura (em quais andares serão acoplados os sistemas de massa auxiliar). Nesse caso, o procedimento de otimização teria mais de uma variável de projeto ao considerar as rigidezes auxiliares de cada um dos sistemas auxiliares adicionados para buscar as receptâncias que apresentem o menor valor de  $\overline{P_d}$ .

Também é possível adicionar os amortecedores viscosos  $c_a$  como variáveis de projeto caso seja necessário que suas influências no comportamento dinâmico do sistema sejam mais significativas.

## **CAPÍTULO III**

### **RESULTADOS E DISCUSSÕES PARA ESTUDOS DE CASOS**

A seguir são apresentados três estudos de caso envolvendo o amortecedor de massa auxiliar sintonizável. No primeiro, tal sistema auxiliar foi anexado a um sistema vibratório primário com um único grau de liberdade. O desempenho do dispositivo foi comparado com o de outros sistemas de massa auxiliar tradicionalmente utilizados. Na ocasião, também foram realizadas avaliações das estratégias de controle da força normal no dispositivo, que possibilitou a identificação da mais eficiente delas.

No segundo estudo de caso, foi avaliada a influência de diferentes posicionamentos de um único amortecedor de massa auxiliar sintonizável num sistema vibratório principal com três graus de liberdade. O intuito era observar a robustez promovida e a eficiência do mesmo em atenuar as amplitudes de movimento em uma larga banda de frequências com múltiplos picos ressonantes.

E no terceiro estudo, o comportamento de uma estrutura de três andares foi avaliado diante de montagens que utilizaram o amortecedor por atrito semiativo e o amortecedor de massa auxiliar sintonizável. As melhores configurações foram sujeitas a diversos tipos de excitação, incluindo registros sísmicos como excitação pela base, que são um dos maiores desafios para grandes estruturas da construção civil e que encontram nos dispositivos por atrito uma das poucas alternativas viáveis para uma proteção robusta.

### 3.1. Sistema Vibratório com Um Único Grau de Liberdade

Nesta seção foi utilizado um sistema vibratório de um único grau de liberdade para a avaliação das estratégias de controle do amortecedor de massa auxiliar sintonizável e para comparação do desempenho do mesmo com sistemas de massa auxiliar passivos tradicionalmente empregados. Tal comparação considerou as receptâncias obtidas por cada abordagem, suas respostas temporais, e o parâmetro  $P_d$  definido anteriormente.

#### 3.1.1. Equação do Movimento para o AMAS Acoplado ao Sistema Vibratório 1GDL

O sistema dinâmico primário com um único grau de liberdade estudado nesta seção é o mesmo utilizado por Santos et al (2017), que faz referência a uma bancada experimental na qual o amortecedor por atrito semiativo possui duas superfícies de contato. No amortecedor de massa auxiliar sintonizável, a simulação de duas superfícies de contato se deve ao fato da proposta de projeto do amortecedor por atrito semiativo utilizar o conceito de pinça flutuante (vide Apêndice). Nesta montagem, as superfícies são dispostas em paralelo e possuem as mesmas propriedades de contato, garantindo a simetria da bancada, facilitando o controle da força normal – um único atuador é utilizado – e garantindo o contato entre as superfícies mesmo após algum grau de desgaste das superfícies.

A presença de duas superfícies de atrito em paralelo, sujeitas a mesma força normal, é representada na equação dinâmica do modelo numérico como dois amortecedores por atrito semiativos e requer modificações na matriz de localização dos amortecedores. Logo, com a adição desse amortecedor de massa auxiliar sintonizável ao sistema vibratório, cujo diagrama esquemático foi anteriormente apresentado na Fig. 2.1, este possuirá dois graus de liberdade ( $n = 2$ ), mantém-se uma excitação ( $q = 1$ ) aplicada à  $m_1$  e dois amortecedores por atrito semiativos ( $p = 2$ ) posicionados na suspensão do amortecedor de massa auxiliar sintonizável. A equação dinâmica, Eq. (2.3), é alterada para:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_a \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_a & -c_a \\ -c_a & c_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_a \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_a & -k_a \\ -k_a & k_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_a \end{Bmatrix} \\ = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -1 & -1 \end{bmatrix} \mathbf{F}_{at}(t) + \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} \mathbf{F}_e(t) \end{aligned} \quad (3.1)$$

#### 3.1.2. Propriedades Físicas do Sistema Vibratório 1GDL

Os valores das propriedades físicas do sistema primário e dos parâmetros de contato, apresentados na Tab. 3.1, foram identificados experimentalmente por Santos et al (2017).

Tabela 3.1 – Propriedades físicas do sistema vibratório e do contato utilizadas nas simulações numéricas.

<i>Propriedades</i>	<i>Valores</i>
<i>Massa (kg)</i>	$m_1 = 4,14$
<i>Rigidez (N/m)</i>	$k_1 = 70,3 \times 10^3$
<i>Amortecimento (Ns/m)</i>	$c_1 = 3,93$
<i>Rigidez Tangencial (N/m)</i>	$k_t = 581,5 \times 10^3$
<i>Coeficiente de Atrito Estático</i>	$\mu_t = 0,17$

Por se tratar de um sistema dinâmico relativamente pequeno, optou-se por utilizar uma massa auxiliar com 10 % da massa principal, que consiste em um valor médio utilizado nos exemplos de Harris e Piersol (2002) e Braun; Ewins; Rao (2002). Conforme mencionado na Seção 2.7, para que todo o amortecimento promovido pelo amortecedor de massa auxiliar sintonizável seja advindo do amortecedor por atrito e  $c_a$  não apresente influência significativa na dinâmica do sistema, foi utilizado um amortecimento auxiliar  $c_a$  de 1 Ns/m.

Logo, o processo de otimização heurístico que determina a rigidez auxiliar considerou a razão de massa fixa  $m_a/m_1 = 0,1$ , e o espaço de busca para a rigidez auxiliar  $k_a$  variou de 1 N/m até 70 kN/m (aproximadamente a mesma ordem de grandeza da rigidez da estrutura primária).

A função objetivo é dada pelo parâmetro  $P_d$  (Seção 2.7). O processo foi executado aplicando a estratégia de controle (a) para o amortecedor de massa auxiliar sintonizável. O sistema vibratório foi excitado por uma força harmônica com 10 N de amplitude, sendo realizada uma varredura em frequência de 0,1 Hz a 50 Hz em passos de 0,1 Hz para o cálculo da receptância.

A Tabela 3.2 resume os parâmetros utilizados no procedimento de otimização para esse sistema vibratório com um único grau de liberdade.

O procedimento retornou  $k_a = 3,64$  kN/m, valor que se mostrou adequado também quando a lógica de controle (b) foi utilizada para o controle da força normal no acoplamento durante o processo de otimização. Posteriormente, para os sistemas de massa auxiliar passivos, foi determinado qual seria o valor de rigidez auxiliar para a correta sintonia de um absorvedor dinâmico de vibração com tal razão de massa (e razão de frequências igual à



unidade) e o valor do amortecimento ótimo para um amortecedor de massa auxiliar passivo calculado conforme Eq. (1.1).

Tabela 3.2 – Parâmetros do procedimento de otimização para o sistema vibratório 1GDL.

<i>Parâmetros</i>	
<i>Sistema principal</i>	1 GDL da Tab. 3.1
<i>Rigidez tangencial</i>	Tab. 3.1
<i>Coefficiente de atrito</i>	Tab. 3.1
<i>Quantidade de AMAS</i>	Único AMAS
<i>Estratégia de controle</i>	(a) e (b)
<i>Massa auxiliar</i>	10% de $m_1$
<i>Amortecimento auxiliar</i>	1 Ns/m
<i>Variável de projeto</i>	$k_a$
<i>Excitação utilizada</i>	10 N, de 0,1 à 50 Hz, passo de 0,1 Hz
<i>Função objetivo</i>	Parâmetro $P_d$
<i>Espaço de busca para <math>k_a</math></i>	1 N/m até 70 kN/m

A Figura 3.1 apresenta as receptâncias de cada abordagem/estratégia comparadas com a vibração do sistema original.

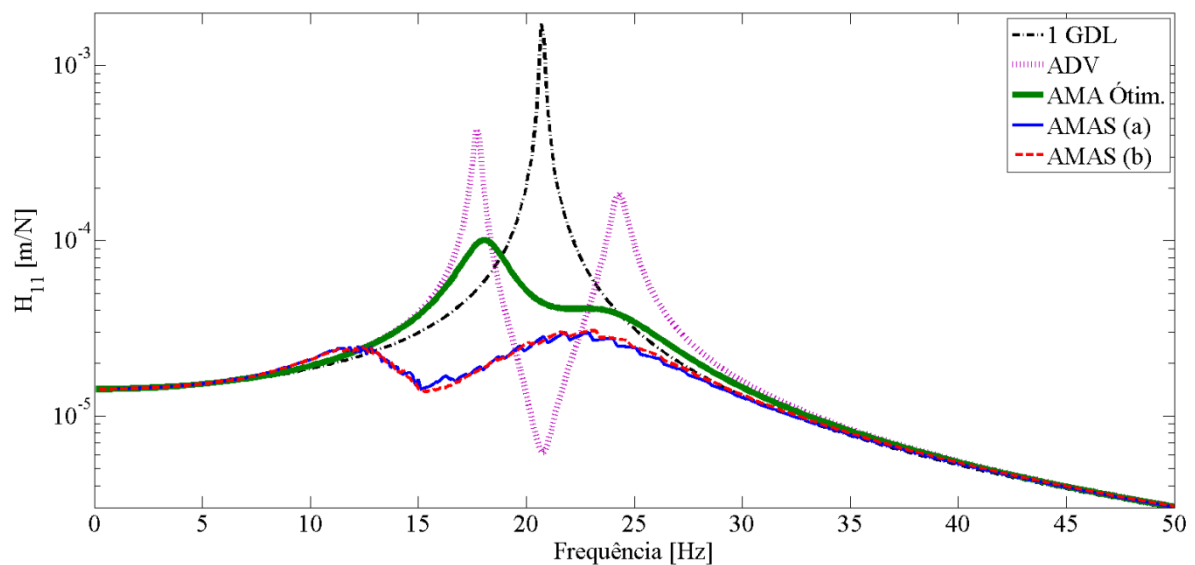


Figura 3.1 – Receptâncias: Vibração do sistema original (1 GDL), ADV, AMA com amortecimento ótimo e AMAS com estratégias (a) e (b).

Conforme esperado, o absorvedor dinâmico de vibração corretamente sintonizado elimina a vibração na frequência de ressonância original, porém a resposta do sistema composto apresenta duas frequências ressonantes. Fato que viabiliza uma estreita banda de frequências ao redor da frequência de ressonância original na qual o sistema primário apresenta baixas amplitudes de resposta. Uma atenuação na amplitude dos picos da resposta do sistema composto é obtida com o amortecedor de massa auxiliar passivo com amortecimento viscoso ótimo. Porém, o vale também é atenuado e perde-se uma importante característica e vantagem do uso de um absorvedor dinâmico de vibração.

As receptâncias do amortecedor de massa auxiliar sintonizável com as estratégias (a) e (b) mantêm valores de amplitude próximos à resposta estática ao longo de toda a banda de frequência sem picos ressonantes expressivos. Ambas as estratégias de controle do amortecedor de massa auxiliar sintonizável mostram resultados melhores que o amortecedor de massa auxiliar com amortecimento ótimo, que é uma das melhores alternativas para a abordagem passiva de sistemas de massa auxiliar.

As razões de atenuação das receptâncias de cada abordagem utilizando-se como referência a resposta do sistema original (1 GDL), apresentadas na Fig. 3.2, auxilia na observação da eficácia de cada abordagem/estratégia.

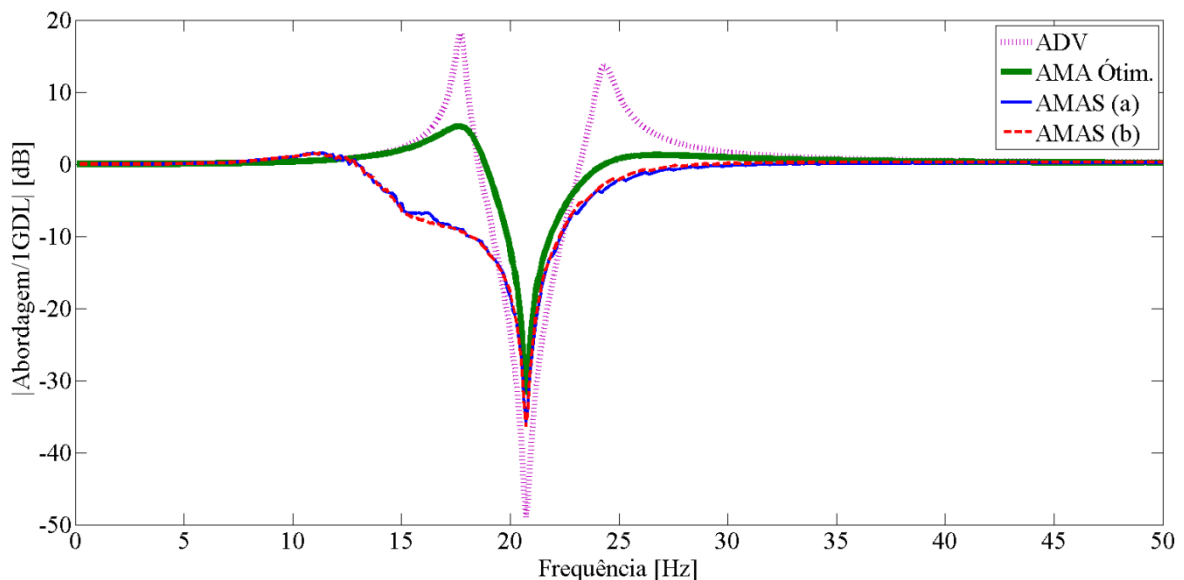


Figura 3.2 – Razões de atenuação de cada abordagem/estratégia no sistema vibratório de 1GDL.

Nota-se que o absorvedor dinâmico de vibração possui a melhor atenuação no pico ressonante do sistema vibratório original, com 49 dB, porém a Fig. 3.2 mostra claramente

duas ampliações de 18 dB e 14 dB, nas frequências de 18 Hz e 24 Hz, respectivamente. O amortecedor de massa auxiliar com amortecimento ótimo atinge uma atenuação de 31 dB no pico ressonante e promove uma amplificação de 5 dB em relação à resposta do sistema vibratório original. Já em ambas as respostas do amortecedor de massa auxiliar sintonizável foram obtidas atenuações no pico ressonante de 36 dB sem promover nenhuma amplificação.

A Figura 3.3 relaciona a norma  $L_2$  do vetor de amplitudes da receptância em todo o espectro de frequência estudado com os valores de máxima amplitude dessas receptâncias, e a barra de cores as associam com o parâmetro  $P_d$  de cada resposta.

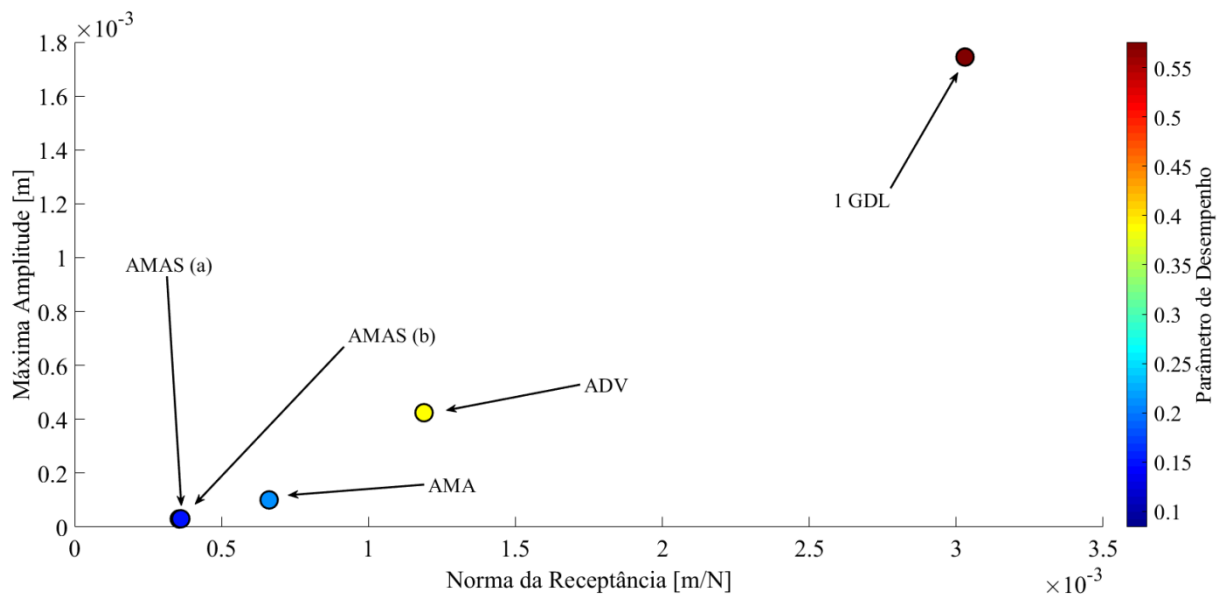


Figura 3.3 – Gráfico da norma com a máxima amplitude e o parâmetro  $P_d$ : Vibração do sistema original (1 GDL), ADV, AMA com amortecimento ótimo e AMAS com estratégias (a) e (b).

Os melhores parâmetros  $P_d$  são decorrentes de receptâncias que possuem simultaneamente baixos valores de norma e baixos valores de pico, essas se localizam no canto inferior esquerdo da figura. Portanto, as soluções propostas com o amortecedor de massa auxiliar sintonizável são mais eficientes.

A Tabela 3.3 mostra o valor de  $P_d$  para cada uma das receptâncias, na qual nota-se que os valores obtidos pelo amortecedor de massa auxiliar sintonizável são menores que os das demais abordagens.

O parâmetro  $P_d$  definido mostrou-se adequado como função objetivo no procedimento de otimização para determinar a rigidez auxiliar, uma vez que, conduziu a sistemas cujas

receptâncias possuem amplitudes muito próximas ou inferiores a resposta estática. Logo, o parâmetro  $P_d$  pode ser considerado uma boa métrica na comparação entre as respostas de cada abordagem/estratégia de sistemas de massa auxiliar.

Tabela 3.3 – Parâmetros  $P_d$  para cada abordagem/estratégia.

<i>Abordagem/Estratégia</i>	$P_d$
1 GDL	0,58
ADV	0,36
AMA – Amortecimento Ótimo	0,15
AMAS – Estratégia (a)	0,08
AMAS – Estratégia (b)	0,08

As respostas temporais do deslocamento da massa primária sujeita a uma excitação tipo varredura em frequência (*Chirp*) com amplitude de  $10\text{ N}$  e com uma taxa de variação da frequência de aproximadamente  $10\text{ Hz/s}$ , para cada uma das abordagens/estratégias são apresentadas na Fig. 3.4.

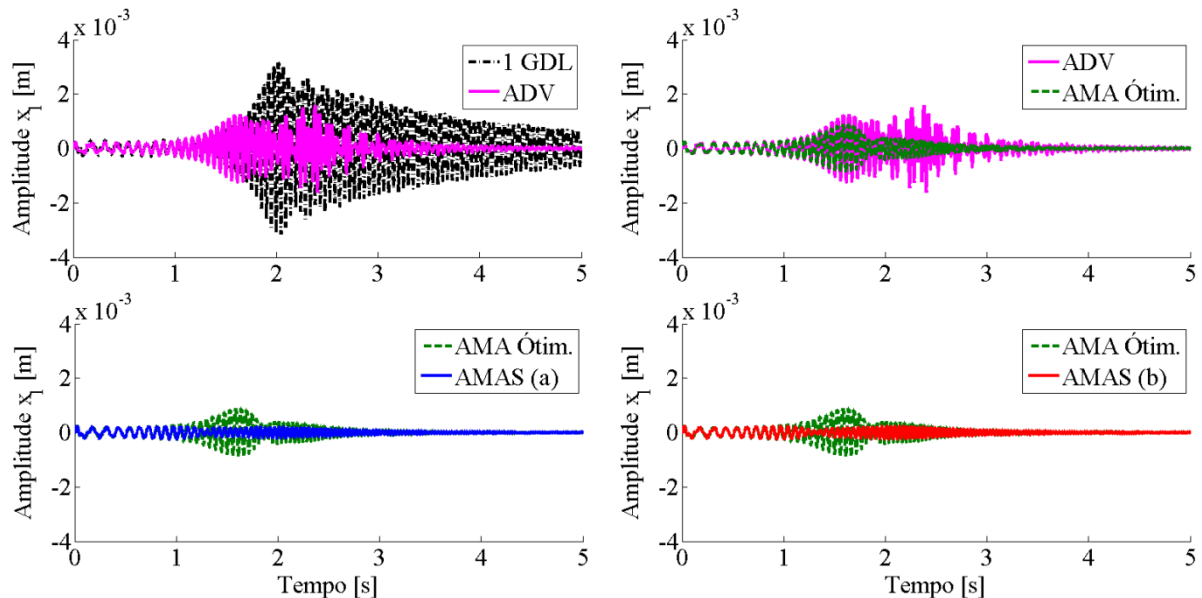


Figura 3.4 – Respostas temporais para cada abordagem/estratégia: Vibração do sistema original (1 GDL), ADV, AMA com amortecimento ótimo e AMAS com estratégias (a) e (b).

A vibração do sistema original apresenta uma amplitude de deslocamento máxima de  $3,10\text{ mm}$ . Ao utilizar o absorvedor dinâmico de vibração, o amortecedor de massa auxiliar

passivo com amortecimento ótimo, o amortecedor de massa auxiliar sintonizável com a estratégia (a) e o amortecedor de massa auxiliar sintonizável com a estratégia (b) os módulos de deslocamentos máximos foram reduzidos a 1,58 mm, 0,89 mm, 0,27 mm e 0,27 mm, respectivamente.

Em geral, tais resultados confirmam aqueles advindos das receptâncias. Indicando que o amortecedor de massa auxiliar sintonizável com as estratégias (a) e (b) se mostra a abordagem mais robusta, com uma das melhores razões de atenuação do pico ressonante do sistema vibratório original sem promover amplificações significativas ao longo da banda de frequências em análise.

Portanto, para a razão de massa  $m_a/m_1 = 0,1$ , a rigidez auxiliar  $k_a = 3,64 \text{ kN/m}$  é considerada ideal para o amortecedor de massa auxiliar sintonizável quando aplicado ao sistema vibratório com apenas um grau de liberdade estudado, e foi utilizada nas simulações numéricas que se seguem.

### 3.1.3. Avaliação das Estratégias de Controle do AMAS

A fim de verificar a ação das estratégias de controle para o amortecedor de massa auxiliar sintonizável, foi analisado o deslocamento da massa primária  $m_1$  junto à força de atrito ao longo do tempo de integração. Isso possibilitou visualizar o quão efetivo é o trabalho da força de atrito no impedimento do deslocamento de  $m_1$ .

A simulação foi realizada aplicando-se, como excitação, a mesma varredura em frequência utilizada na seção anterior. O deslocamento da massa  $m_1$  e a força de atrito do amortecedor por atrito semiativo da suspensão do amortecedor de massa auxiliar sintonizável nas estratégias (a) e (b) são apresentadas nas Fig. 3.5 e Fig. 3.6, respectivamente.

Em ambas as situações, a força de atrito está em oposição de fase com o deslocamento da massa principal quando ela se afasta de sua posição de equilíbrio estático, conforme definido na Tab. 2.1.

E, apesar de apresentarem os mesmos níveis de deslocamento da massa primária, os valores de força de atrito aplicados foram ligeiramente distintos durante a simulação. A estratégia (a) apresenta menores valores, onde o máximo valor da força de atrito foi de 46,19 N, enquanto para (b) foi de 39,06 N.

Na Figura 3.7 são apresentados os ciclos de histerese das duas estratégias estudadas diante dessa varredura em frequência.

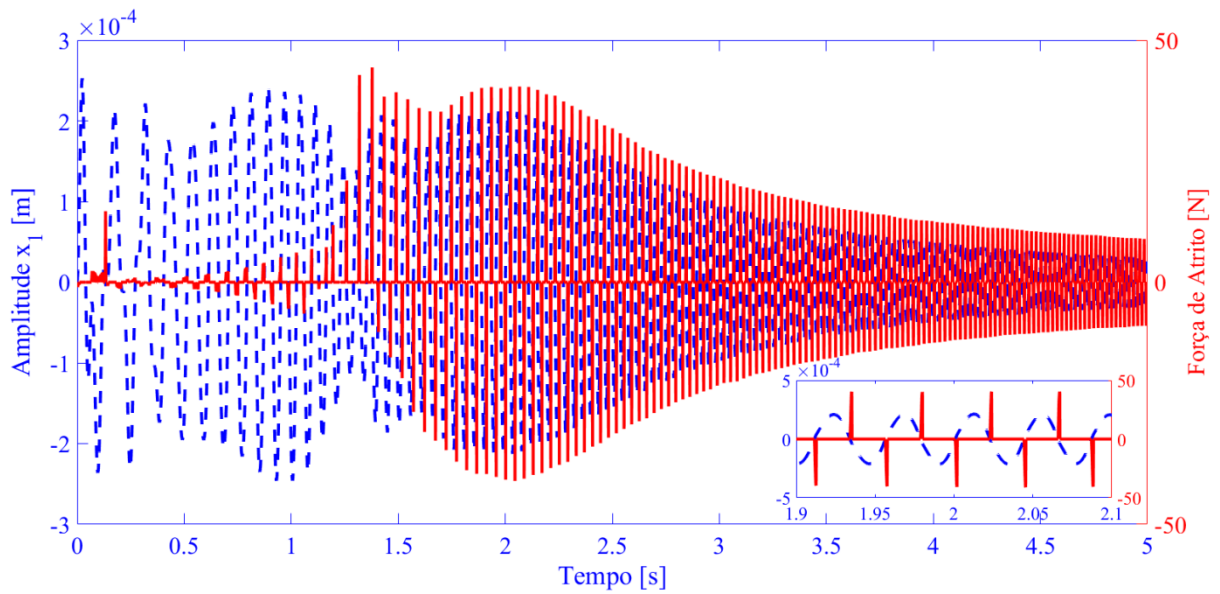


Figura 3.5 – Deslocamento da massa primária e força de atrito na estratégia (a).

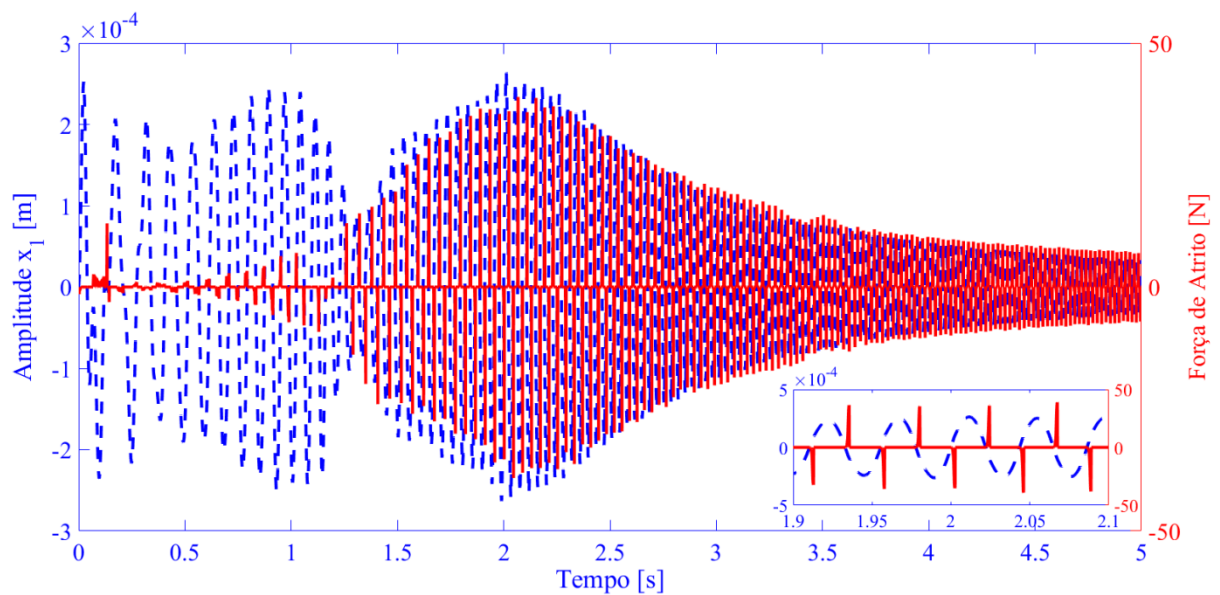


Figura 3.6 – Deslocamento da massa primária e força de atrito na estratégia (b).

Na própria formulação matemática das estratégias (a) e (b), pode ser observado que seus valores de força normal se adaptam ao nível de deslocamento, empregando maior valor de força para maiores deslocamentos visando manter o amortecedor na iminência do escorregamento (limite de atrito estático de Coulomb).

A ocorrência de escorregamentos reduziria a capacidade do amortecedor por atrito semiativo de acumular energia na rigidez tangencial, conforme explicado por Santos et al (2017).

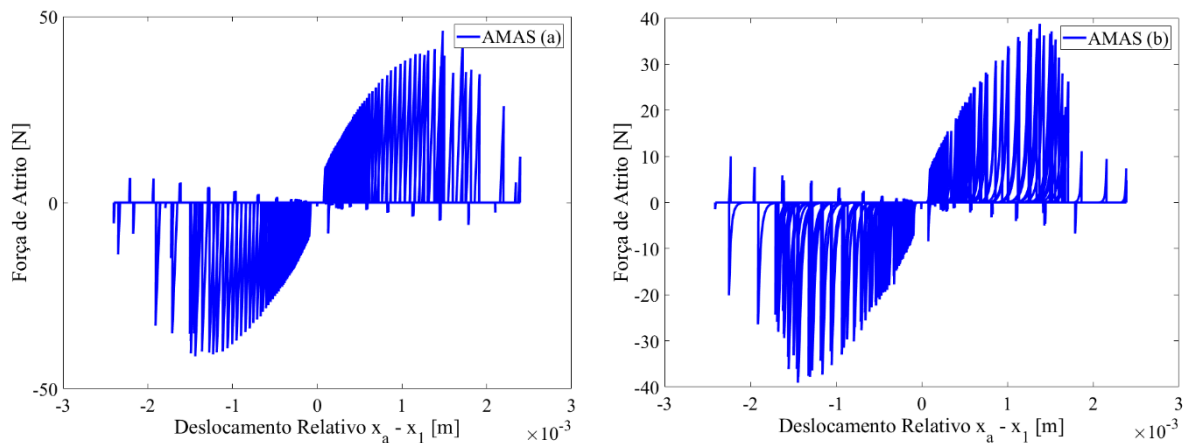


Figura 3.7 – Ciclos de histerese das estratégias de controle (a) e (b) do AMAS.

Desta forma, os ciclos de histerese não degeneram, e é possível armazenar mais energia potencial elástica na rigidez tangencial. Portanto, remove-se uma maior quantidade de energia do sistema quando a junta por atrito é desacoplada e a energia é dissipada internamente nos corpos em contato.

Comparando-se as áreas dos ciclos de histerese, que são uma indicação quantitativa da energia dissipada, aquela devida à estratégia (b) é 11 % maior que aquela devida à estratégia (a). Portanto, quando a estratégia (b) de controle da força normal é utilizada mais energia é dissipada.

A Figura 3.8 apresenta os níveis de força normal requeridos por cada estratégia durante a aplicação da varredura em frequência analisada.

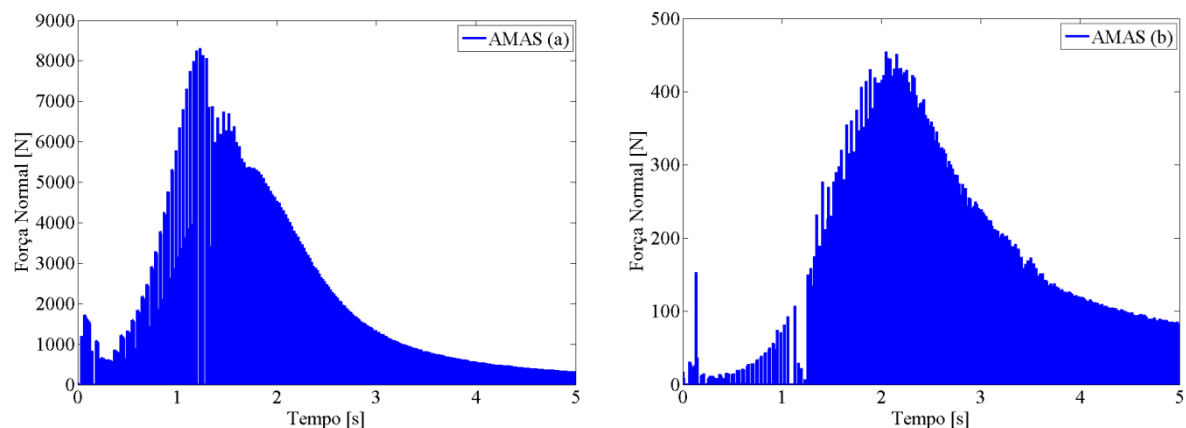


Figura 3.8 – Força normal para as estratégias de controle (a) e (b) do AMAS.

Apresentando os valores máximos de força normal de 8267 N e 455 N para as estratégias (a) e (b), respectivamente. A estratégia (a) requer níveis de força normal muito

acima daqueles aplicados pela estratégia (b). Isso ocorre devido à formulação da estratégia (a), vista na Eq. (2.13), que por sua vez advém da lei de Coulomb aplicada a corpos elásticos em contato apresentada na Eq. (2.1). Nela a força é proporcional à deformação dos corpos elásticos, matematicamente representada pela rigidez tangencial  $k_t$ .

A diferença entre os deslocamentos observáveis dos corpos, nem sempre representará a deformação da rigidez tangencial. Isto é, para casos em que o deslocamento relativo não é nulo e a força normal  $N_t$  é nula, não haverá deformação da rigidez tangencial.

A estratégia (a), Eq. (2.13), ao assumir que a diferença  $x_a - x_1$  é igual à deformação da rigidez tangencial  $k_t$  negligencia que pode haver deslocamentos dos corpos nos quais não se acopla o amortecedor por atrito anteriores ao acoplamento, ou seja, quando a força normal é nula. Tal fato, superestima a força normal necessária para prevenir o escorregamento dos corpos em contato, o que explica os valores elevados demandados pela estratégia (a).

A estratégia (b) estima com melhor aproximação esse limiar sem que seja necessário conhecer previamente a deformação instantânea de  $k_t$  no amortecedor.

Por isso, foi realizado um estudo para a estratégia (a) em que  $N_t$ , calculada na Eq. (2.13), é reduzida até que seja notada a ocorrência do escorregamento do amortecedor por atrito. A Figura 3.9 apresenta as receptâncias do amortecedor de massa auxiliar sintonizável com o uso de diferentes fatores de redução no valor de  $N_t$ .

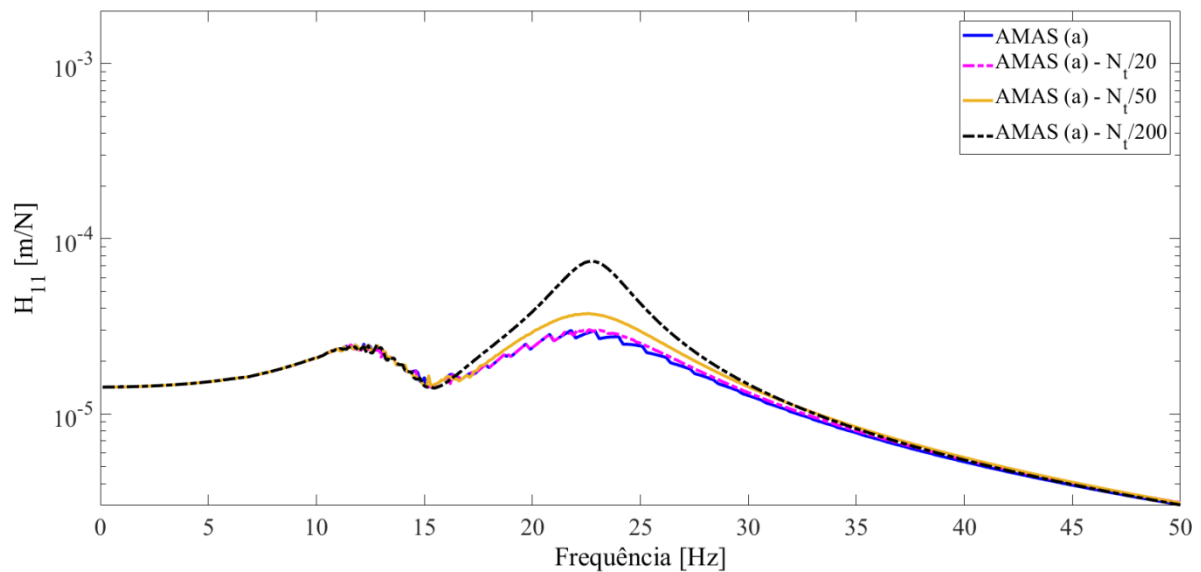


Figura 3.9 – Receptâncias: AMAS com estratégia (a) original e com reduções no valor da força normal  $N_t$  equivalentes a 1/20, 1/50 e 1/200.



Nota-se que, com um valor de força normal até vinte vezes menor ao demandado pela estratégia (a), os níveis de força são similares ao da estratégia (b) e conduzem à obtenção de uma resposta semelhante à obtida originalmente por (a). Ou seja, sob tal condição, a estratégia (a) ainda é capaz de evitar o escorregamento das superfícies em contato no amortecedor por atrito.

Devem ser evitados valores de força de atrito inferiores ao limiar uma vez que degeneram o desempenho do amortecedor por atrito de forma similar ao explicado por Santos et al (2017) em seu trabalho e observado na Fig. 3.9 quando foi utilizado valores de força normal mais de vinte vezes menor que a demandada.

A diferença entre os valores máximos de força normal demandado para impedir o escorregamento do acoplamento por cada estratégia é uma representação da diferença entre os esforços de controle, portanto, a estratégia (a) original requer um esforço de controle muito maior que a estratégia (b) para a obtenção de respostas similares. Por tais razões, segundo a avaliação de mérito que considera o desempenho de uma estratégia mediante a análise simultânea da atenuação promovida e da força normal requerida proposta por Santos et al (2017), na qual almeja-se a estratégia que apresente o maior poder de atenuação exigindo o menor valor de força normal (menor esforço de controle e consumo de energia), fica claro que a estratégia (b) é muito mais eficiente que a estratégia de controle (a).

Logo, na continuidade deste trabalho apenas a estratégia (b) é utilizada e considerada como a única estratégia global para o controle da força normal no amortecedor por atrito semiativo da suspensão do amortecedor de massa auxiliar sintonizável. Tais fatos não desqualificam a estratégia (a), apenas indicam que ela não é a mais eficiente nas circunstâncias estudadas.

Os resultados apresentados nessa seção comprovam que, havendo a impossibilidade de se posicionar um amortecedor por atrito semiativo entre o sistema vibratório e um referencial inercial como feito por Santos et al (2017), existe a possibilidade de se adicionar um amortecedor de massa auxiliar sintonizável contanto que as estratégias de controle da força normal no amortecedor por atrito semiativo sejam corretamente adaptadas.

O amortecedor de massa auxiliar sintonizável é capaz de atenuar significativamente as amplitudes de vibração do sistema principal, funcionando como um excelente dissipador da energia mecânica do sistema, e apto a ser mais eficaz que o amortecedor de massa auxiliar passivo com amortecimento ótimo.

### 3.2. Sistema Vibratório com Três Graus de Liberdade

#### 3.2.1. Modelagem Numérica para o Sistema Vibratório 3GDL

Os diagramas esquemáticos das possibilidades de posicionamento de um único amortecedor de massa auxiliar sintonizável num sistema com três graus de liberdade são apresentados na Fig. 3.10.

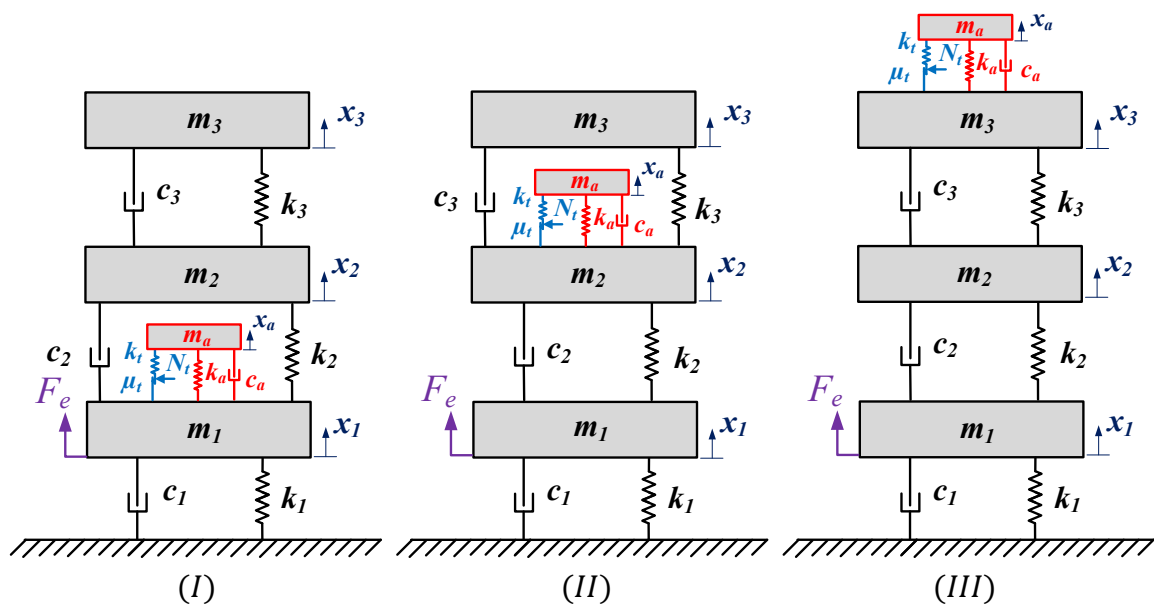


Figura 3.10 – Representação esquemática do sistema vibratório principal 3GDL com as possíveis localizações do AMAS.

Trata-se de um sistema vibratório discreto modelado como um sistema principal linear com três graus de liberdade (composto por  $m_1$ ,  $m_2$  e  $m_3$ , em preto) e sistema auxiliar com um único grau de liberdade ( $m_a$ , em vermelho) com o amortecedor por atrito semiativo em sua suspensão (em azul).

Logo, o sistema dinâmico composto possui quatro graus de liberdade ( $n = 4$ ), com apenas uma excitação ( $q = 1$ ) aplicada em  $m_1$  e com amortecedor por atrito semiativo de duas superfícies ( $p = 2$ ) na suspensão do amortecedor de massa auxiliar sintonizável.

O uso de três localizações para o amortecedor de massa auxiliar sintonizável implica em diferentes vetores e matrizes na metodologia de modelagem numérica. A coordenada referente ao sistema auxiliar adicionado é colocada entre as coordenadas dos graus de liberdade entre as quais ele é inserido, resultando nas três possibilidades para o vetor de deslocamento estrutural  $\mathbf{x}(t)$  apresentadas na Eq. (3.2).

$$\mathbf{x}(t) = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_a \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} \text{ para (I); } \mathbf{x}(t) = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_a \\ x_3 \end{bmatrix} \text{ para (II); e } \mathbf{x}(t) = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_a \end{bmatrix} \text{ para (III)} \quad (3.2)$$

Como consequência, as matrizes  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{C}$  e  $\mathbf{K}$  precisam seguir a ordenação de cada um dos vetores  $\mathbf{x}(t)$ . Para a possibilidade (I) são apresentadas nas Eq. (3.3), Eq. (3.4) e Eq. (3.5).

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_a & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_1 + c_a + c_2 & -c_a & -c_2 & 0 \\ -c_a & c_a & 0 & 0 \\ -c_2 & 0 & c_2 + c_3 & -c_3 \\ 0 & 0 & -c_3 & c_3 \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_1 + k_a + k_2 & -k_a & -k_2 & 0 \\ -k_a & k_a & 0 & 0 \\ -k_2 & 0 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

Para a possibilidade (II) são apresentadas nas Eq. (3.6), Eq. (3.7) e Eq. (3.8).

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_a & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & 0 \\ -c_2 & c_2 + c_a + c_3 & -c_a & -c_3 \\ 0 & -c_a & c_a & 0 \\ 0 & -c_3 & 0 & c_3 \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_a + k_3 & -k_a & -k_3 \\ 0 & -k_a & k_a & 0 \\ 0 & -k_3 & 0 & k_3 \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

E para a possibilidade (III) são apresentadas nas Eq. (3.9), Eq. (3.10) e Eq. (3.11).

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_a \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & 0 \\ -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & 0 \\ 0 & -c_3 & c_3 + c_a & -c_a \\ 0 & 0 & -c_a & c_a \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & 0 \\ 0 & -k_3 & k_3 + k_a & -k_a \\ 0 & 0 & -k_a & k_a \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

A matriz de localização dos amortecedores para cada possibilidade é dada conforme a Tab. 3.4.

Tabela 3.4 – Matriz de localização dos amortecedores para cada possibilidade de posicionamento do AMAS.

	(I)	(II)	(III)
$\mathbf{B}$ ( $n \times p$ )	$\begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -1 & -1 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 1 & 1 \\ -1 & -1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 1 & 1 \\ -1 & -1 \end{bmatrix}$

Uma vez que a força de excitação é aplicada diretamente em  $m_1$  para todas as possibilidades, a matriz de distribuição de excitações ficaria conforme Eq. (3.12).

$$\mathbf{E} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

E o vetor das forças de atrito  $\mathbf{F}_{at}$  ordenado como mostra a Eq. (3.13).

$$\mathbf{F}_{at} = \begin{bmatrix} F_{t_1} \\ F_{t_2} \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

Onde os subíndices 1 e 2 indicam a força de atrito em cada superfície do amortecedor do amortecedor de massa auxiliar sintonizável.

### 3.2.2. Propriedades Físicas do Sistema Vibratório 3GDL

Os valores das propriedades físicas do sistema dinâmico principal com três graus de liberdade representado na Fig. 3.10, são os mesmos identificados experimentalmente por Santos et al (2017), e são apresentados na Tab. 3.5.

Tabela 3.5 – Propriedades físicas do sistema vibratório 3GDL nas simulações numéricas.

<i>Propriedades Físicas</i>	<i>1 ° GDL</i>	<i>2 ° GDL</i>	<i>3 ° GDL</i>
<i>Massa (kg)</i>	$m_1 = 4,14$	$m_2 = 1,97$	$m_3 = 0,93$
<i>Rigidez (N/m)</i>	$k_1 = 70,3k$	$k_2 = 9,67k$	$k_3 = 24,44k$
<i>Amortecimento (Ns/m)</i>	$c_1 = 3,93$	$c_2 = 2,35$	$c_3 = 0,99$

A Tabela 3.6 resume os parâmetros utilizados no procedimento de otimização para esse sistema vibratório com três graus de liberdade.

Tabela 3.6 – Parâmetros do procedimento de otimização para o sistema vibratório 3GDL.

<i>Parâmetros</i>	
<i>Sistema principal</i>	<i>3 GDL da Tab. 3.5</i>
<i>Rigidez tangencial</i>	<i>Tab. 3.1</i>
<i>Coeficiente de atrito</i>	<i>Tab. 3.1</i>
<i>Quantidade de AMAS</i>	<i>Único AMAS (Três posicionamentos)</i>
<i>Estratégia de controle</i>	<i>(b)</i>
<i>Massa auxiliar</i>	<i>10% de <math>m_1</math></i>
<i>Amortecimento auxiliar</i>	<i>1 Ns/m</i>
<i>Variável de projeto</i>	<i><math>k_a</math></i>
<i>Excitação utilizada</i>	<i>10 N, de 0,1 à 50 Hz, passo de 0,1 Hz</i>
<i>Função objetivo</i>	<i>Parâmetro <math>\overline{P_d}</math> (<math>H_{11}, H_{21}, H_{31}</math>)</i>
<i>Espaço de busca para <math>k_a</math></i>	<i>1 N/m até 70 kN/m</i>

Manteve-se a razão de massa  $m_a/m_1 = 0,1$  determinada na Seção 3.1.2, e realizou-se o procedimento heurístico de busca pela rigidez auxiliar  $k_a$  que promovesse as melhores respostas para cada um dos posicionamentos. Ou seja, que otimize o parâmetro  $P_d$  médio,  $\overline{P_d}$ , entre as respostas dos três graus de liberdade do sistema vibratório original, ou seja, exclui-se

desse cálculo a receptância do sistema auxiliar. Logo, conforme mencionado na Seção 2.7, a função objetivo é composta pelo  $\overline{P_d}$ . As receptâncias foram obtidas diante de uma força harmônica com 10 N de amplitude, sendo realizada uma varredura em frequência de 0,1 Hz a 50 Hz em passos de 0,1 Hz.

Para as três montagens apresentadas na Fig. 3.10, notou-se que as melhores respostas foram obtidas com a rigidez auxiliar  $k_a = 3,64 \text{ kN/m}$ . Portanto, o mesmo valor utilizado na Seção 3.1 para o sistema vibratório com apenas um grau de liberdade.

### 3.2.3. Avaliação da Localização do AMAS no Sistema Vibratório 3GDL

Os desempenhos de cada uma das possibilidades de localização do amortecedor de massa auxiliar sintonizável no sistema vibratório de três graus de liberdade são analisados mediante a varredura em frequência utilizada na seção anterior. A Figura 3.11 apresenta as receptâncias e as compara com a vibração da estrutura original.

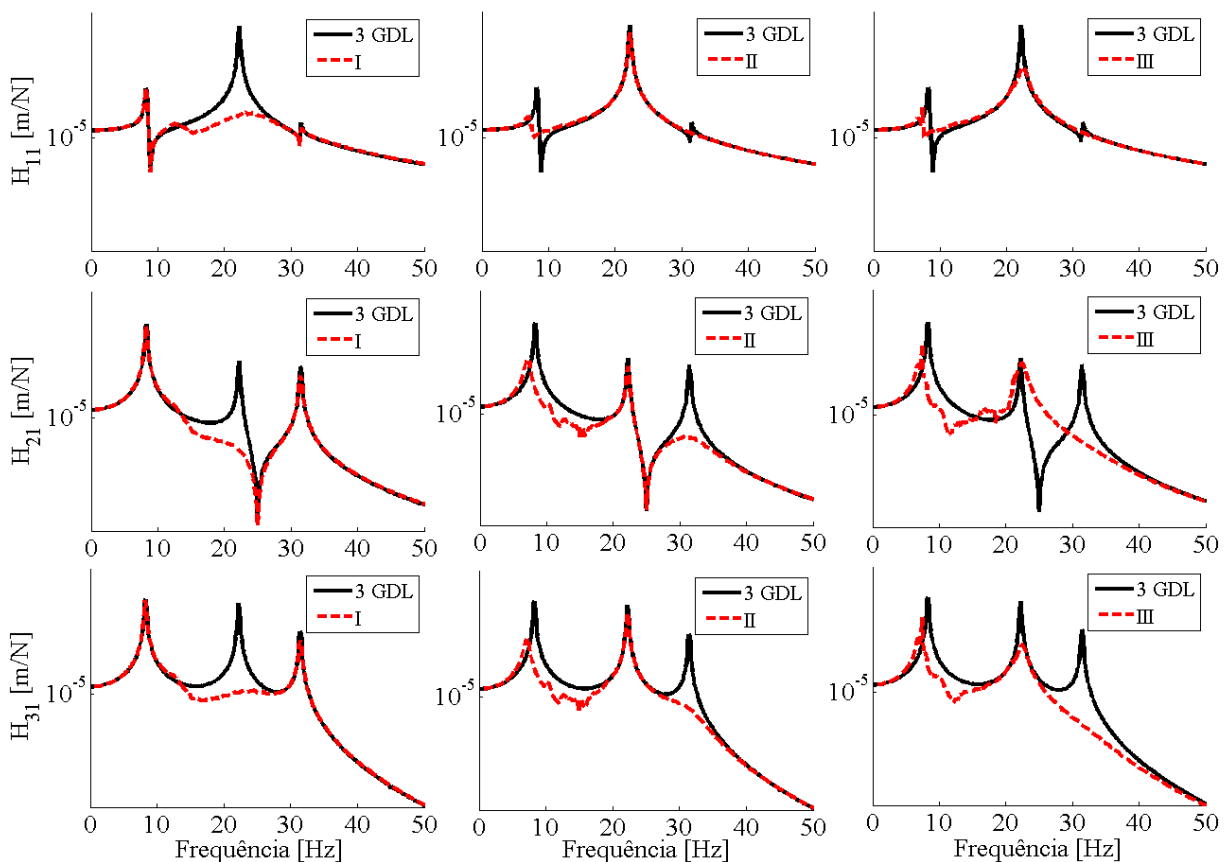


Figura 3.11 – Receptâncias das possibilidades de posicionamento comparadas à vibração original [3 GDL].  $H_{11}$ - Receptância na massa  $m_1$ ;  $H_{21}$ - Receptância na massa  $m_2$ ;  $H_{31}$ - Receptância na massa  $m_3$ .

O posicionamento (I) é eficaz no segundo pico ressonante do sistema vibratório original (22 Hz). Porém, o amortecedor de massa auxiliar sintonizável na posição (I) não apresenta atenuação significativa nos picos ressonantes localizados próximos a 8 Hz e 31 Hz. O parâmetro  $P_d$  médio obtido para tal posicionamento foi de  $\overline{P_d} = 0,44$ , enquanto a vibração do sistema original apresenta  $\overline{P_d} = 0,52$ .

Diferentemente do ocorrido no posicionamento (I), o posicionamento (II) se mostra eficaz no primeiro e terceiro picos ressonantes do sistema vibratório original, e não apresenta reduções significativas nas amplitudes do segundo pico ressonante. O parâmetro  $P_d$  médio obtido de  $\overline{P_d} = 0,40$  evidencia que, no geral, o posicionamento (II) é melhor que o (I).

O posicionamento (III) obteve respostas que apresentam atenuações nas amplitudes de todos os picos ressonantes do sistema vibratório original. Isto acarreta em amplitudes máximas menores que, juntamente com valores *RMS* mais baixos na banda de frequência, fazem com que tal posicionamento apresente o menor valor para  $\overline{P_d}$  dentre todos em análise,  $\overline{P_d} = 0,37$ .

Para auxiliar na observação da eficácia de cada posicionamento, são apresentadas na Fig. 3.12 as razões de atenuação utilizando como referência a resposta do sistema original (3 GDL).

O posicionamento (I) é o mais efetivo no segundo pico ressonante da resposta do sistema vibratório original com atenuações de 35 dB em todas as respostas, porém sem impacto significativo nas demais ressonâncias.

Os posicionamentos (II) e (III) possuem em comum boas atenuações na primeira e na terceira frequências ressonantes do sistema vibratório principal. Na primeira frequência, devido a uma ligeira mudança na localização do pico ressonante causada pela ação do amortecedor de massa auxiliar sintonizável vista na Fig. 3.11, observa-se uma amplificação quando comparada à resposta do sistema vibratório original.

A atenuação promovida na primeira frequência ressonante pelos posicionamentos (II) e (III) é significativa. Foram obtidas atenuações de aproximadamente 19 dB, 30 dB e 28 dB em ambos os posicionamentos para  $H_{11}$ ,  $H_{21}$  e  $H_{31}$ , respectivamente. Na terceira frequência ressonante, tais posicionamentos também apresentaram atenuações similares na ordem de 4 dB e 30 dB em  $H_{11}$  e  $H_{21}$ , respectivamente. Já para  $H_{31}$ , o posicionamento (III) se mostra mais eficiente com uma atenuação de 37 dB, enquanto o posicionamento (II) obteve uma atenuação de 29 dB.

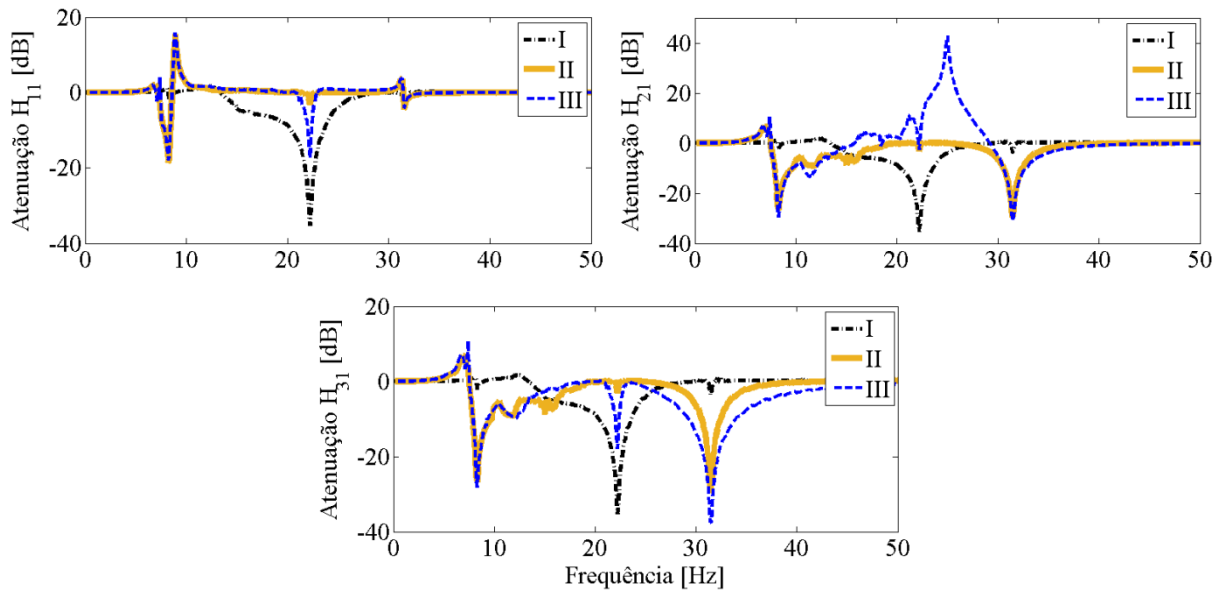


Figura 3.12 – Razões de atenuação de cada posicionamento do AMAS no sistema vibratório 3GDL.

Contudo, *(III)* é muito melhor que *(II)* no segundo pico ressonante da resposta do sistema vibratório original. Em *(II)* foram obtidas atenuações em torno de 3 dB em todas as receptâncias. Ao passo que para *(III)*, as atenuações são de 17 dB, 3 dB e 18 dB para  $H_{11}$ ,  $H_{21}$  e  $H_{31}$ , respectivamente. No segundo pico ressonante de  $H_{21}$  na Fig. 3.11, o posicionamento *(III)* apresenta um leve amortecimento do pico com um amortecimento muito grande do vale, fazendo com que uma grande amplificação seja vista na Fig. 3.12.

Tais resultados mostram que o amortecedor de massa auxiliar sintonizável consegue ser eficaz em diferentes posicionamentos na estrutura. A escolha do posicionamento apropriado dependerá de um estudo prévio do sistema vibratório analisado e do tipo de resposta desejada.

No sistema vibratório dessa seção, o posicionamento *(III)* se mostra capaz de promover atenuações nas amplitudes de todos os picos ressonantes, o que faz do mesmo o mais indicado ao visar boa eficiência em toda a banda de frequências analisada.

### 3.3. Uso de AAS e AMAS na Atenuação de Vibração de Estruturas

Devido à falta de recursos financeiros para a construção da bancada (cujos detalhes e verificações mecânicas do projeto são apresentados no Apêndice) decidiu-se pela validação da



metodologia e dos resultados por comparação com resultados disponíveis na literatura. Desta forma, optou-se pelo estudo numérico de estruturas submetidas a abalos sísmicos que utilizam amortecedores por atrito para a proteção contra a vibração excessiva, aplicações para as quais abundam trabalhos em revistas indexadas.

Foi verificado que o trabalho de Lin; Lin; Wang (2009) é referência nesse campo de pesquisa e apresenta um dos melhores desempenhos para amortecedor de massa auxiliar semiativo com amortecedor por atrito disponíveis na literatura. Nele foram utilizados diversos terremotos reais como excitação pela base e uma metodologia de análise de resultados da integridade estrutural baseada nos índices  $J$  apresentados na Seção 2.5.

Portanto, nesta seção são avaliadas diferentes configurações de posicionamento de amortecedores por atrito semiativos e de amortecedores de massa auxiliar sintonizáveis, visando aplicações na proteção de estruturas sujeitas a excitações sísmicas.

O fato de dispositivos baseados em atrito serem uma das poucas alternativas para as grandes estruturas da construção civil, e os terremotos serem uma das excitações mais complexas a que estão sujeitas, consiste num dos maiores desafios para os mecanismos de amortecimento.

### *3.3.1. Montagens de Posicionamento de AAS e AMAS na Estrutura Vibratória*

O sistema vibratório primário utilizado para o estudo de posicionamentos de amortecedores por atrito semiativos e amortecedores de massa auxiliar sintonizáveis é a estrutura de aço de três andares utilizada por Lin; Lin; Wang (2009). Dentre as montagens estudadas utilizando amortecedores e um único sistema de massa auxiliar, as cinco apresentadas na Fig. 3.13 são as principais.

A montagem (A) utiliza apenas um amortecedor por atrito semiativo entre o primeiro andar da estrutura e a base, assim como utilizado por Santos et al (2017). Essa configuração é usualmente empregada quando se utiliza apenas um amortecedor por atrito na estrutura.

A montagem (B), utilizada por Lu et al (2006), apresenta um amortecedor por atrito semiativo entre o primeiro andar da estrutura e a base, e mais um amortecedor por atrito semiativo entre andares consecutivos a fim de verificar se com tal abordagem seria possível dissipar mais energia que na montagem (A).

A configuração (C), utilizada por Lin; Lin; Wang (2009), é a montagem mais comum ao se utilizar sistemas de massas auxiliar na proteção de estruturas sujeitas a excitações sísmicas, no andar superior da estrutura.

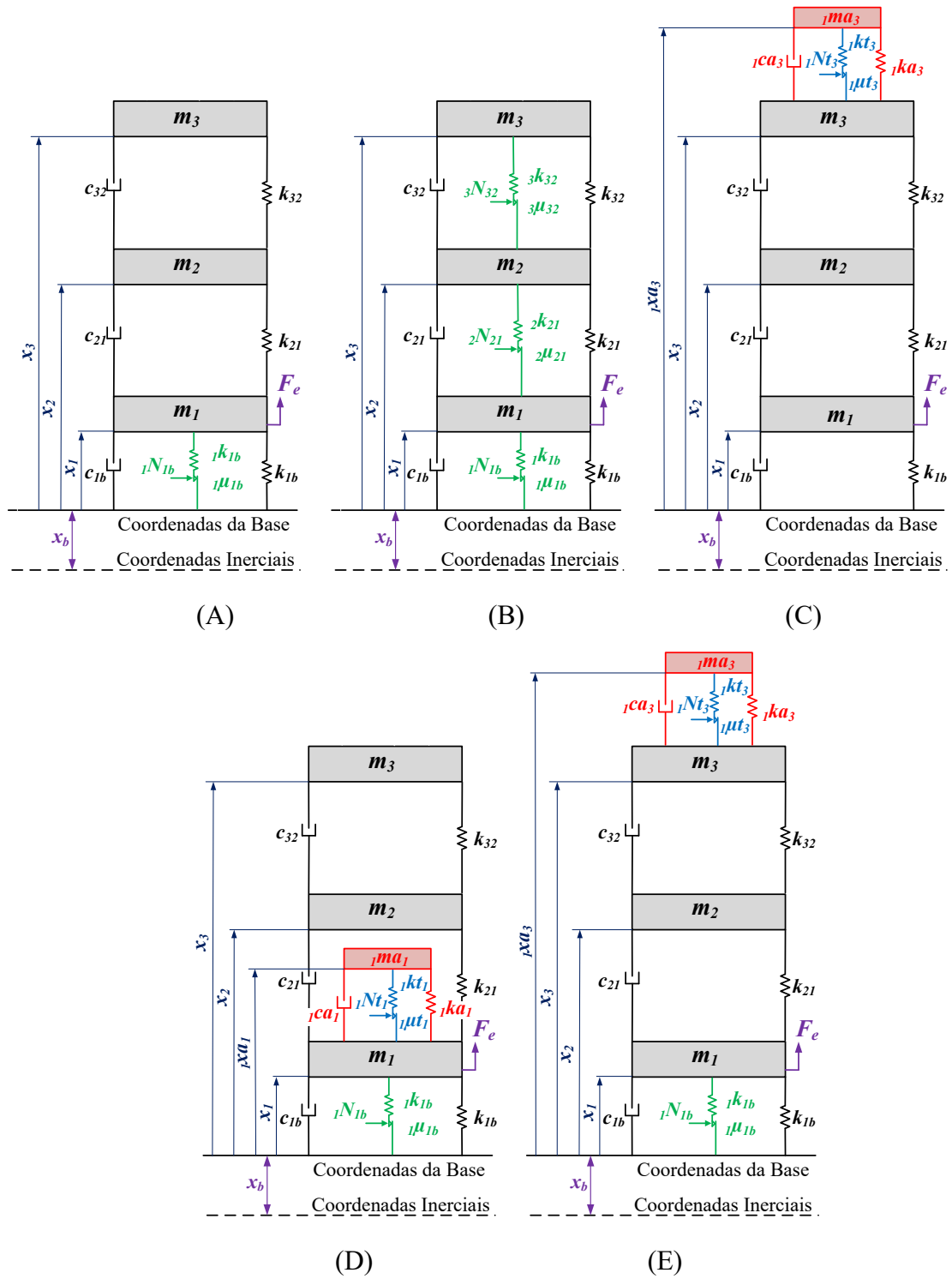


Figura 3.13 – Representação esquemática generalizada das montagens de AAS e AMAS estudadas.

A montagem (D), proposta neste trabalho, utiliza o amortecedor de massa auxiliar sintonizável adicionado no primeiro andar juntamente com outro amortecedor por atrito semiativo entre o primeiro andar da estrutura e a base, almejando dissipar energia logo nos

primeiros andares. Assim os demais andares não receberiam muita energia, logo, as amplitudes de vibração devem ser pequenas.

A configuração (E), também proposta neste trabalho, faz uso do amortecedor de massa auxiliar sintonizável anexado no último andar da estrutura juntamente com um amortecedor por atrito semiativo entre o primeiro andar e a base. Essa solução combina o amortecedor por atrito semiativo em uma posição comprovadamente efetiva (através dos resultados do trabalho de Santos et al (2017)) com o posicionamento mais comum para sistemas de massa auxiliar quando utilizados na proteção de estruturas a eventos sísmicos (parte superior da estrutura).

As montagens (D) e (E) são as que efetivamente fazem o uso combinado do amortecedor por atrito semiativo de Santos et al (2017) e o amortecedor de massa auxiliar sintonizável proposto neste trabalho. Logo, apresentam grande potencial de dissipação de energia e robustecimento da estrutura.

### 3.3.2. Estrutura Vibratória e Modelagem Numérica para o Uso de AAS e AMAS

A estrutura utilizada por Lin; Lin; Wang (2009) como sistema principal foi construída especificamente para simulações de terremotos, suas propriedades estruturais advêm de resultados de ensaios modais e são mostradas nas Eq. (3.14), Eq. (3.15) e Eq. (3.16).

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} 6 & 0 & 0 \\ 0 & 6 & 0 \\ 0 & 0 & 6 \end{bmatrix} \quad [10^3 kg] \quad (3.14)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 13.28 & -8.70 & 1.46 \\ -8.70 & 13.56 & -5.77 \\ 1.46 & -5.77 & 5.66 \end{bmatrix} \quad [kNs/m] \quad (3.15)$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} 3405.8 & -1814 & 138.2 \\ -1814 & 3329.3 & -1671.6 \\ 138.2 & -1671.6 & 1509 \end{bmatrix} \quad [kN/m] \quad (3.16)$$

As configurações distintas no posicionamento dos amortecedores de massa auxiliar sintonizáveis e amortecedores por atrito semiativos, como mostradas na representação generalizada da Fig. 3.13, implicam em diferentes formas de se dispor as propriedades do sistema auxiliar, as coordenadas do movimento e o sentido das forças nos vetores e matrizes da metodologia de modelagem numérica.

Para as montagens (A) e (B), as matrizes de propriedades estruturais **M**, **C** e **K** são as apresentadas nas Eq. (3.14), Eq. (3.15) e Eq. (3.16). Para a montagem (D), elas são como mostram as Eq. (3.17), Eq. (3.18) e Eq. (3.19).

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} 6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & {}_1ma_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 6 \end{bmatrix} [10^3 kg] \quad (3.17)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 13.28 + {}_1ca_1 & -{}_1ca_1 & -8.70 & 1.46 \\ -{}_1ca_1 & {}_1ca_1 & 0 & 0 \\ -8.70 & 0 & 13.56 & -5.77 \\ 1.46 & 0 & -5.77 & 5.66 \end{bmatrix} [kNs/m] \quad (3.18)$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} 3405.8 + {}_1ka_1 & -{}_1ka_1 & -1814 & 138.2 \\ -{}_1ka_1 & {}_1ka_1 & 0 & 0 \\ -1814 & 0 & 3329.3 & -1671.6 \\ 138.2 & 0 & -1671.6 & 1509 \end{bmatrix} [kN/m] \quad (3.19)$$

E, para as montagens (C) e (E), tais matrizes são apresentadas nas Eq. (3.20), Eq. (3.21) e Eq. (3.22).

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} 6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & {}_1ma_3 \end{bmatrix} [10^3 kg] \quad (3.20)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 13.28 & -8.70 & 1.46 & 0 \\ -8.70 & 13.56 & -5.77 & 0 \\ 1.46 & -5.77 & 5.66 + {}_1ca_3 & -{}_1ca_3 \\ 0 & 0 & -{}_1ca_3 & {}_1ca_3 \end{bmatrix} [kNs/m] \quad (3.21)$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} 3405.8 & -1814 & 138.2 & 0 \\ -1814 & 3329.3 & -1671.6 & 0 \\ 138.2 & -1671.6 & 1509 + {}_1ka_3 & -{}_1ka_3 \\ 0 & 0 & -{}_1ka_3 & {}_1ka_3 \end{bmatrix} [kN/m] \quad (3.22)$$

A Tabela 3.7 apresenta as matrizes utilizadas no método de integração para cada configuração.

Tabela 3.7 – Adaptações em  $\mathbf{x}(t)$ ,  $\mathbf{B}$  and  $\mathbf{F}_{at}(t)$  para cada montagem de AAS e AMAS.

	(A)	(B)	(C)	(D)	(E)
$\mathbf{x}(t)$ ( $nx1$ )	$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ {}_1xa_3 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} x_1 \\ {}_1xa_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ {}_1xa_3 \end{bmatrix}$
$\mathbf{B}$ ( $nxp$ )	$\begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 1 \\ 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ -1 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 0 & -1 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 1 \\ 0 & -1 \end{bmatrix}$
$\mathbf{F}_{at}(t)$ ( $px1$ )	${}_1F_{1b}$	$\begin{bmatrix} {}_1F_{1b} \\ {}_2F_{21} \\ {}_3F_{32} \end{bmatrix}$	${}_1F_{t3}$	$\begin{bmatrix} {}_1F_{1b} \\ {}_1F_{t1} \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} {}_1F_{1b} \\ {}_1F_{t3} \end{bmatrix}$

### 3.3.3. Receptâncias Numéricas da Estrutura Vibratória com o Uso de AAS e AMAS

Conforme mencionado na Seção 2.7, a literatura sugere que para estruturas pesadas a massa do sistema auxiliar tenha entre 2 % e 5 % da massa total da estrutura. A estrutura primária de Lin; Lin; Wang (2009) possui 18.000 kg, conforme visto na Eq. (3.14). Eles utilizaram seu amortecedor de massa auxiliar semiativo com amortecedor por atrito com uma massa auxiliar de 2% da massa total da estrutura. Por isso, neste trabalho, dois valores são analisados para a massa auxiliar  ${}_1m_a$  do amortecedor de massa auxiliar sintonizável: 2 % e 1 % da massa total da estrutura principal. O último foi utilizado para verificar se, com a metodologia proposta, é possível reduzir pela metade a massa auxiliar utilizada na literatura e manter o mesmo desempenho em termos de atenuação de vibração.

A massa auxiliar com 2 % da massa da estrutura principal foi utilizada exclusivamente para a montagem (C) da Fig. 3.13, que é exatamente a mesma configuração da estrutura e razão de massas utilizada por Lin; Lin; Wang (2009). As montagens (D) e (E) possuem uma massa auxiliar com 1 % da massa da estrutura original para avaliar se a adição do amortecedor por atrito semiativo entre o primeiro andar e a base aumenta a capacidade de dissipação de energia do conjunto e possibilita a utilização de massas auxiliares menores.

O processo de otimização heurístico que determina o valor da rigidez auxiliar otimiza o parâmetro  $\overline{P_d}$  entre as respostas dos três graus de liberdade da estrutura original. As receptâncias foram obtidas diante de uma força harmônica com amplitude de 1,0 kN, sendo

realizada uma varredura em frequência de 0,1 Hz até 6 Hz, em passos de 0,05 Hz. As rigidezes auxiliares selecionadas são fruto das melhores respostas obtidas pelo procedimento heurístico com as montagens (D) e (E) para um amortecedor de massa auxiliar sintonizável com 1 % da massa da estrutura primária e a montagem (C) para um amortecedor de massa auxiliar sintonizável com 2 %.

O espaço de busca para as rigidezes auxiliares variou de 1 N/m até aproximadamente a mesma ordem de grandeza das rigidezes da estrutura principal, 1 MN/m. Novamente foi utilizado um valor pequeno para o amortecimento auxiliar, de 1 Ns/m. Para as propriedades de contato, foram utilizados 0,33 para o coeficiente de atrito e 1,16 MN/m para a rigidez tangencial. Foram obtidas as rigidezes auxiliares de 8,81 kN/m e de 14,56 kN/m para sistemas auxiliares com 1 % e 2 % da massa total, respectivamente.

A Tabela 3.8 resume os parâmetros utilizados no procedimento de otimização para essa estrutura vibratória com três graus de liberdade utilizada por Lin; Lin; Wang (2009).

Tabela 3.8 – Parâmetros do procedimento de otimização para a estrutura vibratória 3GDL.

<i>Parâmetros</i>	
<i>Sistema principal</i>	3 GDL das Eq. (3.14), Eq. (3.15) e Eq. (3.16)
<i>Rigidez tangencial</i>	14,56x10 <sup>3</sup>
<i>Coeficiente de atrito</i>	0,33
<i>Quantidade de AMAS</i>	Único AMAS (Três montagens)
<i>Estratégia de controle</i>	(b)
<i>Massa auxiliar</i>	2% de $m_T$ para (C); e 1% de $m_T$ para (D) e (E)
<i>Amortecimento auxiliar</i>	1 Ns/m
<i>Variável de projeto</i>	$_1k_a$
<i>Excitação utilizada</i>	1 kN, de 0,1 à 6 Hz, passo de 0,05 Hz
<i>Função objetivo</i>	Parâmetro $\overline{P_d}(H_{11}, H_{21}, H_{31})$
<i>Espaço de busca para <math>k_a</math></i>	1 N/m até 1 MN/m

A Tabela 3.9 apresenta os parâmetros físicos e de contato utilizados por cada montagem. E a Figura 3.14 mostra as receptâncias obtidas para os três andares da estrutura original em cada uma das montagens propostas, comparando-as com a vibração da estrutura original.

Tabela 3.9 – Parâmetros para cada montagem de AAS e AMAS.

	(A)	(B)	(C)	(D)	(E)
${}^i k$ [N/m]	$1,16 \times 10^6$	$1,16 \times 10^6$	(–)	$1,16 \times 10^6$	$1,16 \times 10^6$
${}^i \mu$ [–]	0,33	0,33	(–)	0,33	0,33
${}^j k t$ [N/m]	(–)	(–)	$1,16 \times 10^6$	$1,16 \times 10^6$	$1,16 \times 10^6$
${}^j \mu t$ [–]	(–)	(–)	0,33	0,33	0,33
razão de ma	(–)	(–)	2 %	1 %	1 %
${}^1 k a$ [N/m]	(–)	(–)	$14,56 \times 10^3$	$8,88 \times 10^3$	$8,88 \times 10^3$
${}^1 c a$ [Ns/m]	(–)	(–)	1,0	1,0	1,0

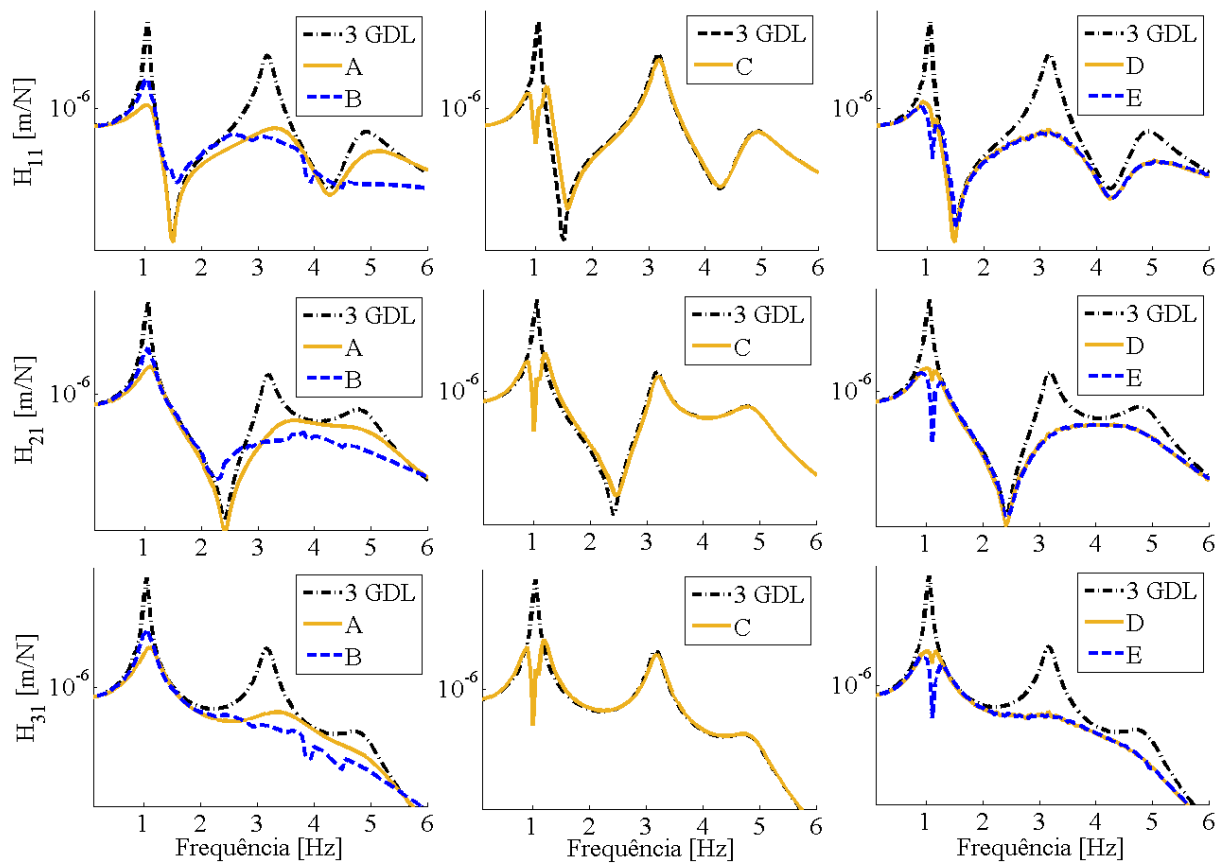


Figura 3.14 – Receptâncias para cada montagem comparadas à vibração original [3 GDL].

$H_{11}$ - Receptância na massa  $m_1$ ;  $H_{21}$ - Receptância na massa  $m_2$ ;  $H_{31}$ - Receptância na massa  $m_3$ .

Conforme esperado do trabalho de Santos et al (2017), a montagem (A) promove reduções significativas nas amplitudes de todos os três picos ressonantes, com a quase total supressão das duas últimas ressonâncias. Apesar de a montagem (B) apresentar uma melhora quando comparado a (A) no segundo e especialmente no terceiro pico ressonante, o primeiro apresentou maior amplitude.

Como pode ser visto, a configuração (C) atenua apenas o primeiro pico ressonante, que é o maior pico da resposta da estrutura original na banda de frequências em análise. Também é possível observar que a montagem (C) apresenta um desempenho geral inferior ao das montagens (A) e (B) nos outros picos ressonantes.

As montagens (D) e (E) combinam as vantagens das configurações (A), (B) e (C). Tais montagens atenuam o segundo e terceiro picos ressonantes, como em (A) e (B), ao mesmo tempo em que melhoram a atenuação no primeiro pico ressonante, como observado em (C). Logo, tais montagens são muito efetivas em suprimir todos os picos ressonantes ao longo da banda de frequências estudada.

As excelentes curvas de respostas obtidas usando as montagens (D) e (E) se devem ao fato de poderem dissipar energia de duas formas distintas. Através do amortecedor por atrito semiativo localizado entre o primeiro andar e o referencial inercial, no qual parte da energia que seria transferida para o segundo e terceiro andares é prontamente dissipada. E através do deslocamento relativo entre o amortecedor de massa auxiliar sintonizável e o andar no qual ele está anexado, que dissipa outra parcela de energia mecânica.

Uma vez que não houve alterações significativas entre as amplitudes de resposta das configurações (D) e (E), a escolha da melhor entre elas deve considerar outros aspectos que fogem ao escopo deste trabalho.

Em termos de parâmetro  $\overline{P_d}$ , a resposta da vibração da estrutura original apresentou um  $\overline{P_d}$  de 0,67 entre as respostas dos três andares, que foram reduzidos a 0,27 e 0,26 para as montagens (D) e (E), respectivamente. Por isso, daqui em diante apenas essas duas montagens são utilizadas e avaliadas quando submetidas a diferentes tipos de excitações e na proteção sísmica de estruturas.

#### 3.3.4. Montagens Seleccionadas Sujeitas a Diferentes Tipos de Excitação

Para avaliar a robustez das montagens seleccionadas é importante aplicar diferentes tipos de excitação. Os envelopes do módulo das respostas temporais das configurações seleccionadas quando sujeitas a uma excitação tipo varredura em frequência (*Chirp*) de 1 kN



com frequência variando de 0,1 Hz até 10 Hz, modificada a uma taxa de aproximadamente 0,25 Hz/s são apresentados na Fig. 3.15.

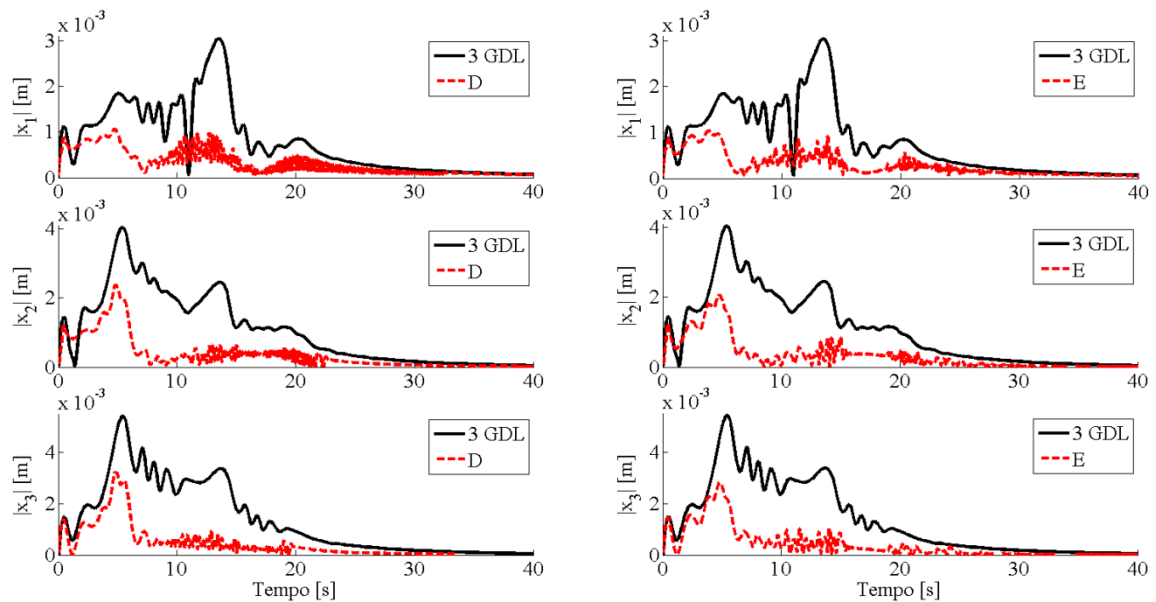


Figura 3.15 – Envelopes do módulo das respostas à varredura em frequência das montagens selecionadas comparadas à vibração original [3 GDL].

A Tabela 3.10 apresenta os valores dos máximos deslocamentos e os níveis *RMS* das respostas mostradas na Fig. 3.15. Na qual observa-se que a montagem (D) apresenta uma redução média entre todos os três graus de liberdade da estrutura principal de 48 % nas máximas amplitudes e 56 % nos níveis *RMS* quando comparados à estrutura original, enquanto que a montagem (E) mostra uma redução média de 54 % nas amplitudes máximas e 59 % nos níveis *RMS*.

Tabela 3.10 – Valores dos máximos de deslocamento e níveis *RMS* das respostas das montagens selecionadas a uma excitação tipo varredura em frequência.

	3 GDL		(D)		(E)	
	Máximo	RMS	Máximo	RMS	Máximo	RMS
$x_1$ [mm]	3,01	0,68	1,07	0,30	1,03	0,29
$x_2$ [mm]	3,98	0,98	2,36	0,43	2,06	0,41
$x_3$ [mm]	5,29	1,26	3,24	0,54	2,81	0,51

A Figura 3.16 apresenta os envelopes do módulo das respostas temporais das configurações selecionadas quando sujeitas a excitação tipo impulso de  $1\text{ kN}$  aplicado aos  $5,0\text{ s}$ .

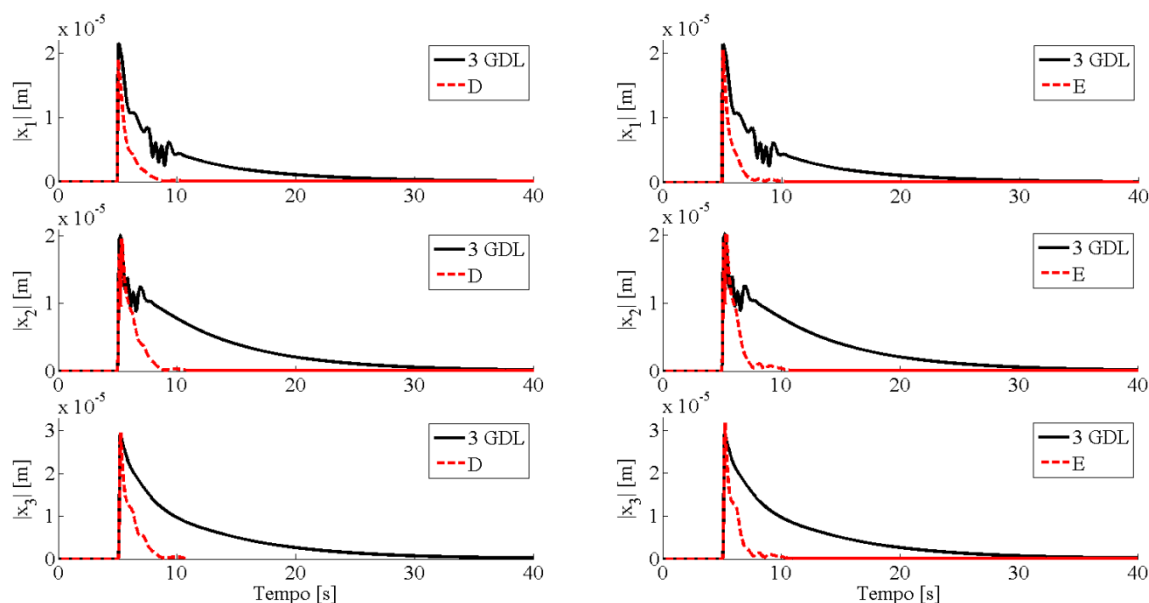


Figura 3.16 – Envelopes do módulo das respostas ao impulso das montagens selecionadas comparadas à vibração original [3 GDL].

A Tabela 3.11 apresenta os valores do tempo decorrido para que os deslocamentos se acomodem a níveis abaixo de  $1\%$  ( $t_{a1\%}$ ) da amplitude máxima das respostas da estrutura original mostrada na Fig. 3.16 em linhas contínuas. Onde observa-se que ambas as montagens reduzem as amplitudes de vibração a níveis insignificantes em poucos segundos após o impacto. Apresentando, para ambas as montagens, uma excelente redução de mais de  $84\%$  no tempo requerido quando comparados à estrutura original.

Tabela 3.11 – Tempos decorridos para acomodação em menos de  $1\%$  da amplitude máxima das respostas das montagens selecionadas a uma excitação tipo impulso.

	$t_{a1\%} [s]$		
	3 GDL	(D)	(E)
$x_1$	27,39	3,56	3,53
$x_2$	32,88	3,75	5,33
$x_3$	31,80	3,71	5,26

E a Figura 3.17 apresenta os envelopes do módulo das respostas temporais das configurações selecionadas submetidas à excitação tipo ruído aleatório com amplitude máxima de 1  $kN$ .

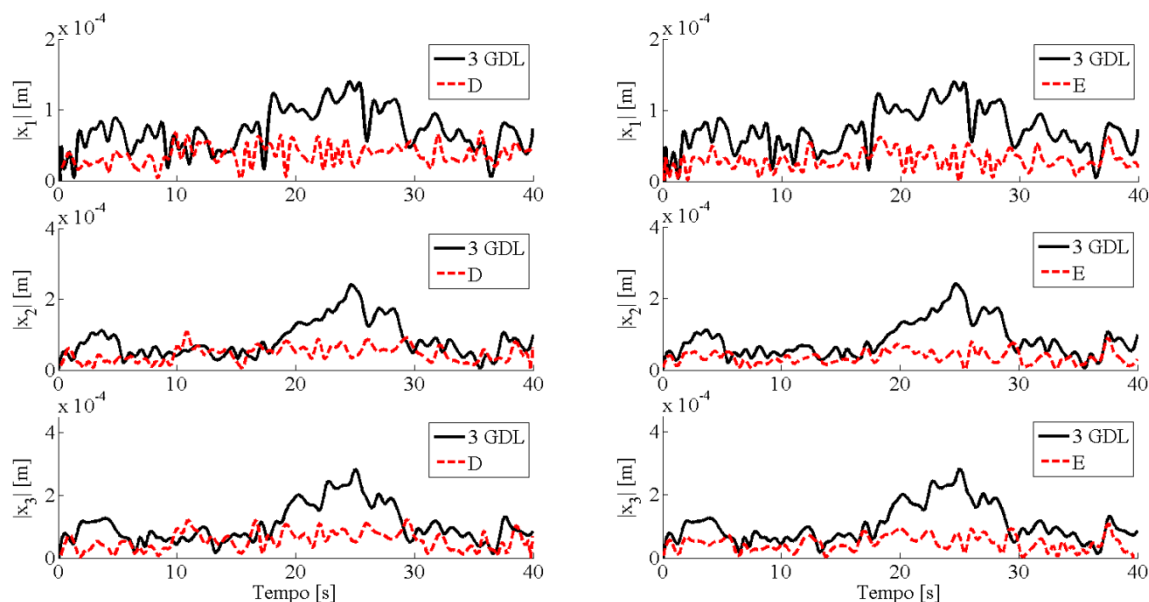


Figura 3.17 – Envelopes do módulo das respostas ao ruído aleatório das montagens selecionadas comparadas à vibração original [3 GDL].

Nota-se que as montagens selecionadas são capazes de reduzir significativamente as máximas amplitudes e os níveis *RMS* em todos os três andares da estrutura primária, como confirmam os dados da Tab. 3.12. A Tabela 3.12 mostra que a montagem (D) apresenta uma redução média dentre todos os três graus de liberdade da estrutura original em torno de 56 % nas amplitudes máximas e 54 % nos níveis *RMS* quando comparados à estrutura original, enquanto a montagem (E) apresenta uma redução média de 59 % nas amplitudes máximas e 60 % nos níveis *RMS*.

Tabela 3.12 – Valores dos máximos de deslocamento e níveis *RMS* das respostas das montagens selecionadas a uma excitação tipo ruído aleatório.

	3 GDL		(D)		(E)	
	Máximo	RMS	Máximo	RMS	Máximo	RMS
$x_1$ [ $\mu m$ ]	139,74	43,16	67,10	19,93	63,08	17,94
$x_2$ [ $\mu m$ ]	238,60	62,72	98,83	29,15	88,69	24,64
$x_3$ [ $\mu m$ ]	282,91	80,75	123,39	37,57	107,96	31,90

Portanto, as configurações analisadas provam-se muito robustas, sendo efetivas para diferentes tipos de excitação.

### 3.3.5. Montagens Seleccionadas Sujeitas a Excitações Sísmicas

Apesar de uma natureza aleatória, excitações sísmicas guardam algumas características que as tornam dignas de serem tratadas como uma excitação distinta das apresentadas anteriormente. Tais como a banda de frequência dominante, a amplitudes das acelerações impostas, o valor máximo de tais amplitudes conhecido como *PGA* (*Peak Ground Acceleration* – Aceleração Pico do Solo), entre outras, que são influenciadas por inúmeras variáveis: densidade do solo, distância do epicentro do terremoto, etc.

Neste trabalho são utilizados três eventos sísmicos reais que tiveram seus dados de aceleração gravados e que são comumente aplicados pela comunidade científica como excitações ao se analisar o desempenho de dispositivos voltados à proteção sísmica.

A componente N-S do Kobe, gravada na estação da *JMA* (*Japanese Meteorological Agency* – Agência Meteorológica Japonesa) da cidade de Kobe durante o terremoto Hyogo-ken Nanbu em 17 de Janeiro de 1995. A componente N-S do El Centro, gravada na subestação do distrito de irrigação Imperial Valley em El Centro, Califórnia, durante o terremoto Imperial Valey, Califórnia em 18 de Maio de 1940. E a componente L-O do Mexico City, gravada na Cidade do México, México, durante o terremoto Mexico City em 19 de Setembro de 1985.

A Figura 3.18 apresenta os acelerogramas gravados das componentes mencionadas dos terremotos citados e as densidades espectrais de potência (densidades espectrais de energia ou auto espectros) dessas acelerações.

O *PGA* original das três gravações dos eventos sísmicos (Kobe, El Centro e Mexico City) são 8,17, 3,41 e 1,67  $m/s^2$ , respectivamente. Para as simulações numéricas desta subseção as acelerações originais dos três eventos sísmicos têm suas amplitudes normalizadas para um *PGA* de 0,3 *g* (2,94  $m/s^2$ ). Esse nível é o limiar para que o terremoto seja classificado como de baixo *PGA*. Segundo a *USGS* (*United State Geological Survey* – Levantamento Geológico dos Estados Unidos), em eventos com tais intensidades o tremor percebido é considerado muito forte e o dano potencial é moderado. Abaixo desse nível de excitação estão inclusas a grande maioria das ocorrências dos eventos reais.

Na sequência, são apresentados os envelopes do módulo dos deslocamentos das montagens seleccionadas comparadas à vibração da estrutura original para cada andar e

terremoto, Fig. 3.19 para o Kobe (1995), Fig. 3.20 para o El Centro (1940), e Fig. 3.21 para o terremoto Mexico City (1985).

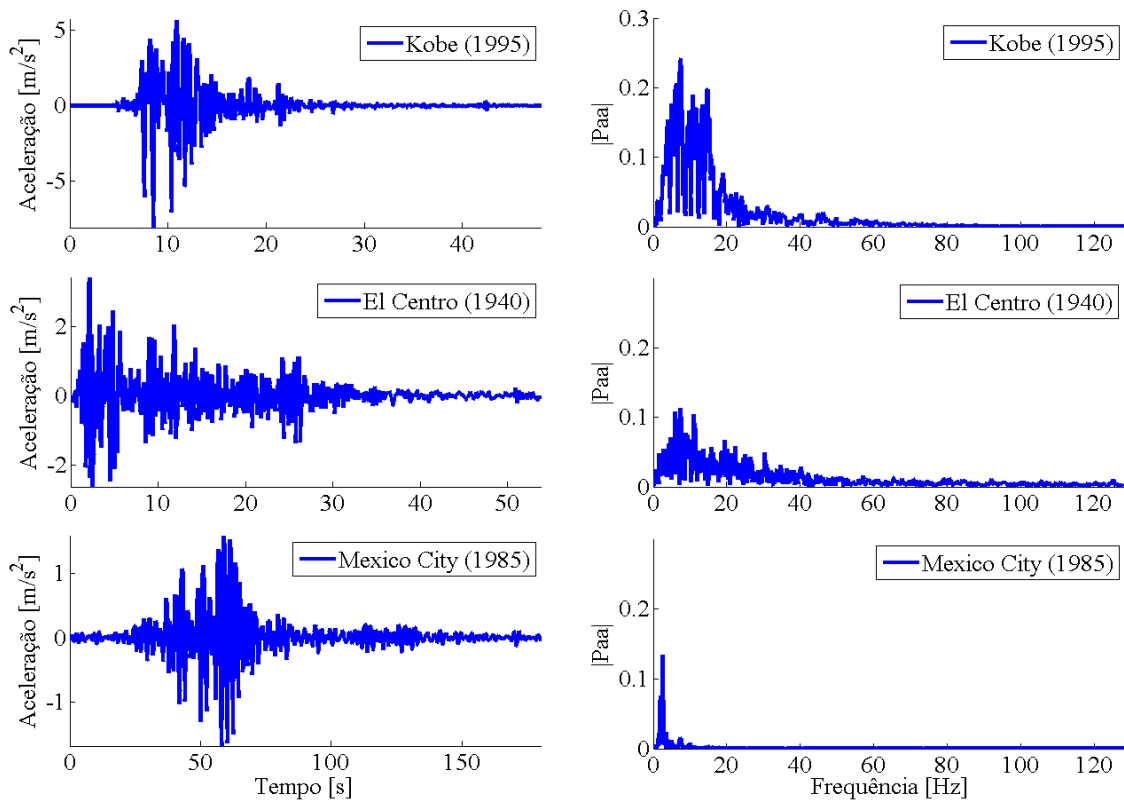


Figura 3.18 – Acelerogramas dos terremotos utilizados como excitação sísmica e suas densidades espectrais de potência.

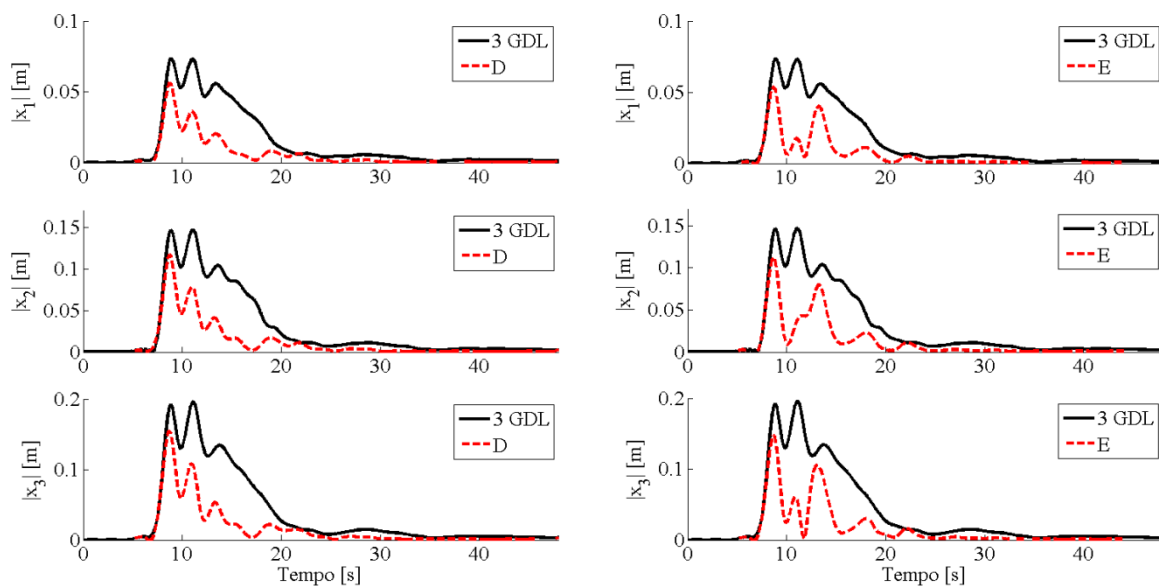


Figura 3.19 – Envelopes do módulo dos deslocamentos para as montagens seleccionadas comparadas à vibração original [3 GDL] – Kobe, 1995.

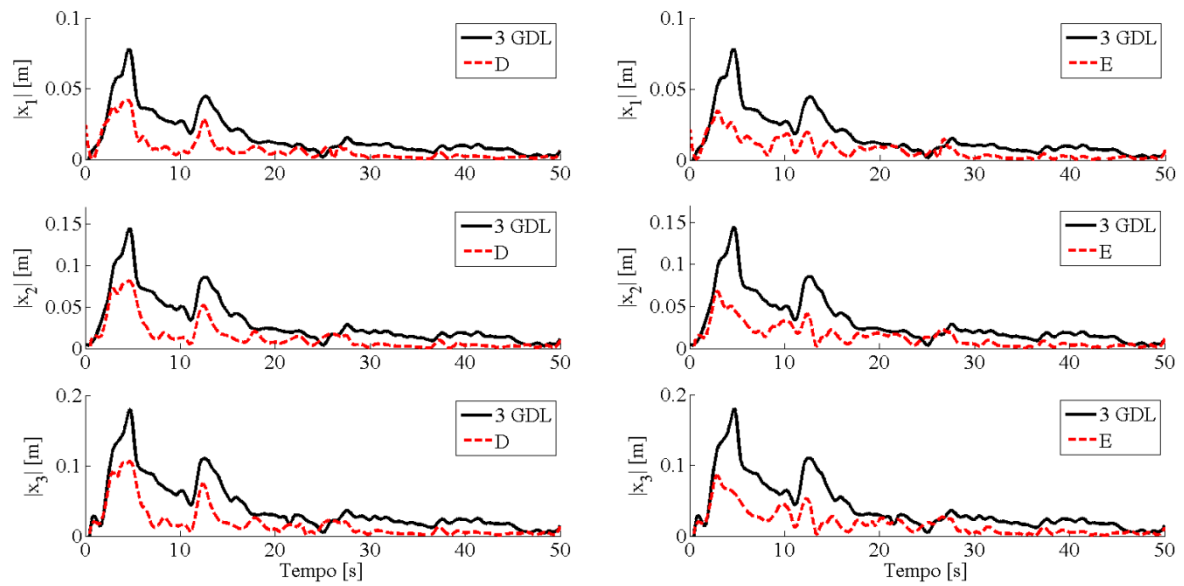


Figura 3.20 – Envelopes do módulo dos deslocamentos para as montagens seleccionadas comparadas à vibração original [3 GDL] – El Centro, 1940.

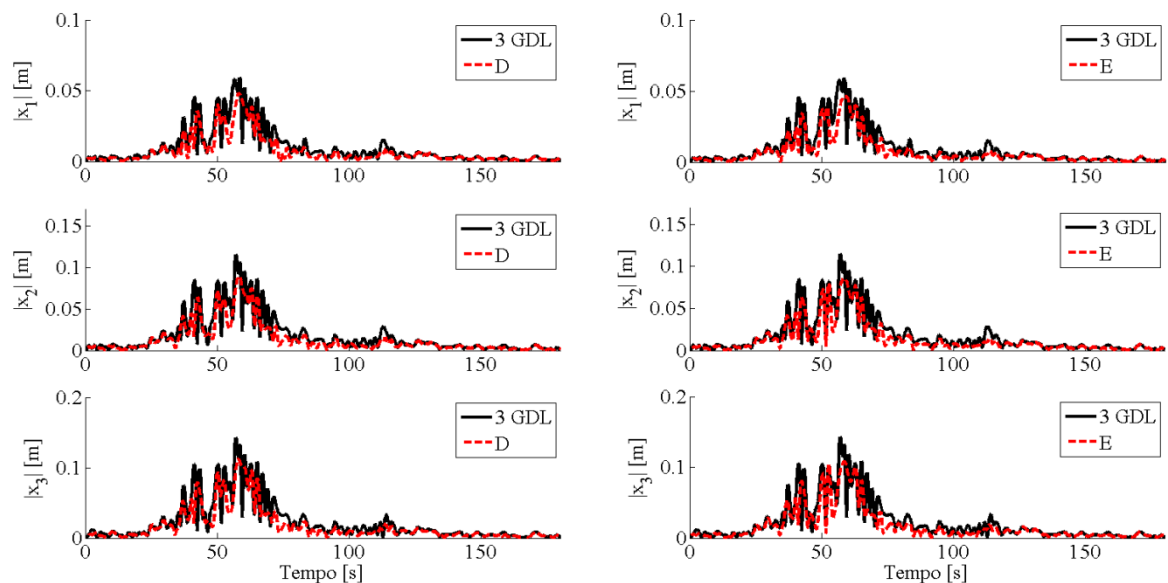


Figura 3.21 – Envelopes do módulo dos deslocamentos para as montagens seleccionadas comparadas à vibração original [3 GDL] – Mexico City, 1985.

As montagens (D) e (E) reduzem significativamente os níveis de amplitude máxima das respostas para os três terremotos e melhoram as respostas globais. Nas respostas do terremoto Mexico City, apresentadas na Fig. 3.21, observamos que as montagens seleccionadas não atingem o mesmo nível de atenuação que nos demais terremotos, nas Fig. 3.19 e Fig. 3.20. Isso se deve ao fato de que as acelerações impostas por esse terremoto são aplicadas à

estrutura pelo triplo do tempo que nos demais, ou seja, inserem energia no sistema vibratório por muito mais tempo. E que tais acelerações estão concentradas numa estreita banda de frequências. O pico na densidade espectral desse terremoto, visto na Fig. 3.18, mostra que grande parte de sua energia está concentrada numa banda de frequências entre 1 Hz até 5 Hz. Justamente onde encontram-se as frequências naturais da estrutura original, conforme visto na Fig. 3.14. Tal terremoto é extremamente problemático para essa estrutura e dificulta o desempenho de qualquer dispositivo utilizado nela.

As amplitudes de deslocamento máximas de cada andar da estrutura primária comparadas às repostas da vibração original para cada terremoto são mostradas na Fig. 3.22. Nota-se que as montagens selecionadas promovem atenuações significativas nas amplitudes de deslocamento para todos os andares.

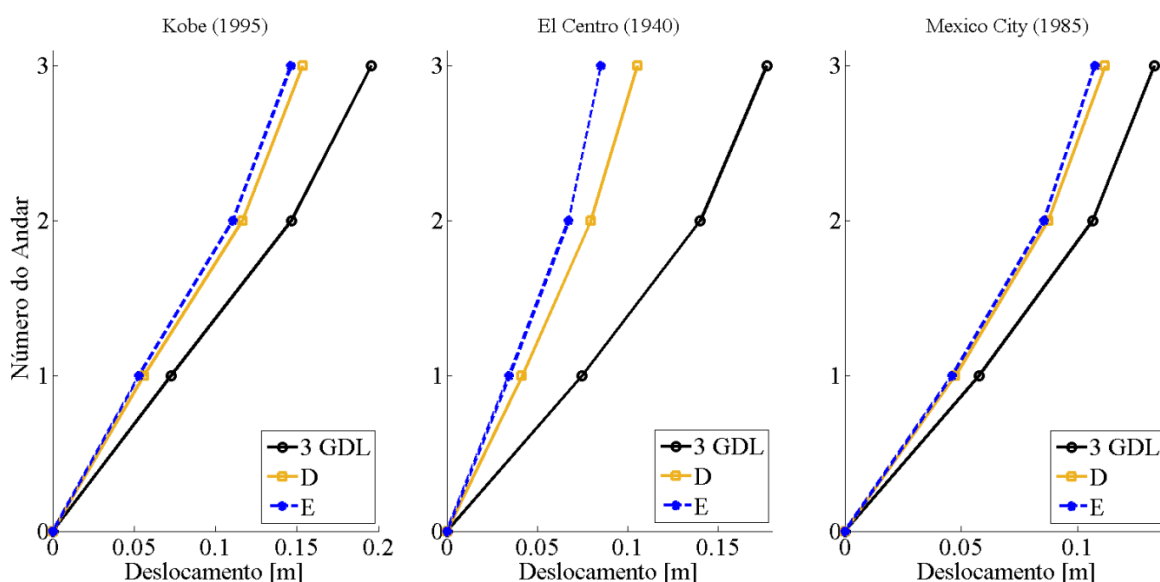


Figura 3.22 – Máximas amplitudes de deslocamento para cada andar da estrutura primária com as montagens selecionadas comparadas à vibração original [3 GDL].

Em seu trabalho, Lin; Lin; Wang (2009) utilizaram um amortecedor de massa auxiliar semiativo com amortecedor por atrito nessa mesma estrutura de três andares. Fizeram uso de uma massa auxiliar de 2% da massa total da estrutura com a montagem (C) e uma estratégia de controle desenvolvida por seu grupo de pesquisa. Foram obtidos os índices  $J$  para o andar superior da estrutura principal (o andar mais crítico e que pode apresentar as maiores amplitudes de movimento) utilizando os mesmos três eventos sísmicos estudados neste trabalho com a mesma normalização para  $0,3g$ . Logo, é possível compará-los com os índices obtidos pelas montagens selecionadas.

A Tabela 3.13 apresenta os índices  $J$  obtidos com as montagens selecionadas e os apresentados por Lin; Lin; Wang (2009) para cada terremoto. Sabe-se que os índices  $J$  são uma relação direta entre as amplitudes de movimento obtidas com o uso de cada montagem/estratégia e as amplitudes da vibração da estrutura original.

Tabela 3.13 – Índices  $J$  do andar superior para cada terremoto com  $PGA$  de  $0,3g$ .

<i>Terremoto</i>	<i>Índice</i>	<i>(D)</i>	<i>(E)</i>	<i>Lin; Lin; Wang (2009)</i>
<i>Kobe (1995)</i>	$J_1$	0,785	0,748	0,9056
	$J_2$	0,754	0,711	0,8769
	$J_3$	0,492	0,474	0,5535
	$J_4$	0,539	0,509	0,5897
<i>El Centro (1940)</i>	$J_1$	0,597	0,483	0,6307
	$J_2$	0,696	0,562	0,6807
	$J_3$	0,528	0,451	0,6209
	$J_4$	0,609	0,559	0,6486
<i>Mexico City (1985)</i>	$J_1$	0,841	0,807	0,8529
	$J_2$	0,965	0,933	0,8419
	$J_3$	0,832	0,844	0,9383
	$J_4$	0,835	0,840	0,8852

$J_1$  – Razão de deslocamento estrutural;  $J_2$  – Razão da aceleração estrutural absoluta;  $J_3$  – Razão do *RMS* do deslocamento estrutural;  $J_4$  – Razão do *RMS* do aceleração estrutural.

Para o terremoto Kobe, a configuração (E) é muito efetiva na supressão das amplitudes de movimento da estrutura original, mais de 25 % de redução em  $J_1$ , quase 30 % em  $J_2$  e em torno de 50 % em  $J_3$  e  $J_4$ . Todos os índices  $J$  de (E) são pelo menos 14 % melhores que os relatados por Lin; Lin; Wang (2009).

Comparadas às amplitudes de movimento da estrutura original, as obtidas pela montagem (D) promovem 21 % de redução em  $J_1$ , 24 % em  $J_2$  e mais de 50 % em  $J_3$  e 46 % em  $J_4$ . Quando comparados aos índices  $J$  apresentados por Lin; Lin; Wang (2009), os índices  $J_3$  e  $J_4$  da configuração (D) são mais de 8 % melhores, o  $J_1$  é 13 % melhor e  $J_2$  é 14 % melhor.



Observa-se que, para o terremoto El Centro, a configuração (E) também é muito efetiva na mitigação das amplitudes de vibração da estrutura original, mais de 51 % de redução em  $J_1$ , mais de 43 % em  $J_2$  e em torno de 50 % em  $J_3$  e  $J_4$ . Todos os índices  $J$  de (E) são pelo menos 13 % melhores que os apresentados por Lin; Lin; Wang (2009).

Se comparadas às amplitudes de movimento da estrutura original, as obtidas pela montagem (D) promovem 40 % de redução em  $J_1$ , 30 % em  $J_2$  e mais de 47 % em  $J_3$  e 29 % em  $J_4$ . E quando comparados aos índices  $J$  apresentados por Lin; Lin; Wang (2009), na configuração (D)  $J_2$  é 2 % pior, o  $J_1$  é 5 % melhor,  $J_3$  é 15 % melhor e  $J_4$  é 6 % melhor.

Para o terremoto Mexico City, as configurações (D) e (E) também são eficazes, mais de 15 % de redução em  $J_1$ , mais de 3 % em  $J_2$  e em torno de 15 % em  $J_3$  e  $J_4$ . Todos os índices  $J$  estão entre 1 % e 11 % melhores que os apresentados por Lin; Lin; Wang (2009), exceto  $J_2$  que estão entre 10 % e 14 % piores. Como observado nos valores dos índices  $J$  da Tab. 3.13, esse terremoto também é muito complicado para o sistema de massa auxiliar utilizado por Lin; Lin; Wang (2009) e sua estratégia de controle. Pois trata-se de muita energia inserida no sistema, durante muito tempo, e em uma banda estreita de frequências na qual a estrutura responde com amplitudes muito elevadas. Dificultando muito o trabalho de qualquer abordagem utilizada.

Os resultados obtidos por Lin; Lin; Wang (2009) são um marco em estudos sobre terremotos, que representam uma redução do deslocamento e aceleração *RMS* (índices  $J_3$  e  $J_4$ ) em 12 % quando comparados a sistemas como amortecedores de massa auxiliar passivos. A Tabela 3.13 mostra que tais índices nas montagens (D) e (E) são mais de 10 % melhores que os resultados obtidos por Lin; Lin; Wang (2009), mesmo com uma massa auxiliar 50 % menor. Portanto, são consideradas mais robustas e eficientes para a prevenção de danos em estruturas sujeitas a terremotos.

Como colaboração ao estudo de sistemas vibratórios com múltiplos graus de liberdade sujeitas à excitações sísmicas, tem-se que ambas configurações são apropriadas para serem usadas na proteção de estruturas submetidas a terremotos de baixo *PGA*.

### 3.4. Conclusões Parciais dos Estudos de Casos

Nas simulações do sistema vibratório com um único grau de liberdade foi observado que o amortecedor de massa auxiliar sintonizável é mais eficiente que o absorvedor dinâmico

de vibração e o amortecedor de massa auxiliar com amortecimento viscoso ótimo quando se visa atenuações em uma ampla banda de frequências. Também observou-se que a estratégia (a) superestima o valor da força normal necessária para manter o amortecedor por atrito semiativo no limiar do escorregamento por não considerar a ocorrência de deslocamento relativos antes do acionamento do acoplamento. E que, por isso, a estratégia (b) é mais eficiente e apropriada para ser utilizada no amortecedor de massa auxiliar sintonizável.

Nas simulações do sistema vibratório com três graus de liberdade da Seção 3.2 foi observado que o conhecimento prévio da estrutura e de sua resposta permite a escolha do melhor posicionamento para atender às necessidades de projeto. Notou-se que, para o sistema vibratório em questão, caso necessário atenuar todos os picos ressonantes na banda de frequências com o uso de apenas um amortecedor de massa auxiliar sintonizável o posicionamento (III) é a melhor opção. Porém, caso haja necessidade de atenuar as amplitudes de apenas um pico ressonantes, o uso de outros posicionamentos podem ser mais viáveis.

E nas simulações da Seção 3.3, observou-se que o uso combinado de um amortecedor por atrito semiativo e um amortecedor de massa auxiliar sintonizável não apenas permite o uso de massa auxiliares menores como também potencializam a capacidade de dissipação de energia do sistema vibratório por fazê-lo através de duas formas distintas. As configurações selecionadas são muito eficientes para a proteção de estruturas submetidas a terremotos de baixo *PGA*, superando o desempenho de abordagens utilizadas na literatura.

## CAPÍTULO IV

### CONCLUSÃO

Esse trabalho contribui com o estudo do comportamento de um amortecedor de massa auxiliar sintonizável utilizando um amortecedor por atrito semiativo em sua suspensão quando acoplado a sistemas vibratórios com um único e com três graus de liberdade, e também com a proposição de uma estratégia de controle eficiente que promove a atenuação das amplitudes de movimento do sistema primário ao longo de uma ampla banda de frequência.

Tal contribuição se estende à determinação de uma metodologia de modelagem numérica generalizada para o estudo de amortecedores de massa auxiliar sintonizáveis e amortecedores por atrito semiativos em estruturas vibratórias com múltiplos graus de liberdade. E à metodologia de abordagem ao uso de amortecedores de massa auxiliar sintonizáveis em sistemas dinâmicos, incluindo o detalhamento do procedimento para a determinação das rigidez auxiliar ótima.

Resultados de simulações com as propriedades físicas de uma bancada experimental de um único grau de liberdade mostraram que o amortecedor de massa auxiliar sintonizável é mais eficaz na atenuação em amplo espectro das amplitudes de movimento do que abordagens amplamente utilizadas, como o absorvedor dinâmico de vibração e o amortecedor de massa auxiliar com amortecimento ótimo, mostrando elevada capacidade de atenuar as amplitudes de vibração com baixos esforços de controle. O parâmetro  $P_d$  se mostrou adequado como função objetivo no procedimento de otimização para determinar a rigidez auxiliar e como

métrica de comparação entre as respostas em frequência das abordagens/estratégias de sistemas de massa auxiliar.

Simulações avaliaram variações no posicionamento do amortecedor de massa auxiliar sintonizável em um sistema vibratório com três graus de liberdade. Os resultados mostraram que o amortecedor de massa auxiliar sintonizável pode ser utilizado em diferentes posicionamentos na estrutura. Para o sistema vibratório avaliado na ocasião, o posicionamento do amortecedor de massa auxiliar sintonizável no último andar da estrutura obteve a solução mais robusta e com melhor eficiência ao longo de toda a banda de frequência analisada. Os resultados mostraram que o uso de apenas um amortecedor de massa auxiliar sintonizável adequadamente posicionado na estrutura e corretamente projetado possibilita atenuações de diversos picos ao longo da banda de frequências. O uso desse dispositivo pode ser mais viável para atenuações em amplo espectro que a adição de múltiplos absorvedores passivos nos quais cada um deles seria sintonizado para trabalhar numa das frequência ressonantes do sistema vibratório original.

Posteriormente foi analisado numericamente o uso do amortecedor por atrito semiativo e do amortecedor de massa auxiliar sintonizável em diferentes configurações na estrutura. Excelentes atenuações foram obtidas e o amortecedor de massa auxiliar sintonizável mostrou-se um eficiente dissipador de energia. A utilização simultânea de tais dispositivos permitiu o uso de massas auxiliares menores, 50 % menores que aquelas utilizadas em trabalhos anteriores, e se mostrou uma excelente abordagem para a proteção de estruturas submetidas a terremotos de baixo *PGA*. Os índices *J* auxiliaram na observação dos resultados das abordagens utilizadas e na comparação entre os mesmo, mostrando-se uma ótima forma de se avaliar respostas temporais obtidas diante de eventos sísmicos.

Portanto, o amortecedor de massa auxiliar sintonizável com amortecedor por atrito semiativo em sua suspensão apresentou grande capacidade de amortecimento e dissipação de energia mecânica, qualificando-o para ser empregado em uma ampla gama de sistemas, sejam em estruturas leves e pesadas, sujeitas a baixas ou altas velocidades de vibração e em ambientes onde o amortecimento viscoso não pode ser utilizado. Adicionalmente, o fato de requerer que pouca massa seja adicionada ao sistema vibratório original significa que o dispositivo pode ser utilizado em sistemas embarcados com restrição de peso.

#### 4.1. Sugestões para Trabalhos Futuros

Devido à falta de recursos financeiros durante a realização deste trabalho não foi possível fabricar a bancada experimental projetada para o amortecedor de massa auxiliar sintonizável. Portanto, sugere-se a confecção da bancada experimental vista no Apêndice a fim de possibilitar a obtenção de resultados que possam ser comparados com os resultados obtidos pelo modelo numérico do amortecedor de massa auxiliar sintonizável, comprovando a eficiência numericamente demonstrada neste trabalho.

Adicionalmente, sugere-se estender a aplicação da metodologia de abordagem para o uso de amortecedores de massa auxiliar sintonizáveis em sistemas dinâmicos, Seção 2.6, para outros estudos de casos como em sistemas contínuos. Avaliando a metodologia diante de discretizações do sistema vibratório e as possibilidades de posicionamento do dispositivo em sistemas contínuos.

Também recomenda-se avaliar o uso de múltiplos amortecedores de massa auxiliar sintonizáveis na estrutura. Sobretudo que tal análise seja realizar na estrutura vibratória utilizada na Seção 3.3 ao utilizar, por exemplo, três sistemas de massa auxiliar. Um em cada andar com massa auxiliar correspondente à 0,33% da massa total da estrutura, de forma que a adição total permaneça com apenas 1% de massa. Dessa forma, seria possível avaliar a possibilidade de obtenção de melhores resultados nos modos de vibrar da estrutura e, consequentemente, nos picos ressonantes da sua resposta ao longo da banda de frequências em análise.

Propõe-se que seja estendido o estudo da robustez do amortecedor de massa auxiliar sintonizável para além de variações na excitação ao avaliar mudanças estocásticas nas propriedades físicas da estrutura primária. Ao analisar como o dispositivo se comporta diante de incertezas paramétricas do sistema e o uso de otimizações robustas voltadas a mudanças no sistema primário.

E também apreciar o desempenho, a adaptabilidade e o comportamento do amortecedor de massa auxiliar sintonizável diante de falhas graves não catastróficas na estrutura. Por exemplo, diante da perda de uma coluna numa estrutura predial, que afetaria a forma de transmissão dos esforços e modificaria as propriedades físicas da estrutura.

Em resumo, outros estudos de casos que requeiram atenuação das amplitudes de vibrações em sistemas mecânicos ao se utilizar o amortecedor de massa auxiliar sintonizável, ou que fazem seu uso combinado com outras abordagens.

E, por fim, sugere-se a avaliação da possibilidade de se confeccionar soluções comercializáveis para amortecedor de massa auxiliar sintonizável. Contendo uma forma versátil de fixar a massa auxiliar (ou de um conjunto que contenha o sistema auxiliar) na estrutura primária. Visando uma solução que permita pequenas regulagens na massa e rigidez auxiliar para ajustes finos na sintonia do mesmo. E, possivelmente, com diferentes tamanhos para diversas faixas de massa e rigidez de sistemas primários.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BOUAZARA, M.; RICHARD, M. J.; RAKHEJA, S. Safety and comfort analysis of a 3-D vehicle model with optimal non-linear active seat suspension. **Journal of Terramechanics**. v. 43, p. 97-118, 2006.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.jterra.2004.10.003>

BRAUN, S; EWINS, D.; RAO, S. S. **Encyclopedia of Vibration**. Academic Press, 2002. 1645p.

<http://dx.doi.org/10.1006/rwvb.2001.0190>

CHATTERJEE, S. Optimal active absorber with internal state feedback for controlling resonant and transient vibration. **Journal of Sound and Vibration**. v. 329: p. 5397-5414, ago. 2010.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2010.07.017>

COELHO, H. T. **Estudo De Um Dispositivo De Mola Inteligente Com Acoplamento Por Atrito Para Controle Semiativo De Vibração**. 2014. 113 f. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

COELHO, H. T.; LÉPORE NETO, F. P.; SANTOS, M. B. Numerical Assessment of a Tunable Auxiliary Mass Damper Using a Friction Damper. **Society for Experimental Mechanics – IMAC-XXXIV - Dynamics of Multiphysical Systems: From Active Materials to Vibroacoustics**, 2016.

COELHO, H. T.; LÉPORE NETO, F. P.; SANTOS, M. B. Tunable Auxiliary Mass Damper with Friction Joint: Numerical Assessment and Prototype Design. **XVII International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics – DINAME 2017**, 2017, São Sebastião.

CUNHA JR., S. S. **Estudo Teórico e Numérico de Absorvedores Dinâmicos de Vibrações**. 1999. 179 f. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

DUPONT, P.; KASTURI, P.; STOKES, A. Semi-active control of friction dampers. **Journal of Sound and Vibration**. v. 202, n. 2, p. 203-218, 1997.  
<https://doi.org/10.1006/jsvi.1996.0798>

ESPÍNDOLA, J. J.; BAVASTRI C. A.; LOPES, E. M. O. On the Passive Control of Vibrations with Viscoelastic Dynamic Absorbers of Ordinary and Pendulum Types. **Journal of the Franklin Institute**. v. 347, p. 102-115, 2010.  
<https://doi.org/10.1016/j.jfranklin.2009.09.004>

FATEH, M. M.; ALAVI S. S. Impedance Control of an Active Suspension System. **Mechatronics**, v. 19, p. 134-140, 2009.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.mechatronics.2008.05.005>

FIRrone, C. M. **Dynamics of the underplatform damper for aeronautical turbo engines**. 2006. 214 f. Tese de Doutorado - Scuola di Dottorato Politecnico Di Torino, Torino.

GUERINEAU, E. L. C.; COELHO, H. T.; LÉPORE NETO, F. P.; SANTOS, M. B.; MAHFOUD, J. On the Assessment of a Tunable Auxiliary Mass Damper with a Friction Damper in its Suspension: Numerical Study. **Third International Conference on Structural Nonlinear Dynamics and Diagnosis – CSNDD 2016**, v. 83, p. 1-4 (01005), 2016.  
<http://dx.doi.org/10.1051/matecconf/20168301005>

GUGLIELMINO, E.; EDGE, K. A. A controlled friction damper for vehicle applications. **Control Engineering Practice**. v. 12, p. 431-443, 2004.  
[http://dx.doi.org/10.1016/S0967-0661\(03\)00119-9](http://dx.doi.org/10.1016/S0967-0661(03)00119-9)



HARRIS, C. M.; PIERSOL, A. G. **Harris' Shock and Vibration Handbook**. 5.ed. McGraw-Hill HANDBOOKS, 2002. 1456p.

KOO, J.-H., SHUKLA, A.; AHMADIAN, M. Dynamic performance analysis of non-linear tuned vibration absorbers. **Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation**. v. 13, p. 1929-1937, 2008.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.cnsns.2007.03.020>

LIN, C.-C.; LU, L.-Y.; LIN, G.-L.; YANG, T.-W. Vibration control of seismic structures using semi-active friction multiple tuned mass dampers. **Engineering Structures**. v. 32, p. 3404-3417, ago. 2010.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.engstruct.2010.07.014>

LIN, C.-C.; LIN, G.-L.; WANG, J.-F. Protection of seismic structures using semi-active friction TMD. **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**. v. 39, p. 635-659, out. 2009.

<http://dx.doi.org/10.1002/eqe.961>

LU, L.-Y. Semi-active modal control for seismic structures with variable friction dampers. **Engineering Structures**. v. 26, p. 437-454, 2004.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.engstruct.2003.10.012>

LU, L.-Y.; CHUNG, L.-L.; WU, L.Y.; LIN, G.-L. Dynamic analysis of structures with friction devices using discrete-time state-space formulation. **Computers and Structures**. v. 84, p. 1049-1071, 2006.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.compstruc.2005.12.005>

LU, L.-Y.; LIN, C.-C.; LIN, G.-L.; LIN, C.Y. Experiment and analysis of a fuzzy-controlled piezoelectric seismic isolation system. **Journal of Sound and Vibration**. v. 329, p. 1992-2014, 2010.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2009.12.025>

MARQUES, R. F. A. **Estudo Teórico e Numérico de Absorvedores Dinâmicos de Vibrações Ativos e Adaptativos**. 2000. 106 f. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

MIRTAHERI, M.; ZANDI, A. P.; SAMADI, S. S.; SAMANI, H. R. Numerical and experimental study of hysteretic behavior of cylindrical friction dampers. **Engineering Structures**. v. 33, p. 3647-3656, ago. 2011.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.engstruct.2011.07.029>

NITZSCHE, F.; HAROLD, T.; WICKRAMASINGHE, V. K.; YONG, C.; ZIMCIK, D. G. Development of a Maximum Energy Extraction Control for the Smart Spring. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**. v. 16, p. 1057-1066, dez. 2005.

<http://dx.doi.org/10.1177/1045389X05059964>

OH, H.-U.; CHOI, Y.-J. Performance investigation of variable damping shock absorber combined with conventional semi-active vibration control logics. **Aerospace Science and Technology**. v. 29: p. 1-6, jan. 2013.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.ast.2013.01.001>

ORMONDROYD, J.; DEN HARTOG, J. P. Theory of the Damped Vibration Absorber, **ASME Journal of Applied Mechanics**. v. 50, n. 7, p. 11-22, 1928.

PARK, Y.-M.; KIM, K.-J. Semi-active vibration control of space truss structures by friction damper for maximization of modal damping ratio. **Journal of Sound and Vibration**. v. 332: p. 4817-4828, abr. 2013.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2013.04.032>

SANTOS, M. B.; COELHO, H. T., LÉPORE NETO, F. P.; MAHFOUD, J. Assessment of Semi-Active Friction Dampers. **Mechanical Systems and Signal Processing**. v. 94, p. 33-56, fev. 2017.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2017.02.034>

SILVA, C. T. **Projeto e Localização Ótimos de Sistemas de Neutralizadores Dinâmicos Viscoelásticos Usando Algoritmos Genéticos**. 2005, 155 f. Dissertação de Mestrado em Engenharia da Manufatura, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba.

TSIATAS G. C.; CHARALAMPAKIS A. E. A new Hysteretic Nonlinear Energy Sink (HNES). **Applied Physics, Cornell University Library**, p. 1-19, abr. 2017.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.cnsns.2017.12.014>

WEBER, F. Semi-active vibration absorber based on real-time controlled MR damper. **Mechanical Systems and Signal Processing**. v. 46: p. 272-288, fev. 2014.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2014.01.017>

WICKRAMASINGHE, V.; CHEN, Y.; ZIMCIK; D. Experimental Evaluation of the Smart Spring Impedance Control Approach for Adaptive Vibration Suppression. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**. v. 19, n. 2, p. 171-179, 2008.

<http://dx.doi.org/10.1177/1045389X06074026>

YONG, C.; ZIMCIK, D. G.; WICKRAMASINGHE, V. K.; NITZSCHE, F. Research of an Active Tunable Vibration Absorber for Helicopter Vibration Control. **Chinese Journal of Aeronautics**. v. 16, n. 4, p. 203-211, nov. 2003.

[https://doi.org/10.1016/S1000-9361\(11\)60185-4](https://doi.org/10.1016/S1000-9361(11)60185-4)

YONG, C.; ZIMCIK, D. G.; WICKRAMASINGHE, V. K.; NITZSCHE, F. Development of the Smart Spring for Active Vibration Control of Helicopter Blades. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**. v. 15, p. 37-47, jan. 2004.

<http://dx.doi.org/10.1177/1045389X04039655>

## APÊNDICE

### A.1. Projeto da Bancada Experimental do AMAS

Visando atender ao modelo apresentado na Fig. 2.1, o protótipo do amortecedor de massa auxiliar sintonizável com amortecedor por atrito semiativo na suspensão foi projetado para que se acople a uma bancada experimental de um único grau de liberdade já existente, apresentada na Fig. A.1.

Essa bancada foi utilizada por Coelho (2014) e Santos et al (2017), e possui as propriedades físicas conforme apresentadas na Tab. 3.1. Porém, a placa de alumínio da bancada preexistente será removida para permitir a fixação do conjunto, apenas as lâminas da suspensão e os cubos de fixação são mantidos.

Inicialmente objetivou-se obter um valor para a massa primária da bancada igual ao apresentado na Tab. 3.1, porém julga-se que a obtenção de valores de razão de massas e de rigidez auxiliar próximos aos requisitados na Seção 3.1.2 são prioritários para a obtenção de desempenho similar ao obtido nos resultados numéricos apresentados anteriormente.

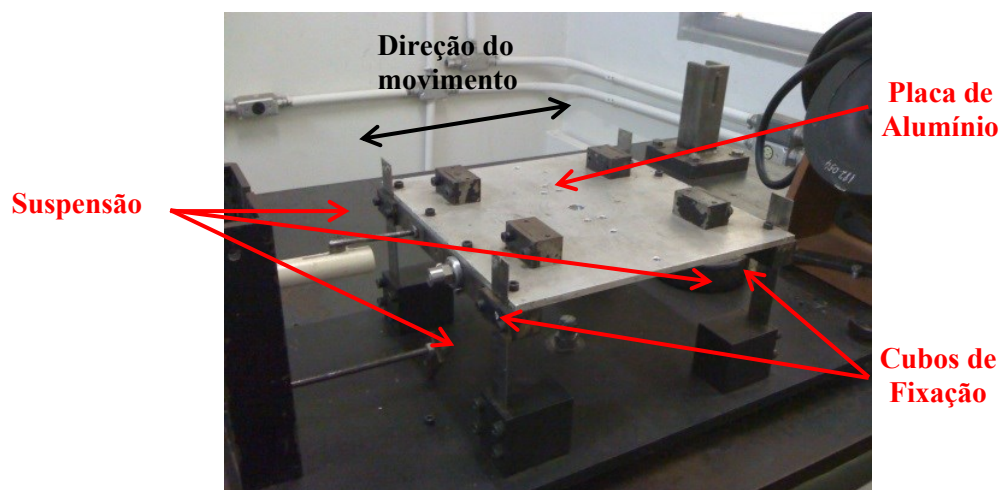


Figura A.1 – Bancada preexistente – parte do sistema vibratório primário.

O projeto prevê a utilização do atuador piezelétrico APA 500L da Cedrat®, com sua capacidade de carga de 607 N e um deslocamento máximo de 517  $\mu\text{m}$ . E a utilização da célula de carga triaxial Mini45 da ATI®, que possibilita a medição da força normal e da força de atrito no contato.

A fim de proporcionar a fixação do conjunto na bancada apresentada na Fig. A.1, é utilizado um quadro de fixação e suporte da massa auxiliar do amortecedor de massa auxiliar sintonizável. Tal quadro é esquematicamente representado na Fig. A.2.

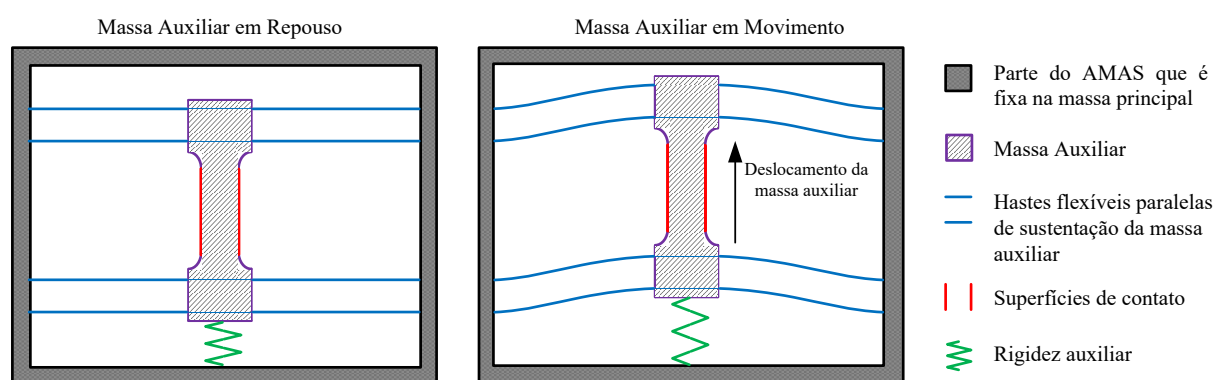


Figura A.2 – Diagrama esquemático do quadro de fixação e suporte da massa auxiliar da bancada do AMAS.

Na Figura A.2, observa-se a indicação dos componentes da bancada: a massa auxiliar posicionada no centro do quadro; a rigidez auxiliar adicional que contribui para a transmissão de forças entre a massa primária e a massa auxiliar; quatro hastes flexíveis paralelas que sustentam a massa auxiliar; e a indicação da superfície onde o contato entre as partes do amortecedor por atrito semiativo ocorre. E também a configuração do quadro quando a massa auxiliar está em repouso e quando está em movimento, explicitando a direção de seu deslocamento.

A opção por quatro lâminas flexíveis é para garantir um movimento retilíneo dos corpos em contato e não permitir que haja variação na força de atrito devido a ocorrência de desvios no movimento da massa auxiliar.

É esperado que as lâminas flexíveis paralelas apresentem alguma rigidez na direção do movimento, compondo parte da rigidez auxiliar. Por isso, buscou-se projetá-las para que suas rigidezes fossem relativamente pequenas e que, caso necessário, seria adicionada mais rigidez ao sistema com o uso de molas helicoidais, indicadas na Fig. A.2 como rigidez auxiliar.

São utilizadas ligas de alumínio e de aço de alta resistência na confecção da bancada (nas figuras que se seguem o tom de cinza mais claro indica as peças em liga de alumínio e o tom mais

escuro indica as partes em liga de aço). A Figura A.3 apresenta a vista inferior e a isométrica da representação esquemática do quadro de fixação e suporte (Fig. A.2).

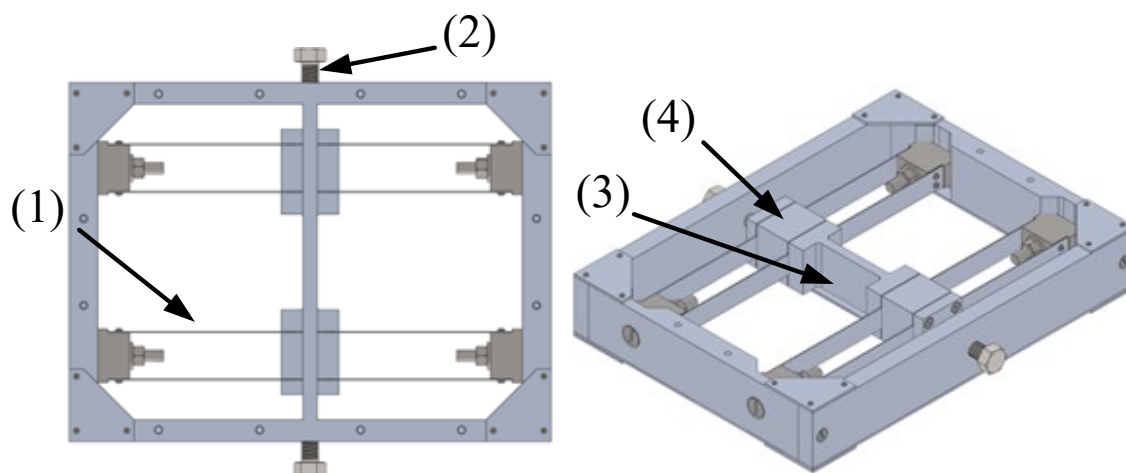


Figura A.3 – Quadro de fixação e suporte da massa auxiliar da bancada do AMAS: (1) Lâminas flexíveis paralelas; (2) Rigidez auxiliar adicional; (3) Superfícies de contato; (4) Massa auxiliar.

Para que se tenha uma aplicação de forças de forma simétrica e equânime é utilizada uma configuração similar a uma pinça flutuante na qual as unidades deslizantes que sustentam o mecanismo de aplicação da força normal são anexados a mancais lineares LQCR-8 da SKF® que se movimentam sobre eixos-guia LJM8x330ESSC1 da SKF®. Esses, por sua vez, são fixos ao quadro por mancais de guias lineares LEAS-8A da SKF®. Tal conjunto pode ser visto em detalhes na Fig. A.4.

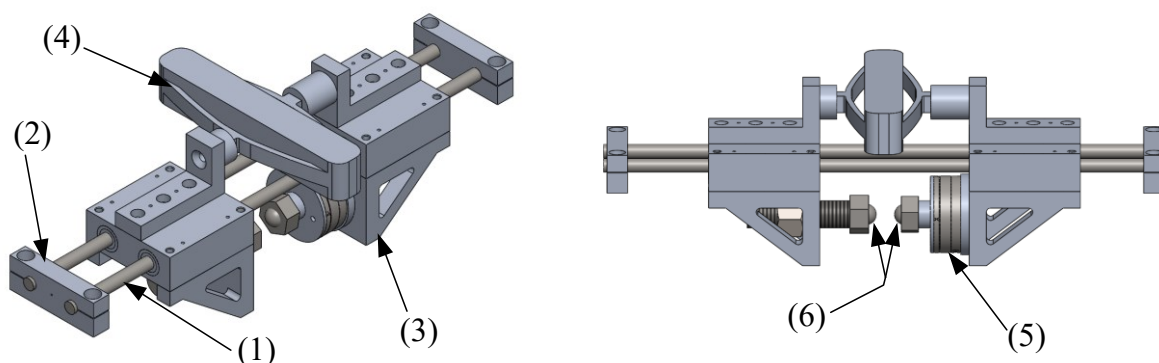


Figura A.4 – Pinça flutuante da bancada do AMAS: (1) Eixo-guia; (2) Mancal dos eixos-guia; (3) Unidade deslizante com mancais lineares; (4) Atuador piezelétrico APA 500L da Cedrat®; (5) Célula de carga triaxial Mini45 da ATI®; (6) Esferas para o contato.

Dessa forma, todo o conjunto da pinça flutuante terá o mesmo deslocamento da massa primária a ser amortecida. Ou seja, a pinça flutuante e o quadro de fixação e suporte da massa auxiliar são parte do sistema primário, exceto a própria massa auxiliar. Outro fator preponderante na escolha da utilização da pinça flutuante é que a mesma se mostra adequada para compensação de possíveis folgas e permite a ocorrência de situações sem o contato entre as superfícies do amortecedor por atrito semiativo.

Na parte superior das unidades deslizantes estão os suportes para a fixação do atuador e, em sua parte inferior, suportes para o conjunto de esferas e para a célula de carga triaxial.

O conjunto de suporte da esfera da unidade deslizante na qual a célula de carga está presente é fixo, e no outro um fuso e porcas são utilizados para o ajuste inicial do local de contato. Esse ajuste possibilita um aproveitamento ótimo das capacidades do atuador e a ocorrência da situação de ausência de contato (força normal nula).

A obtenção de uma bancada experimental leve e suficientemente rígida foi uma constante ao longo do projeto. Reforços foram feitos em regiões críticas assim como remoções de massa em locais que não comprometem a estrutura. A Figura A.5 exemplifica uma remoção de massa feita na base das unidades deslizantes que não promoveu mudanças nos níveis máximos de tensão nos locais mais críticos e que o aumento da tensão na região que houve remoção de massa não foi suficiente para comprometer a estrutura.

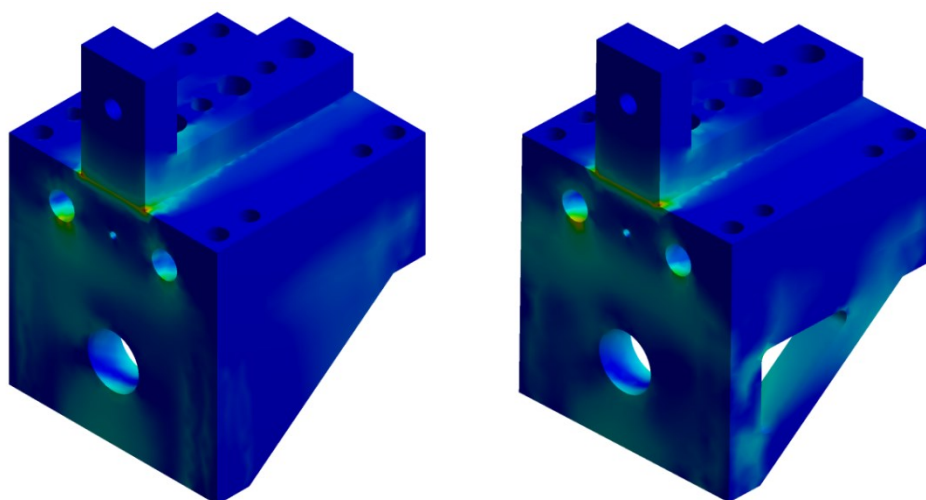


Figura A.5 – Remoção de massa na base da unidade deslizante.

A Figura A.6 mostra uma vista isométrica do protótipo da bancada do amortecedor de massa auxiliar sintonizável com a renderização de cada peça com seus respectivos materiais. Verifica-se a montagem das duas partes que o compõe, a pinça flutuante (Fig. A.4) sobre o quadro de fixação e suporte (Fig. A.3).



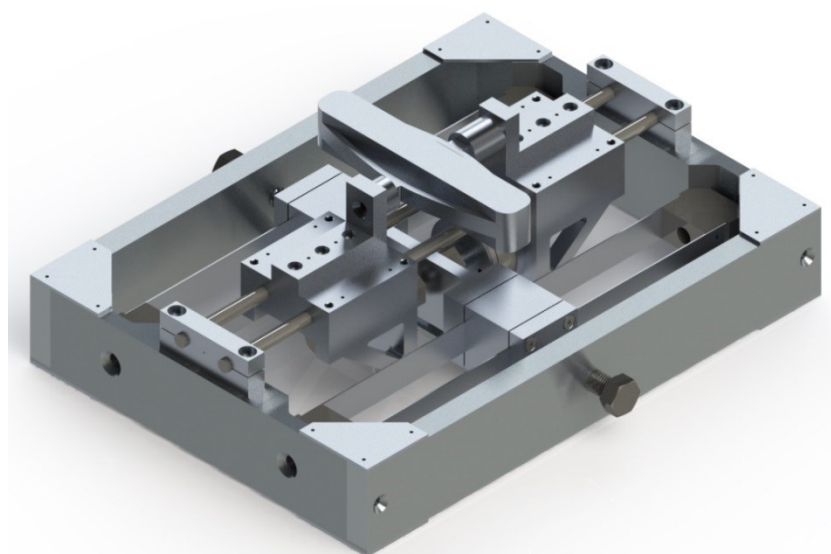


Figura A.6 – Vista da montagem da bancada do AMAS com renderização dos materiais.

## A.2. Principais Verificações Mecânicas do Projeto da Bancada Experimental do AMAS

Em projetos mecânicos como este, são constantes preocupações com rigidez, tensões, deformações, frequência natural do conjunto, entre outras. Dessa forma são apresentadas algumas das verificações feitas para se ter garantias do correto funcionamento do dispositivo.

Uma das condições mais extremas ocorre no cenário mostrado na Fig. A.7, na qual a máxima capacidade de carga do atuador,  $F_x = 600\text{ N}$ , é aplicada no contato da pinça flutuante com a massa auxiliar (D e E). Supondo que os pares em contato tenham um coeficiente de atrito de 0,33 tem-se uma força de atrito de  $F_z = 180\text{ N}$  (B e F). Os mancais dos eixos-guia são considerados como suportes fixos (A) e os suportes do atuador tem seus movimentos em  $x$  restringidos (C), simulando a presença do atuador.

Para tal condição, as tensões equivalentes são apresentadas na Fig. A.8. Nota-se que as maiores tensões estão no eixo-guia,  $85\text{ MPa}$ , cujo material é uma liga de aço com limite de escoamento superior a  $210\text{ MPa}$  e limite de resistência superior a  $380\text{ MPa}$ . Nos componentes cujo material é a liga de alumínio (o limite de escoamento das ligas de série 6 superam  $170\text{ MPa}$  e limites de resistência superam  $195\text{ MPa}$ ), como os suportes do atuador, mancais e parte inferior dos carros-guia, as tensões são inferiores a  $38\text{ MPa}$ . Flexões nos eixos-guia não comprometem seu comportamento na banda de frequências estudada.



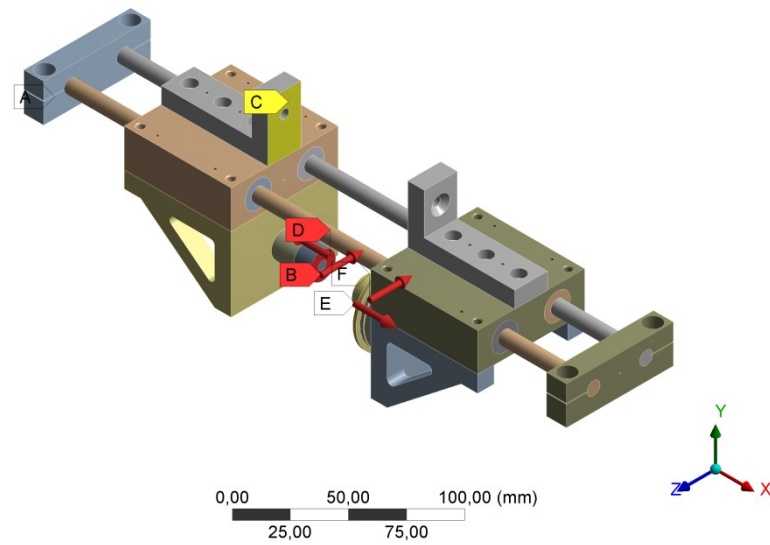


Figura A.7 – Aplicação de cargas e restrições de movimento na pinça flutuante para obtenção das tensões equivalentes.

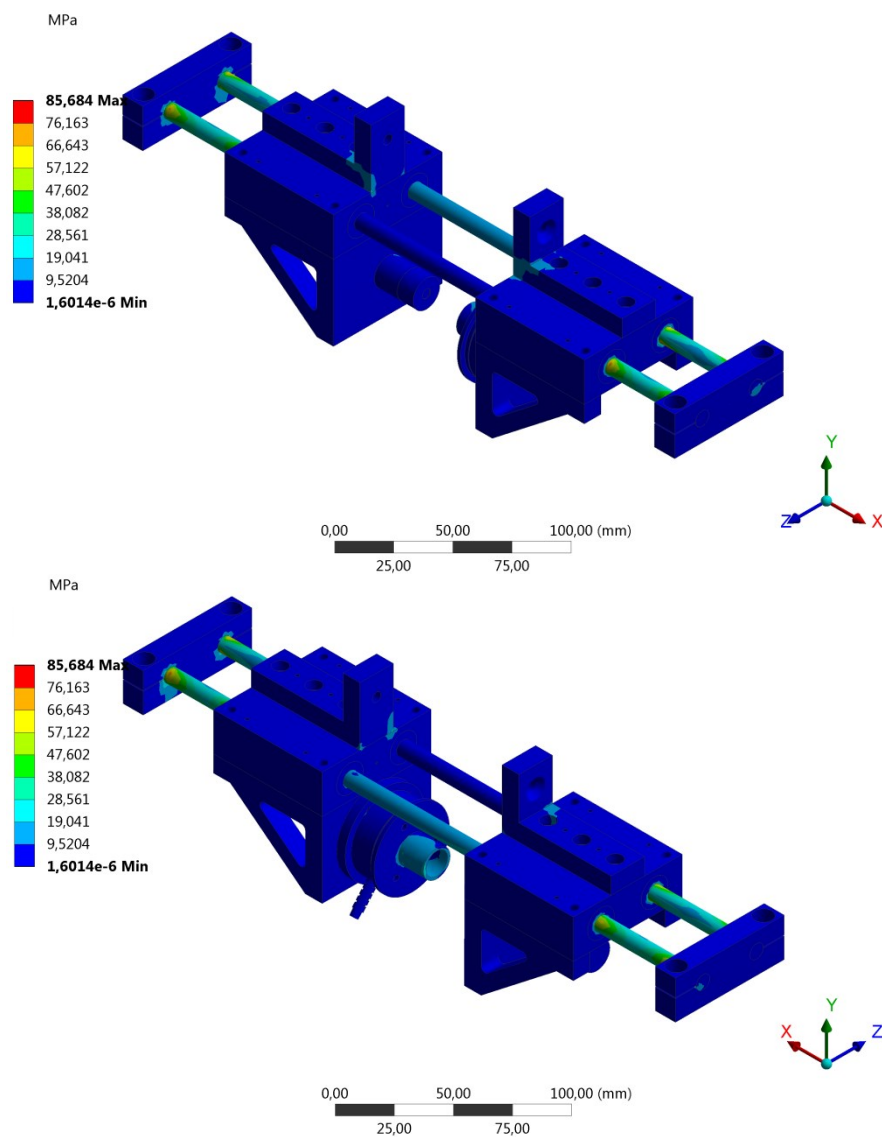


Figura A.8 – Tensões equivalentes na pinça flutuante.

Para verificar a capacidade das unidades deslizantes de transmitir os esforços do atuador para as esferas, foi aplicada uma força harmônica com amplitude  $F_x = 1\text{ N}$  nos suportes das esferas (B e C) com a parte de trás dos mancais das unidades deslizantes (A) considerados como suportes fixos, conforme mostra a Fig. A.9. Foram obtidas as receptâncias, apresentadas na Fig. A.10, nos suportes do atuador, para uma faixa de frequências de 0 – 1 kHz.

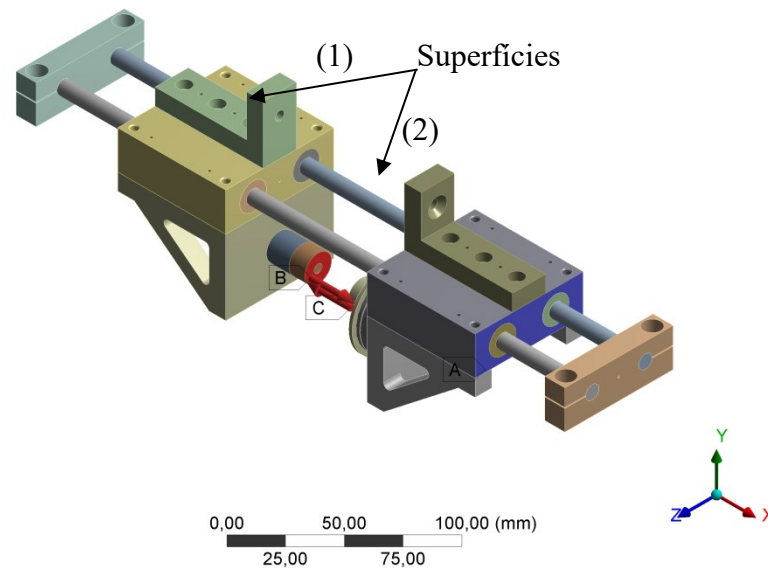


Figura A.9 – Aplicação de cargas, restrições de movimento e local de obtenção das receptâncias na pinça flutuante.

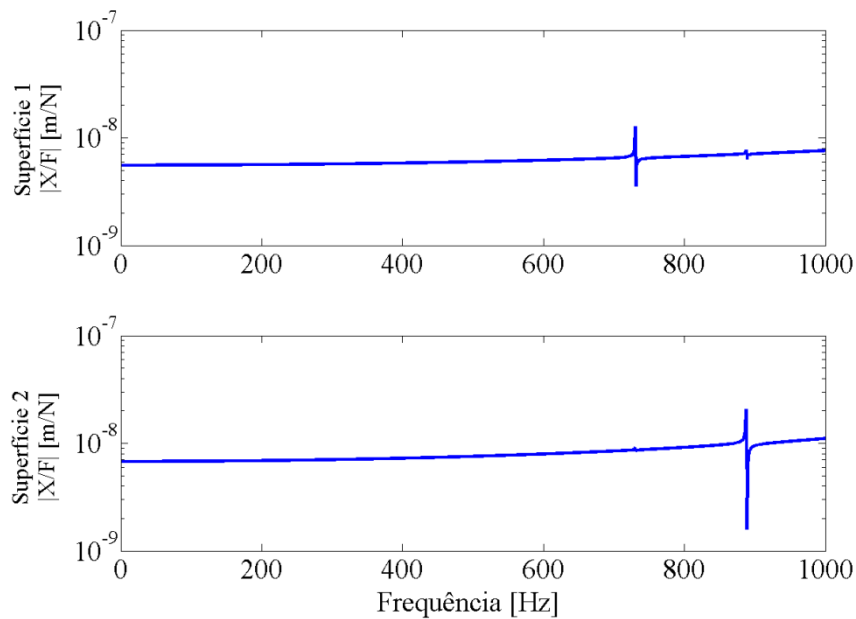


Figura A.10 – Receptâncias obtidas nas unidades deslizantes.

A máxima amplitude das receptâncias na banda de frequência que o dispositivo será utilizado ( $0 - 50 \text{ Hz}$ ) é de  $6,8 \text{ nm/N}$  à  $50 \text{ Hz}$ . Como a máxima força aplicável pelo atuador é  $600 \text{ N}$ , as unidades deslizantes podem apresentar uma perda de eficiência na transmissão dos deslocamentos de até  $4,1 \mu\text{m}$  no deslocamento máximo de  $517 \mu\text{m}$  atingível pelo atuador (menos de 1 %). Indicando que as unidades deslizantes apresentam rigidez satisfatória para a transmissão dos esforços.

Uma vez que a rigidez  $k_1$  não está presente no projeto do protótipo (advém da bancada preexistente), um suporte fixo foi posicionado na parte inferior do quadro de fixação e suporte para permitir uma análise preliminar das frequências naturais do amortecedor de massa auxiliar sintonizável.

Os modos de vibrar das frequências naturais mais baixas são apresentados nas Fig. A.11, Fig. A.12 e A.13.

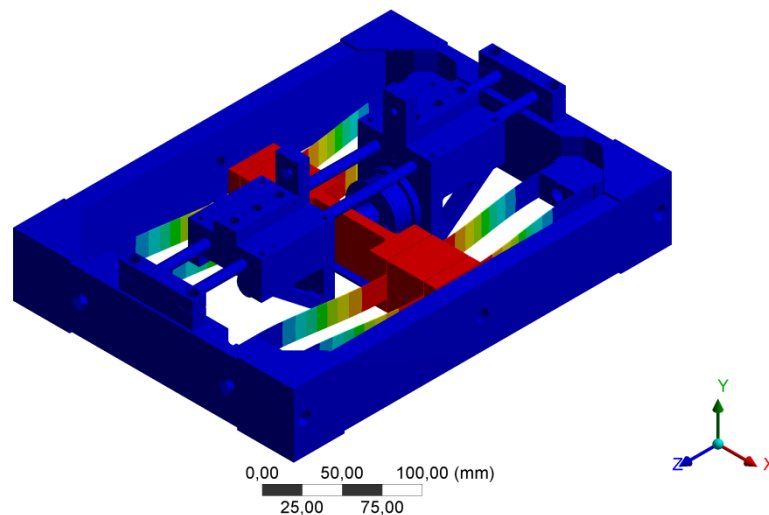


Figura A.11 – Modo de vibrar do protótipo –  $23,29 \text{ Hz}$ .

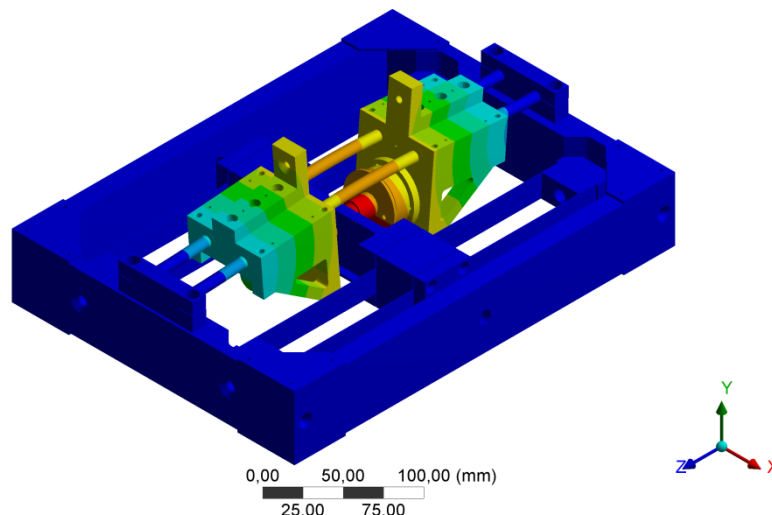


Figura A.12 – Modo de vibrar do protótipo –  $141,65 \text{ Hz}$ .

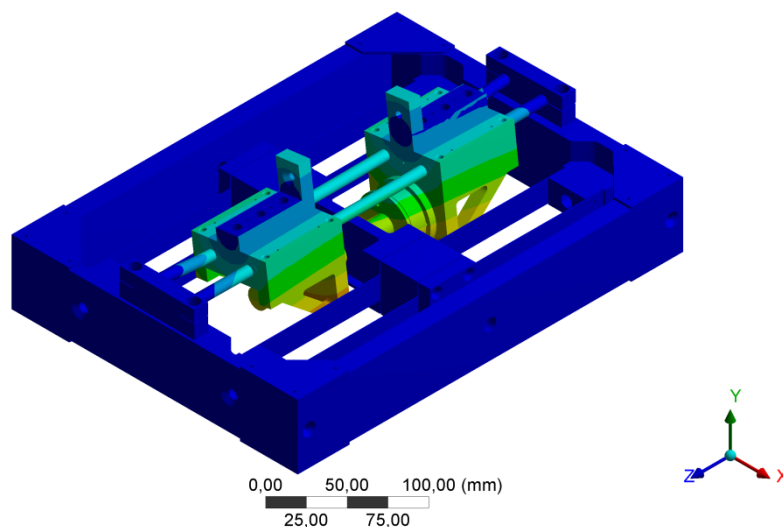


Figura A.13 – Modo de vibrar do protótipo – 323,32 Hz.

Uma vez que a massa primária está fixa, apenas a frequência na qual só o sistema auxiliar vibra está dentro do espectro de frequência que são feitas as análises (0 – 50 Hz). Mostrando que as demais partes da bancada são suficientemente rígidas para garantir que o sistema primário possui apenas um único grau de liberdade nessa banda de frequência.

A fim de verificar as tensões impostas nas quatro lâminas paralelas que sustentam a massa auxiliar e suas rigidezes, foi aplicado um deslocamento de 5 mm na massa auxiliar (B) restringindo os movimentos nos suportes que as fixam no quadro (A), conforme visto na Fig. A.14.

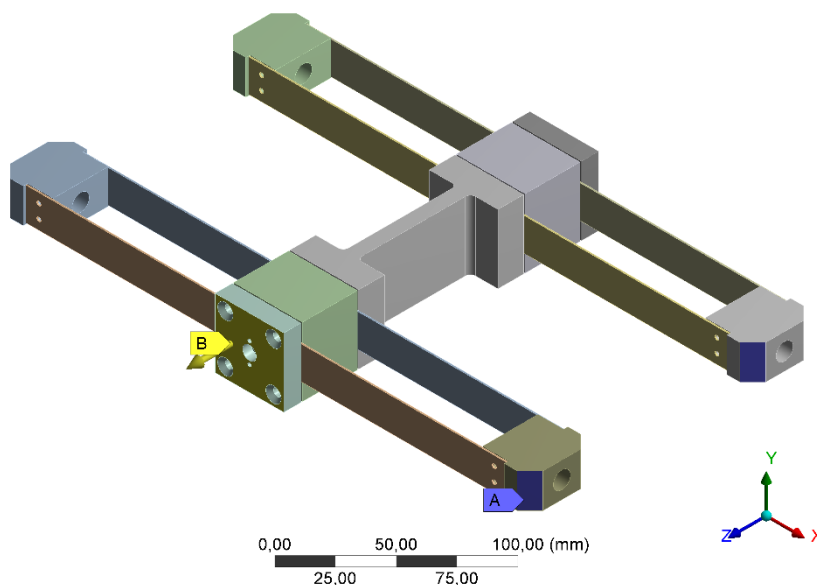


Figura A.14 – Aplicação de cargas e restrições de movimento no subconjunto da massa auxiliar para obtenção das tensões equivalentes, deslocamentos e forças.

As tensões equivalentes nas lâminas e a força na superfície (B) onde o deslocamento foi aplicado são detalhadas na Fig. A.15 e Fig. A.16, respectivamente.

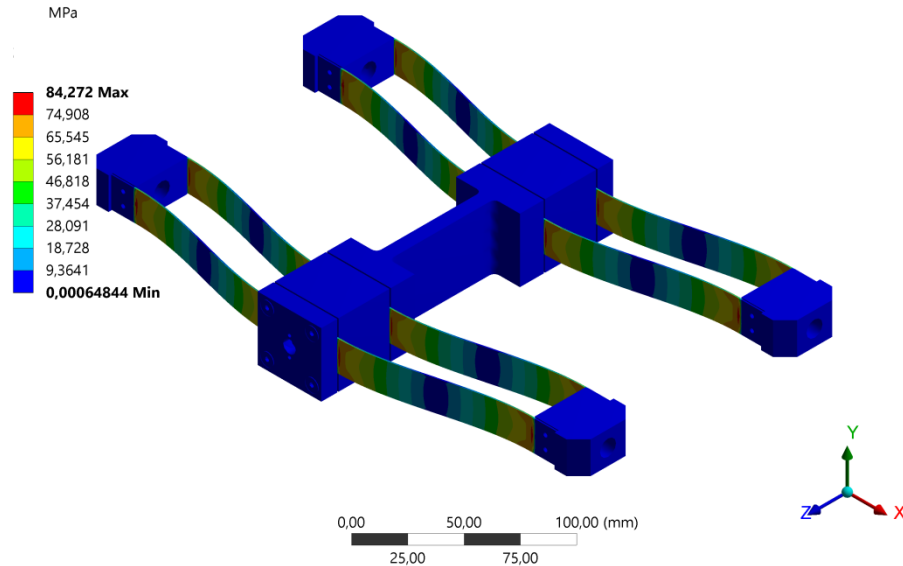


Figura A.15 – Tensões equivalentes nas lâminas.

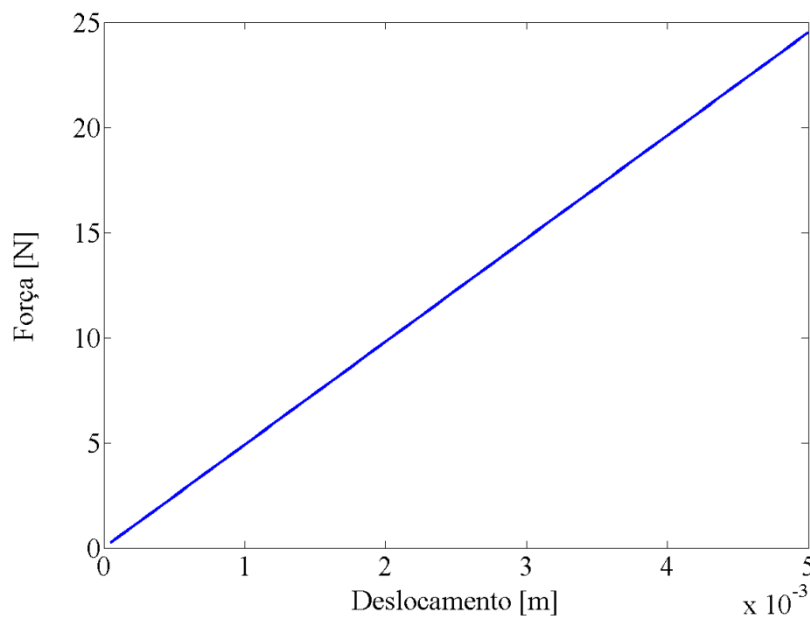


Figura A.16 – Gráfico Deslocamento X Força.

A liga de alumínio utilizada nas lâminas, com seu limite de escoamento de  $170 \text{ MPa}$  e limite de resistência de  $195 \text{ MPa}$ , é capaz de suportar a tensão equivalente máxima de  $84 \text{ MPa}$  vistas na Fig. A.15.

A Figura A.16 mostra que a rigidez das lâminas é de  $4,9 \text{ kN/m}$ . Superando o intuito inicial de que fosse menor a rigidez auxiliar  $k_a = 3,64 \text{ kN/m}$  dimensionada na Seção 3.1.2. Tal fato

ocorreu devido à limitação do espaço disponível para o comprimento das lâminas contendo a espessura necessária para suportar as tensões impostas.

No caso, faz-se desnecessária a inserção de molas helicoidais. O projeto permanece contemplando essa possibilidade para facilitar eventuais modificações nas propriedades físicas da bancada.

A análise de massa indica que a massa primária está com  $5,35\text{ kg}$  e a massa auxiliar possui em torno de  $0,53\text{ kg}$ . Portanto a razão de massa  $m_a/m_1 = 0,1$  é alcançada.

Ao procurar satisfazer a razão de massas desejada, preocupações com a rigidez da bancada, dimensões da bancada preexistente e adequações à célula de carga e ao atuador escolhidos fizeram com que a massa primária da bancada seja maior que a inicialmente almejada, valor apresentado na Tab. 3.1.

Obviamente o procedimento correto seria, após a confecção e montagem da bancada, identificar experimentalmente suas propriedades físicas e de contato. Posteriormente usá-las na metodologia numérica de determinação da rigidez auxiliar e, caso for superior a  $4,9\text{ kN/m}$ , seriam adicionadas as molas helicoidais.

Porém, não houveram recursos financeiros para a confecção da bancada. Logo, a fim de verificar se o amortecedor de massa auxiliar sintonizável ainda seria efetivo mesmo com essas diferenças nas propriedades físicas da bancada, foram obtidas as receptâncias numéricas para as propriedades físicas apresentadas na Tab. A.1. A rigidez primária  $k_1$  é a mesma da bancada preexistente, uma vez que as lâminas da suspensão são mantidas.

Tabela A.1 – Propriedades físicas e de contato da bancada do AMAS.

<i>Sistema Vibratório</i>	
<i>Massa (kg)</i>	$m_1 = 5,35$
<i>Rigidez (N/m)</i>	$k_1 = 70,3k$
<i>Amortecimento (Ns/m)</i>	$c_1 = 3,93$
<i>Rigidez Tangencial (N/m)</i>	$k_t = 581,5k$
<i>Coeficiente de Atrito Estático</i>	$\mu_t = 0,17$
<i>Massa Auxiliar (kg)</i>	$m_a = 0,53$
<i>Rigidez Auxiliar (N/m)</i>	$k_a = 4,9\text{ k}$
<i>Amortecimento Auxiliar (Ns/m)</i>	$c_a = 1,0$

A Figura A.17 apresenta essas receptâncias numéricas do sistema vibratório com propriedades físicas e parâmetros de contato da Tab. A.1. Diante dessas circunstâncias, o amortecedor de massa auxiliar sintonizável também se mostra bastante efetivo na redução das amplitudes de vibração.

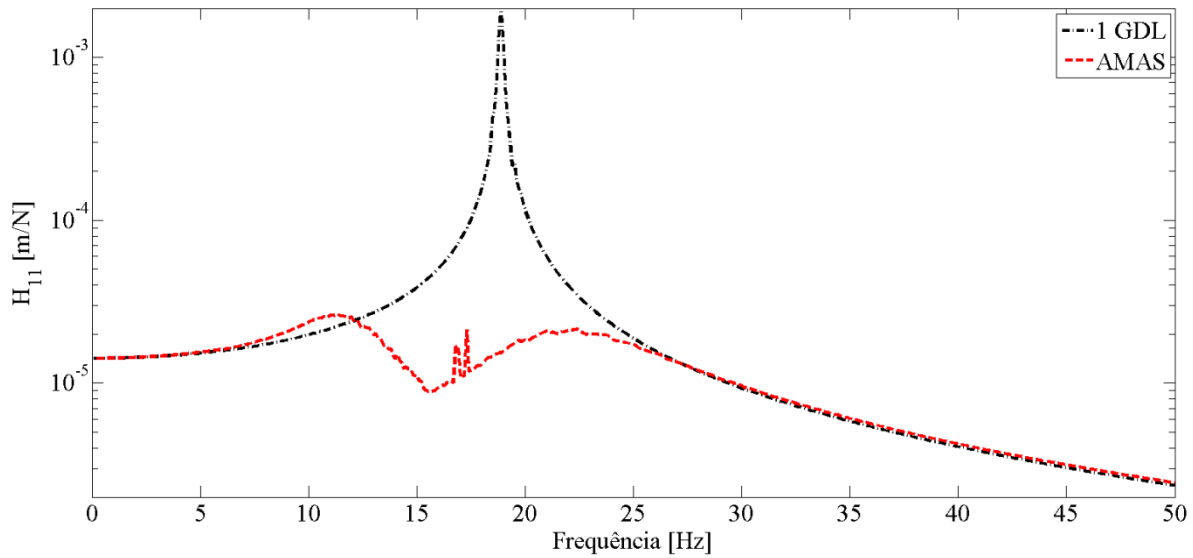


Figura A.17 – Receptâncias com as propriedades físicas e parâmetros de contato da Tab. A.1.