

VERGÍLIO TOREZAN SILINGARDI DEL CLARO

**CONCEPÇÃO E AVALIAÇÃO
NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE UM
ABSORVEDOR DINÂMICO DE
VIBRAÇÕES TERMICAMENTE
SINTONIZÁVEL**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

2016

VERGÍLIO TOREZAN SILINGARDI DEL CLARO

**CONCEPÇÃO E AVALIAÇÃO NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE UM
ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÕES TERMICAMENTE
SINTONIZÁVEL**

Dissertação apresentada ao programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Área de concentração: Vibrações e Projetos Mecânicos

Orientador: Prof. Dr. Domingos Alves Rade

UBERLÂNDIA - MG

2016

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

- D345c
2016 Del Claro, Vergílio Torezan Silingardi, 1991-
Concepção e avaliação numérica e experimental de um absorvedor
dinâmico de vibrações termicamente sintonizável / Vergílio Torezan
Silingardi Del Claro. - 2016.
100 f. : il.
- Orientador: Domingos Alves Rade.
Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia,
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
Inclui bibliografia.
1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Vibração - Teses. I. Rade,
Domingos Alves. II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 621

À minha família.

AGRADECIMENTOS

À Faculdade de Engenharia Mecânica e à Universidade Federal de Uberlândia, por possibilitarem a realização deste trabalho de pesquisa;

À Fapemig pelo suporte financeiro que possibilitou o desenvolvimento deste trabalho de pesquisa;

Ao Prof. Dr. Domingos Alves Rade, por todos os anos de orientação e confiança na realização deste e outros trabalhos;

Aos colegas, amigos e professores do LMEst, por todos os conselhos, dicas e amizade, divididos ao longo dos anos, e por toda a ajuda direta ou indireta que recebi;

Aos técnicos das oficinas da FEMEC, pelo auxílio nas diversas operações e ajustes realizados no protótipo;

À FixoGeral Parafusos pela agilidade e qualidade dos serviços prestados na confecção dos parafusos especiais sob medida;

Ao CNPq pelas bolsas de iniciação científica e à CAPES pela bolsa do programa BRAFITEC, sem os quais não teria chegado até aqui;

À minha família, que sempre me auxiliou em todas as etapas.

SUMÁRIO

Lista de Figuras	IX
CAPÍTULO I - Introdução.....	3
1.1. Objetivos e contribuições do estudo	6
1.2. Organização da dissertação.....	7
CAPÍTULO II - Teoria dos Absorvedores Dinâmicos de Vibrações	9
2.1. ADVs não amortecidos de 1 grau de liberdade.	9
2.2. ADVs amortecidos de 1 grau de liberdade.	14
2.3. ADV amortecido de 1 GDL aplicado à estruturas primárias contínuas.....	18
CAPÍTULO III - Modelagem da Influência de Tensões Térmicas sobre o Comportamento Dinâmico de Placas Finas.....	25
3.1 Fundamentação teórica.....	25
3.2 Simulação pelo método dos elementos finitos de placas retangulares sujeitas a tensões de origem térmica.	30
3.2.1 Resultados das simulações numéricas	32
CAPÍTULO IV - Projeto de um ADV termicamente sintonizável e da estrutura primária	38
4.1. Princípio de funcionamento do ADV termicamente sintonizável	38
4.2. Geometrias testadas e analisadas	39
4.3. Otimização Geométrica do ADV	43
4.4. Projeto detalhado do ADV e da estrutura primária.....	45
CAPÍTULO V - Simulações Numéricas do ADV Termicamente Sintonizável	47
5.1. Simulação dos efeitos térmicos no ADV.....	47
5.2. Simulação do comportamento mecânico do sistema primário	53
5.3. Simulação do comportamento mecânico do sistema completo.....	55
CAPÍTULO VI - Ensaios Experimentais do ADV Termicamente Sintonizável	58
6.1. Ensaio do ADV livre	59
6.2. Ensaio da estrutura primária	62

6.3. Ensaio do sistema completo.....	65
6.4. Ensaio termomecânico do ADV.....	68
CAPÍTULO VII - Conclusões gerais e perspectivas	75
Referências Bibliográficas	77
Anexos.....	81

Lista de Símbolos

[

[K]: Matriz de rigidez · 28

[K₁]: Componente estrutural da matriz de rigidez · 28

[K₂]: Componente geométrica da matriz de rigidez · 28

[M]: Matriz de massa da placa · 29

{

{K}: Matriz de rigidez · 19

{M}: Matriz de inércia · 19

{Δ_r}: Autovetores do problema de autovalor da placa · 29

{ψ_σ}: σ-ésimo modo de vibração · 19

|

|X_i|: Amplitude de resposta num ponto qualquer · 23

∇

∇² (.): Operador da teoria de Timoshenko · 26

∇⁴ (.): Operador da teoria de Timoshenko · 26

A

α: Comprimento da placa do estudo térmico · 25

A_i: Função real da amplitude X · 15

ADV: Absorvedor Dinâmico de Vibrações · 1

B

b : Largura da placa do estudo térmico · 25

B_i : Função real da amplitude X · 15

C

c : Fator de amortecimento do ADV · 14

c_a : Fator de amortecimento do ADV · 19

c_c : Fator de amortecimento crítico · 16

$C_k(t)$: Coordenadas generalizadas da placa a serem determinadas · 28

E

E : Módulo de Young do material · 26

e_r : Espessura total do anel de reforço do ADV · 44

EEEE: Indicação de engaste em todas as fronteiras laterais da placa · 30

EELL: Indicação de engaste em duas fronteiras laterais postas da placa · 30

F

f : Sintonia adimensional do sistema acoplado · 16

F : Função dissipação de Rayleigh do sistema acoplado · 20

F_0 : Amplitude da excitação externa · 10

$f_{\text{ótimo}}$: Sintonia ótima segundo Den Hartog · 17

FRF: Função Resposta em Frequência · 11

G

g : Razão adimensional de frequências do sistema primário · 13

GDL: Grau de Liberdade · 9

H

h : Espessura da placa do estudo térmico · 25

K

k : Rigidez do ADV · 10

K : Rigidez do sistema primário · 10

k_a : Rigidez do ADV · 19

k_{ef} : Rigidez efetiva do sistema acoplado · 22

L

L : Lagrangeano, equivale a $(T-V)$ · 29

M

m : Massa do ADV · 10

M : Massa do sistema primário · 10

m_a : Massa do ADV · 19

M_p : Massa generalizada do sistema primário · 20

N

n : Número arbitrário de repetições/elementos · 19

P

P : Ponto invariante "P" · 17

Q

Q : Ponto invariante "Q" · 17

Q_x : Força generalizada · 21

Q_σ : Força generalizada · 21

$q_\sigma(t)$: σ -ésima coordenada generalizada · 19

R

R_e : Raio externo do ADV · 44

R_i : Raio interno do anel de reforço do ADV · 44

r_i : Raio interno do disco do ADV · 44

T

T : Energia cinética da placa · 26; Energia cinética do sistema acoplado · 20

$T(t)$: Energia cinética total da placa · 29

$T(x, y)$: Distribuição de temperaturas sobre a placa do estudo térmico · 25

U

U_σ : Energia potencial de pré-tensões térmicas da placa · 26

U_e : Energia de deformação elástica da placa · 26

V

V : Energia potencial elástica do sistema acoplado · 20

$V(t)$: Energia potencial total da placa · 28

W

$w(x, y)$: Campo de deslocamentos transversais da placa · 26

W_i : "i-ésimo" modo de vibração considerado no estudo · 32

X

X : Amplitude de oscilação do sistema primário · 10

x_a : Variável de posição do ADV · 19

x_c : Coordenada de fixação do ADV · 19

X_{est} : Deformação estática do sistema primário · 16

x_f : Coordenada de excitação do sistema contínuo · 19

Y

Y : Amplitude de oscilação do ADV · 10

A

α : Coeficiente de dilatação térmica do material · 26

Δ

δW^{nc} : Trabalho virtual associado à força excitadora externa · 20

H

η : Razão adimensional de amortecimento · 16

$\eta_{ótimo}$: Razão de amortecimento ótima segundo Den Hartog · 17

Λ

λ_r : Autovalores do problema de autovalor da placa · 29

M

μ : Razão adimensional de massas · 13

μ_{ef} : Razão de massas efetiva do sistema acoplado · 22

N

ν : Coeficiente de Poisson do material · 26

P

ρ : Densidade volumétrica da placa · 26

Φ

$\phi(x, y)$: Função tensão de Airy · 26

$\phi_m(x)$: Função arbitrária que satisfaz as condições de carregamento da placa · 27

Ψ

$\psi_n(y)$: Função arbitrária que satisfaz as condições de carregamento da placa · 27

Ω

Ω : Frequência da força harmônica externa · 10

ω_a : Frequência natural do ADV · 10

ω_n : Frequência natural do sistema primário · 10

ω_σ : σ -ésima frequência natural do sistema primário · 20

CLARO, V. T. S. **Concepção e Avaliação Numérica e Experimental de um Absorvedor Dinâmico de Vibrações Termicamente Sintonizável**. 2016. Nº de páginas: 100. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

Resumo

A presente dissertação trata do estudo de um absorvedor dinâmico de vibrações (ADV) sintonizável por meio da geração voluntária de tensões induzidas por campos de temperatura aplicados a estruturas do tipo placas finas, explorando o efeito conhecido por enrijecimento por tensões (*stress stiffening*). Após apresentação da teoria subjacente aos absorvedores dinâmicos de vibrações e à modelagem numérica do comportamento dinâmico de placas sob a ação de tensões de origem térmica, foram realizadas simulações numéricas baseadas em discretização por elementos finitos visando à caracterização do comportamento dinâmico de placas retangulares sujeitas a diferentes tipos de carregamento térmico e condições de contorno mecânicas. Para este efeito, foi desenvolvido um procedimento de modelagem multifísica utilizando um programa comercial de análise por elementos finitos que permite considerar formas arbitrárias de carregamento térmico e condições de contorno térmicas e mecânicas. Os resultados destas simulações comprovaram que variações substanciais dos valores das frequências naturais de vibração podem resultar das tensões induzidas por campos térmicos. Com base nestes resultados, foi projetado um ADV consistindo de uma placa metálica fina circular confinada em sua borda externa por dois anéis metálicos, de sorte que a frequência natural correspondente ao primeiro modo de flexão axissimétrico possa ser ajustada pela diferença entre as temperaturas impostas à placa e aos anéis. Diversas simulações numéricas baseadas em elementos finitos foram realizadas visando à otimização da geometria e previsão do desempenho do ADV. Um protótipo do absorvedor dinâmico foi construído, dispondo de aquecedores resistivos de película para aquecimento independente e controlado de seus componentes. Diversos ensaios dinâmicos foram realizados com o protótipo visando à caracterização de seu comportamento sem e com efeitos térmicos. Os resultados experimentais confirmaram a influência significativa das tensões térmicas sobre o comportamento dinâmico do ADV e a possibilidade de obter sua sintonização.

Palavras Chave: Absorvedor Dinâmico de Vibrações, Vibrações Mecânicas, Controle de Vibrações, ADV Adaptativo.

CLARO, V. T. S. **Conception and Numerical and Experimental Evaluation of a Thermo-Tunable Dynamic Vibration Absorber**. 2016. N° of pages: 100. M. Sc. Dissertation, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

Abstract

The present work is devoted to the study of a dynamic vibration absorber (DVA) that can be tuned by the voluntary introduction of stress induced by temperature distributions in plate-like structures, based on the effect known as stress-stiffening. After summarizing the underlying theory of dynamic vibration absorbers and modeling the dynamic behavior of thin plates in the presence of thermally-induced stresses, numerical simulations based on finite element discretization have been made to characterize the dynamic behavior of rectangular plates under different thermal loads and mechanical boundary conditions. For this purpose, a general multiphysic modeling procedure based on a finite element commercial code has been developed, enabling to consider all the possible forms of thermal load and thermal and mechanical boundary conditions. The results of these simulations have shown that significant variations of the natural frequencies can result from the induction of thermal stresses. Based on these results, a DVA has been designed, consisting of a thin circular metallic plate constrained at its outer border by thick metallic rings, in such a way that the natural frequency associated to the first axisymmetric bending mode can be adjusted according to the difference between the temperatures of the plate and the rings. A number of numerical simulations based on finite elements have been made aiming at optimizing the geometry and predicting the performance of the DVA. A prototype of the absorber has been built, having foil resistive heaters for the controlled application of heat to the plate and the rings. Dynamic tests have been carried-out on the prototype for the characterization of its dynamic behavior with and without thermal effects. The experimental results confirmed the significant influence of the thermal stresses on the natural frequencies of the DVA and the possibility of achieving frequency tuning.

Keywords: Dynamic Vibration Absorbers, Mechanical Vibrations, Vibration Control, Adaptive DVA.

CAPÍTULO I

Introdução

Uma parte importante da engenharia moderna é a análise e predição do comportamento dinâmico de sistemas físicos, e um tipo de comportamento dinâmico onipresente é o movimento vibratório, ou simplesmente "*vibrações*" (MEIROVITCH, 2001). De acordo com a norma internacional ISO 2041, vibrações podem ser definidas como: "*A variação com o tempo da magnitude de uma quantidade que descreve o movimento ou posição de um sistema mecânico, quando a magnitude é alternadamente maior e menor que um valor médio de referência*" (BIGRET e FERON, 1995). Os sistemas, ou conjuntos de partes atuando juntas como um todo, de interesse para a engenharia mecânica são geralmente tão complexos que a predição de seu comportamento dinâmico em resposta a estímulos é muito difícil. Esta predição, entretanto, é essencial para o projeto mecânico, sendo geralmente usados modelos simplificados do sistema real (KRYSSINSKY e MALBURET, 2007), e tem sido foco de diversos estudos recentes.

No dia a dia da engenharia é comum encontrar equipamentos e máquinas diversas operando com níveis de vibração elevados (e.g. compressores, sopradores, turbinas, exaustores, motores à combustão interna, etc.). Em muitos casos, estas vibrações são determinantes da vida útil de diversos tipos de equipamentos, presentes principalmente em aplicações contendo novas tecnologias (PERNER, *et al.*, 2016). As vibrações mecânicas indesejadas, provenientes de imperfeições na fabricação de peças diversas e do desgaste natural de máquinas e equipamentos, são responsáveis pela redução da vida útil e por falhas diversas (RAO, 2011).

Em projetos mecânicos avançados as imperfeições de fabricação podem ser minimizadas ou materiais mais modernos e resistentes (por exemplo, cerâmicos, compósitos, etc.) podem ser usados, criando equipamentos e máquinas muito mais eficientes e duráveis. Entretanto, este tipo de fabricação é atualmente inviável, seja por custos demasiadamente elevados ou por simples impossibilidade técnica de produzir peças com tamanha perfeição e sem falhas, em quantidades comerciais (SALYARDS e FIRMAN III, 2009). Neste contexto, a engenharia mecânica moderna busca soluções viáveis para maquinários e equipamentos em geral que apresentem vibrações indesejadas, permitindo que estes operem de forma mais eficiente e segura, prolongando sua vida útil. Alguns exemplos podem ser encontrados em Bigret e Feron, (1995); Azevedo, Paixão e Dana, (1997); Claro, Rade e Steffen, (2013).

Cabe salientar que o funcionamento de máquinas e equipamentos e a execução de processos diversos são concebidos e monitorados para que funcionem com um nível de vibração aceitável, dentro de certas faixas de amplitudes e frequências predeterminadas (KRYSSINSKY e MALBURET, 2007). Para tanto, soluções diversas podem ser adotadas para que estes requisitos sejam atendidos. Algumas das soluções mais comuns e historicamente adotadas são o uso de materiais amortecedores (RADE, LIMA e BOUHADDI, 2012), bases rígidas robustas ou mesas inerciais e aplicação de absorvedores dinâmicos de vibração (FRAHM, 1911; MORADI, 2008).

Dentre as diversas soluções possíveis para vibrações indesejadas os absorvedores dinâmicos de vibração (ADV), se apresentam como uma excelente alternativa por três razões principais. Primeiramente, eles podem ser aplicados em equipamentos já existentes, usados como medida paliativa, e permitem prolongar a vida útil e melhorar a operação destes equipamentos (MEIROVITCH, 2001). Secundariamente, ADVs também são relativamente leves e pequenos, geralmente de baixo custo, e, dependendo de seu projeto, permitem regulagem de frequência de operação, agindo em uma banda de frequências relativamente grande (LAMANCUSA, 1992; CUNHA JR., 1999 e TSURUTA, 2015). Finalmente, os ADVs funcionam para, virtualmente, quaisquer frequências para as quais tenham sido projetados, sendo possível usar o mesmo conceito de ADV para aplicações completamente diferentes (RAO, 2011).

Absorvedores dinâmicos de vibrações são, por definição, sistemas dinâmicos auxiliares, acoplados a uma estrutura sujeita a vibrações, com o objetivo de anular ou reduzir as vibrações às quais a estrutura está sujeita. Existem diversos tipos de ADVs,

voltados para as mais diversas aplicações, utilizando muitos conceitos e princípios de funcionamento diferentes. Historicamente, ADVs vêm sendo usados em diversos tipos de máquinas, equipamentos, construções e estruturas, com o objetivo de melhorar o conforto, vida útil e precisão de operação (FRAHM, 1911; KONEREV e REZNIKOV, 1993 e RADE e STEFFEN JR., 2001).

Via de regra, um ADV deve ser sintonizado com o equipamento no qual ele será instalado, para que funcione de maneira adequada. Isto é feito através da modelagem do sistema completo (ADV + estrutura base) e determinação das frequências de excitação externa e vibração da estrutura (MEIROVITCH, 2001). A abordagem inicial para problemas de vibração usando ADVs, entretanto, é geralmente a construção de um modelo simplificado, visando um pré-dimensionamento do sistema. A sequência do processo é uma análise mais complexa, introduzindo efeitos como amortecimento, introdução de energia externa numa lei de controle (para ADVs ativos), variação de propriedades físicas do ADV, entre outros efeitos. Finalmente, tendo o modelo completo construído, este é ensaiado de forma virtual ou real. Exemplos desse processo podem ser vistos nos trabalhos de Brock (1946), Jacquot (1978), Hrovat *et al.* (1983), Azevedo *et al.* (1997), Cunha Jr. (1999).

Atualmente a técnica de controle de vibrações através do uso de ADVs é bastante conhecida e difundida, existindo muitos projetos e abordagens diferentes para solucionar problemas similares. Existem três grandes grupos de absorvedores, definidos por seu princípio de funcionamento (KORENEV e REZNIKOV, 1993). Estes são:

1. **ADVs passivos:** Absorvedores concebidos para funcionar de forma autônoma e sem introdução de forças externas, geralmente usados para controlar uma faixa estreita de frequências;
2. **ADVs ativos:** Absorvedores subordinados a um sistema ou lei de controle, que recebem energia externa e a introduz diretamente no sistema, geralmente na forma de esforço que se opõe à vibração da estrutura-base. Via de regra, agem em faixas de frequências mais amplas que os ADVs passivos;
3. **ADVs semiativos ou adaptativos:** Absorvedores cujas propriedades físicas são alteradas de forma a variar sua frequência natural, mantendo a sintonia com a estrutura-base. Geralmente esta alteração também é regida por uma lei de controle que introduz energia externa, permitindo que o sistema atue em uma faixa de frequências mais ampla. A introdução de energia altera o ADV para que este se mantenha sintonizado, caracterizando uma atuação indireta.

Devido à importância tecnológica moderna dos ADVs, estes vêm sendo extensivamente estudados, visando novos métodos de projeto e cálculo de suas propriedades ideais, como nos trabalhos desenvolvidos por Warburton (1980), Gérardin e Rixen (1997) e Rade e Steffen (1999). Também bastante estudados recentemente são novas configurações geométricas, a exemplo das sugeridas por Lamancusa (1992), Cunha Jr. (1999), Rustighi, Brennan e Mace (2004), H. Moradi (2008) e Tsuruta (2015).

Seguindo esta linha de investigação, este trabalho de dissertação propõe e estuda um modelo inovador de ADV semiativo, cuja sintonização é feita mediante alterações controladas das temperaturas impostas em partes distintas que o compõem.

1.1. Objetivos e contribuições do estudo

Inserido no contexto das técnicas de controle de vibrações mecânicas, o presente estudo tem por objetivo geral a concepção e a avaliação do desempenho, por meio de simulações numéricas e ensaios experimentais de um protótipo, de um tipo inovador de ADV adaptativo, cuja sintonização é feita através da geração voluntária de tensões de origem térmica, explorando o chamado enrijecimento por tensões (*stress stiffening*). Em termos do comportamento dinâmico, as magnitudes das tensões térmicas determinam as frequências naturais de vibração do dispositivo de controle que podem, assim, ser ajustadas de acordo com a frequência das vibrações que se deseja atenuar. O dispositivo proposto foi denominado ADV termicamente sintonizável.

Os objetivos específicos do trabalho são os seguintes:

- a) propor um procedimento geral baseado em discretização por elementos finitos para avaliação da influência de tensões de origem térmica sobre o comportamento dinâmico de estruturas do tipo placa, considerando todas as possibilidades de carregamento térmico e condições de contorno térmicas e mecânicas;
- b) evidenciar numericamente e experimentalmente a influência de tensões de origem térmica sobre as frequências naturais de estruturas do tipo placas finas;
- c) concepção de um tipo específico de ADV termicamente sintonizável, consistindo de uma placa fina e anéis circulares metálicos;

d) prova de conceito do ADV termicamente sintonizável e avaliação de seu desempenho por meio de simulações numéricas multifísicas baseadas em discretização por elementos finitos;

e) avaliação experimental do ADV termicamente sintonizável por meio de ensaios realizados em laboratório.

O protótipo foi projetado de forma a apresentar a maior faixa de sintonização possível.

Por possibilitar considerar, de forma abrangente, todas as possíveis condições de calor imposto e condições de contorno mecânicas e térmicas, o procedimento de modelagem sugerido traz uma contribuição ao estudo do tema em apreço, uma vez que proporciona uma ampliação dos estudos sugeridos por outros autores, nos quais os campos de temperatura são considerados impostos. Como se sabe, na prática pode ser extremamente difícil obter campos de temperatura prescritos.

A exploração das tensões de origem térmica para a sintonização do ADV, da forma proposta, constitui uma contribuição inédita proporcionada pelo trabalho de pesquisa reportado nesta dissertação. Com efeito, embora o fenômeno de enrijecimento por tensão seja relativamente bem conhecido, não são numerosos os estudos tratando de sua exploração para a atenuação de vibrações.

Além disso, em comparação com outras configurações existentes de ADVs, a configuração proposta proporciona vantagens, uma vez que não faz uso de partes móveis e requer pouca energia para sua operação. Outro fato relevante é que o dispositivo é inerentemente estável, em oposição a ADVs ativos baseados em técnicas de controle por realimentação.

1.2. Organização da dissertação

Esta dissertação está organizada em seis capítulos, cujo conteúdo se apresenta como segue:

O presente Capítulo I apresenta a contextualização, motivação e contribuições buscadas com o desenvolvimento do trabalho de pesquisa.

No Capítulo II são apresentados os fundamentos da modelagem teórica e matemática de ADVs de um ponto de vista analítico e físico. É enfatizada a formulação matemática básica e parametrizações adotadas tradicionalmente no estudo de ADVs.

O Capítulo III traz a formulação pertinente ao efeito de enrijecimento por tensões de origem térmica e a ilustração deste efeito por meio de simulações numéricas em placas finas retangulares.

No Capítulo IV é apresentada a metodologia e testes realizados para o projeto do ADV termicamente sintonizável, cobrindo provas de conceito e otimizações.

O Capítulo V trata da modelagem por elementos finitos do sistema completo estudado, incluindo uma estrutura-base o ADV termicamente sintonizável, e traz os resultados de simulações térmicas e estruturais.

A validação experimental do ADV termicamente sintonizável por meio de ensaios realizados em laboratório é tratada no Capítulo VI, no qual os procedimentos experimentais são descritos e os resultados são apresentados e discutidos.

Finalmente, no Capítulo VII são trazidas as conclusões gerais e perspectivas de continuação do estudo.

CAPÍTULO II

Teoria dos Absorvedores Dinâmicos de Vibrações

Este capítulo apresenta a fundamentação física e formulação matemática relacionadas à modelagem de absorvedores dinâmicos de vibração. Estes fundamentos são a base para o entendimento do princípio de funcionamento e características relevantes para o bom funcionamento de um ADV e sua adequação para estruturas diversas. Os desenvolvimentos analíticos a seguir são baseados nos trabalhos de Den Hartog (1956), Reznikov (1993), Dimaragonas (1996) e Meirovitch (2001).

2.1. ADVs não amortecidos de 1 grau de liberdade.

O tipo mais simples de ADV descrito na literatura é o de um grau de liberdade (GDL), não amortecido, ajustado para uma única frequência de excitação harmônica e para uma única frequência de ressonância da estrutura-base. O modelo físico para este ADV é o de um sistema massa-mola de dois GDL, no qual o sistema de 1 GDL (M , K) representa a estrutura-base e o sistema de 1 GDL (m , k) representa o ADV, conforme ilustrado na Figura 2.1.

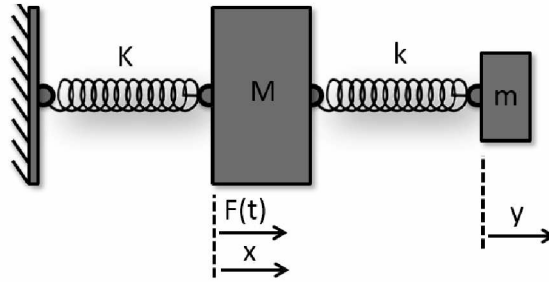


Figura 2.1 - Esquema de um ADV de 1 GDL não amortecido aplicado a um sistema-base de 1 GDL.

Definem-se para este modelo os seguintes parâmetros:

$$\omega_n = \sqrt{K/M} \quad (2.1)$$

$$\omega_a = \sqrt{k/m} \quad (2.2)$$

que são interpretados como sendo as frequências naturais de cada subsistema, considerado isoladamente, com seu elemento elástico engastado. Admitindo que o sistema primário seja excitado por uma força harmônica, de amplitude F_0 e frequência de excitação Ω :

$$F(t) = F_0 e^{i\Omega t}, \quad (2.3)$$

as equações de movimento do sistema acoplado são:

$$M\ddot{x}(t) + Kx(t) + kx(t) - ky(t) = F(t), \quad (2.4)$$

$$m\ddot{y}(t) + k[y(t) - x(t)] = 0. \quad (2.5)$$

As respostas harmônicas em regime permanente são dadas por:

$$x(t) = X e^{i\Omega t}, \quad (2.6)$$

$$y(t) = Y e^{i\Omega t}. \quad (2.7)$$

Substituindo as Eqs. (2.6) e (2.7) nas Eqs. (2.4) e (2.5), obtêm-se as seguintes equações algébricas:

$$X(-M\Omega^2 + K + k) - kY = F_0 \quad (2.8)$$

$$-kX + Y(-m\Omega^2 + k) = 0 \quad (2.9)$$

A partir das Eqs. (2.8) e (2.9), e introduzindo as frequências naturais de cada subsistema isolado, representado pelas Eqs. (2.1) e (2.2), obtém-se a seguinte expressão para a amplitude X do sistema primário:

$$\frac{X}{F_0 K^{-1}} = \frac{\left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_a}\right)^2\right]}{\left[1 + \frac{k}{K} - \left(\frac{\Omega}{\omega_n}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_a}\right)^2\right] - \frac{k}{K}} \quad (2.10)$$

Observa-se, na Eq. (2.10), que quando o numerador é nulo (para $\Omega = \omega_a$) a amplitude da resposta do sistema primário se anula. Diz-se que, nesta situação, o ADV está sintonizado à frequência de excitação. Isto mostra o princípio básico de funcionamento do ADV, segundo o qual as vibrações do sistema primário serão totalmente anuladas para uma dada frequência de excitação Ω se os parâmetros dos ADV forem escolhidos de modo que $\Omega = \omega_a$.

A Fig. 2.2 ilustra a operação de um ADV quando acoplado a uma estrutura primária como a descrita anteriormente. São apresentadas duas FRF, que são as curvas correspondentes à função que descreve a amplitude da resposta do sistema primário em função de Ω , dada pela Eq. (2.10): a do sistema primário, sem o ADV acoplado e a do sistema primário com o ADV acoplado. No segundo caso, verifica-se que há dois picos de ressonância referentes às frequências naturais do sistema de 2 GDL. Uma antirressonância surge exatamente na frequência de excitação da estrutura primária, ou seja, para $\Omega = \omega_a$. Além disso, para a condição $\Omega = \omega_a$, reutilizando as Eqs. (2.8) e (2.9), obtém-se as seguintes expressões para a amplitude de vibração da massa do ADV e para a força exercida entre o sistema primário e o ADV:

$$Y = \frac{F_0}{k} \quad (2.11)$$

$$F_0 = -kY \quad (2.12)$$

Desta forma, observa-se que o ADV exerce sobre o sistema primário uma força de igual amplitude, porém defasada em 180° em relação à força de excitação.

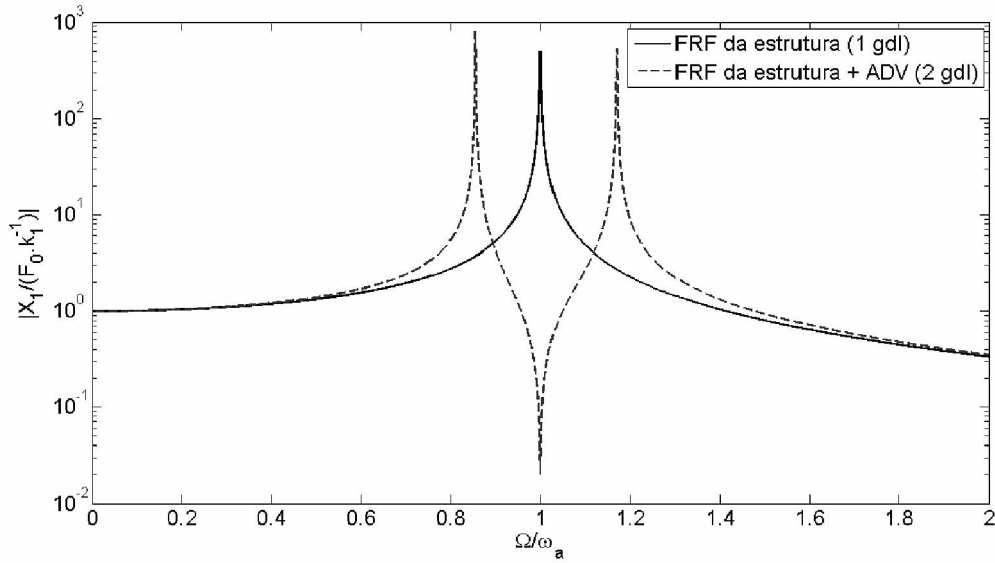


Figura 2.2 - FRF pontual na massa primária M, para $m/M = 0,2$ (CUNHA JR., 1999).

Na maioria das vezes, um ADV é projetado de modo que sua frequência natural coincida com a frequência natural do sistema primário, a fim de reduzir os níveis de vibração na ressonância. Neste caso, deve-se ter:

$$\frac{k}{m} = \frac{K}{M} \Rightarrow \omega_n = \omega_a \quad (2.13)$$

A partir das Eqs. (2.8) e (2.9), é possível escrever as FRFs do sistema primário e do ADV em termos de parâmetros adimensionais:

$$\frac{X}{F_0 K^{-1}} = \frac{(1 - g^2)}{(1 - g^2)(1 - g^2 + \mu) - \mu} \quad (2.14)$$

$$\frac{Y}{F_0 K^{-1}} = \frac{(1 - g^2)}{(1 - g^2)(1 - g^2 + \mu) - \mu} \quad (2.15)$$

onde:

$$\mu = \frac{m}{M} \quad (2.16)$$

$$g = \frac{\Omega}{\omega_n} \quad (2.17)$$

Note-se que existem dois valores de Ω que anulam o denominador das Eqs. (2.14) e (2.15), fazendo com que as amplitudes X e Y tendam a infinito. Esses dois valores de Ω representam os dois autovalores correspondentes às duas frequências naturais do sistema acoplado, dadas por:

$$g^2 = 1 + \frac{\mu}{2} \pm \sqrt{\mu + \frac{\mu^2}{4}} \quad (2.18)$$

A Fig. 2.3 mostra o comportamento das raízes expressas pela Eq. (2.18) em função da razão de massas μ . Nota-se que para $\mu = 0,1$, ocorre o aparecimento de duas frequências naturais no sistema acoplado em $0,85\omega_n$ e $1,17\omega_n$. Observa-se também que o afastamento entre estas duas frequências naturais aumenta com o aumento da razão de massas.

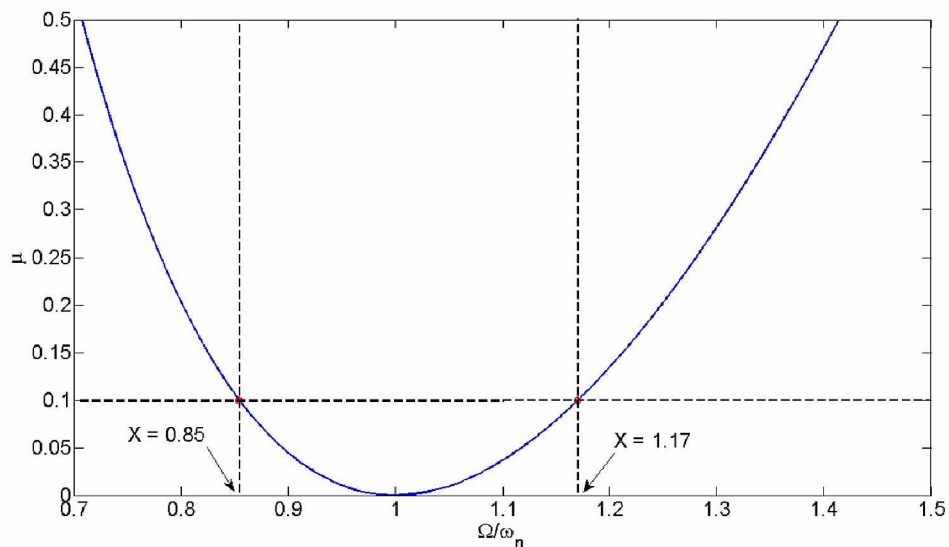


Figura 2.3 - FRF pontual na massa primária M , para $m/M = 0,2$ (CUNHA JR., 1999).

A banda de frequências na qual o ADV não amortecido é eficiente se mostra geralmente muito estreita. De fato, conforme pode ser observado na Fig. 2.3, pequenas

variações na frequência de excitação em torno de $g = 1$ levam a reduções significativas na capacidade de absorção do ADV. Além disso, duas ressonâncias adjacentes a $\Omega = \omega_n$ apresentam amplitudes de vibração elevadas. Assim, o projeto ótimo de ADVs deve objetivar, principalmente, a máxima absorção em uma dada banda de frequências. Esta banda deve ser a mais ampla possível em torno de uma frequência nominal. Este efeito pode ser obtido com a introdução de amortecimento no absorvedor (DIMARAGONAS, 1996).

2.2. ADVs amortecidos de 1 grau de liberdade.

Os ADVs com amortecimento permitem atenuar vibrações em bandas de frequências mais amplas, ao custo de uma menor redução das amplitudes na frequência de ressonância da estrutura principal. A inclusão do amortecedor possibilita dissipar energia na forma de calor, reduzindo a energia mecânica total do sistema. Para este caso, não haverá ressonâncias nem antirressonâncias com amplitudes tendendo aos extremos (infinito ou zero), porém as amplitudes de vibração ao redor do pico de ressonância original serão bastante reduzidas (KORENEV e REZNIKOV, 1993). Neste caso, o modelo físico é um sistema massa-mola-amortecedor duplo no qual admite-se que o sistema principal seja não amortecido e um amortecedor viscoso é acrescentado em paralelo com a mola do ADV, como visto na Fig. 2.4.

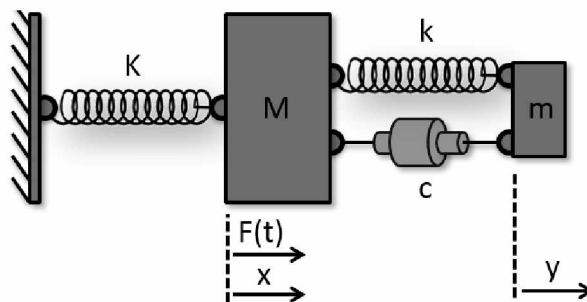


Figura 2.4 - Esquema de ADV de 1 GDL amortecido, aplicado à estrutura primária não amortecida com 1 GDL.

As equações do movimento no domínio do tempo para o sistema de 2 GDL são:

$$M\ddot{x}(t) + Kx(t) + k(x(t) - y(t)) + c(\dot{x}(t) - \dot{y}(t)) = f(t), \quad (2.19)$$

$$m\ddot{y}(t) + k(y(t) - x(t)) + c(\dot{y}(t) - \dot{x}(t)) = 0, \quad (2.20)$$

Similarmente ao que foi feito na Seção 2.1, admitindo regime harmônico permanente, as equações do movimento no domínio da frequência são obtidas sob a forma:

$$-M\Omega^2 X + KX + k(X - Y) + i\Omega c(X - Y) = F_0 \quad (2.21)$$

$$m\Omega Y + k(Y - X) + i\Omega c(Y - X) = 0 \quad (2.22)$$

onde “i” representa um valor imaginário. Resolvendo as Eqs. (2.21) e Eq. (2.22), obtém-se, para a amplitude de vibração do sistema primário, a seguinte expressão:

$$X = F_0 \frac{(K - m\Omega^2) + i\Omega c}{(-M\Omega^2 + K)(k - m\Omega^2) - i\Omega c(-M\Omega^2 + K - m\Omega^2)} \quad (2.23)$$

onde X é um valor complexo. Pode-se reduzir a Eq. (2.23) à seguinte forma:

$$X = F_0 (A_i + iB_i) \quad (2.24)$$

onde A_i e B_i são funções reais. O significado associado à Eq. (2.24) é o de que na representação vetorial, o deslocamento X consiste em duas componentes, uma em fase com a força F_0 e a outra com uma defasagem de $\pi/2$ no plano complexo. Assim sendo, a magnitude de X pode ser expressa por:

$$|X| = F_0 \sqrt{(A_i)^2 + (B_i)^2} \quad (2.25)$$

Definindo os seguintes parâmetros adimensionais:

$$\mu = m/M \quad (2.26)$$

$$\omega_a = \sqrt{k/m}, \quad (2.27)$$

$$\omega_n = \sqrt{K/M}, \quad (2.28)$$

$$f = \omega_a / \omega_n, \quad (2.29)$$

$$g = \Omega / \omega_n, \quad (2.30)$$

$$c_c = 2m\omega_n, \quad (2.31)$$

$$\eta = c/c_c, \quad (2.32)$$

$$X_{\text{est}} = F_0/K, \quad (2.33)$$

a Eq. (2.23) pode ser escrita como (RADE e STEFFEN JR., 2002):

$$\frac{X}{X_{\text{est}}} = \sqrt{\frac{(2\eta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\eta g)^2(g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + [\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)]^2}} \quad (2.34)$$

$$\frac{Y}{X_{\text{est}}} = \sqrt{\frac{(2\eta g)^2 + (f^2)^2}{(2\eta g)^2(g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + [\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)]^2}} \quad (2.35)$$

A Eq. (2.34) representa a FRF do sistema primário, mostrada na Fig. 2.5 para uma razão de massas $\mu = 1/20$, razão de frequências $f = 1$ e diferentes valores do fator de amortecimento η .

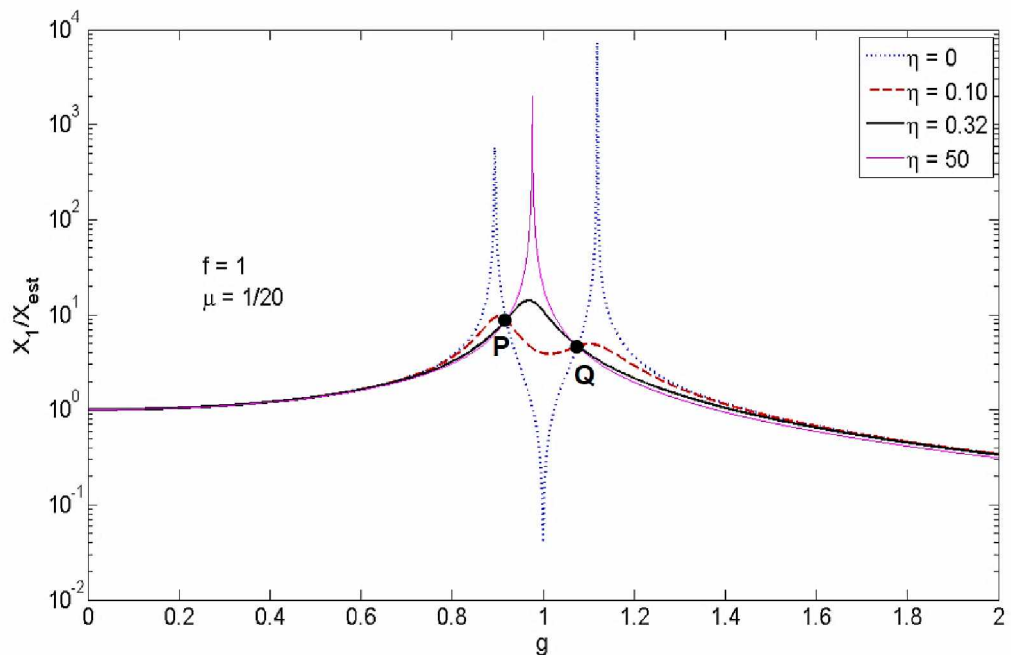


Figura 2.5 - FRFs associadas ao sistema primário, para diferentes valores do amortecimento do ADV (CUNHA JR., 1999)

Pode-se observar que para $\eta = 0$, tem-se o caso sem amortecimento mostrado na seção anterior, para o qual as amplitudes de deslocamento nas ressonâncias são infinitas. Por outro lado, para altos valores de amortecimento as duas massas tendem a ficar conectadas entre si, levando essencialmente a um sistema de um GDL com uma massa total $M + m$ e rigidez K .

É importante destacar a presença dos pontos invariantes P e Q mostrados na Fig. 2.5, pelos quais sempre passa a FRF, independentemente do fator de amortecimento η . Com base neste comportamento Den Hartog, (1956) propôs um procedimento de otimização que consiste na determinação de um conjunto ótimo de valores dos parâmetros f e η que conduz os dois pontos invariantes a uma mesma amplitude, com a FRF possuindo inclinação nula em ambos os pontos. Este critério assegura que a FRF do sistema primário será a mais plana possível.

Pode-se mostrar que os valores que satisfazem a este critério são:

$$f_{\text{ótimo}} = \frac{1}{1+\mu} \quad (2.36)$$

$$\eta_{\text{ótimo}} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}} \quad (2.37)$$

A Fig. 2.6 permite comparar as curvas de resposta em frequência da massa primária em três situações: sem ADV, com ADV não amortecido sintonizado na frequência natural do sistema primário e com o ADV ótimo.

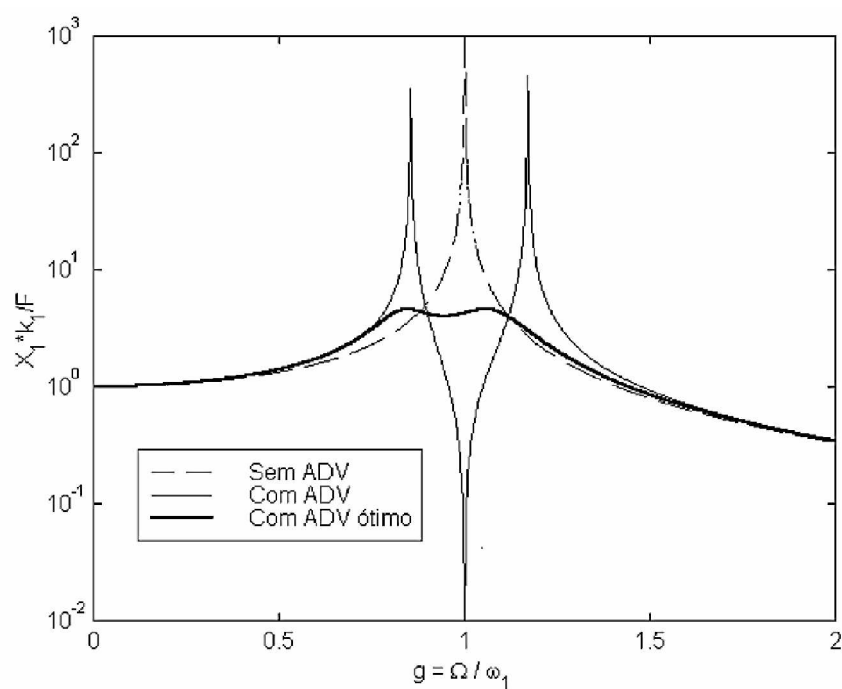


Figura 2.6 - Amplitudes de vibração do sistema primário (MARQUES, 2000)

2.3. ADV amortecido de 1 GDL aplicado à estruturas primárias contínuas

Esta formulação foi desenvolvida com o objetivo de obter os modos de vibrar de sistemas primários de vários graus de liberdade, ou seja, expressões similares à Eq. (2.12), desenvolvida para sistemas primários de um GDL (CUNHA JR., 1999).

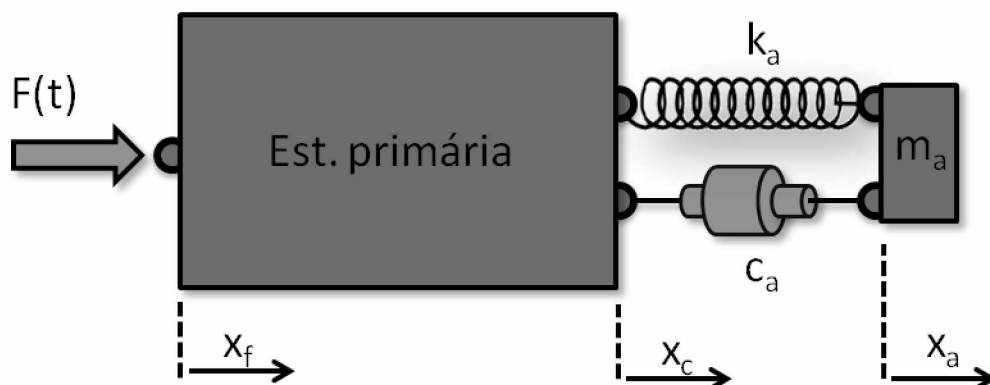


Figura 2.7 - Ilustração de uma EP modelada como um sistema contínuo, conectada a um ADV modelado como um sistema de um grau de liberdade.

Para o desenvolvimento da teoria, considera-se a Fig. 2.7, onde se tem uma estrutura primária contínua, aproximada por um modelo de n GDLs e geometria qualquer, representada por matrizes de inércia e rigidez, $\{M\}$ e $\{K\}$, sendo excitada por uma força harmônica $F(t)$ na coordenada x_f , dispondo de um sistema absorvedor m_a, c_a, k_a conectado à coordenada x_c . Nesta mesma figura, x_a designa o deslocamento da massa do ADV. Para a formulação modal seguinte foi usado o método dos modos assumidos e as equações de Lagrange, bem como o princípio do trabalho virtual. Admite-se, por hipótese, que a resposta dinâmica da estrutura primária, possa ser expressa sob a forma:

$$\{x(t)\} = \{\psi_\sigma\}q_\sigma(t) \quad (2.38)$$

onde $\{\psi_\sigma\}$ é o σ -ésimo modo de vibrar (auto-vetor) da estrutura primária sem o ADV e o $q_\sigma(t)$ é uma coordenada generalizada. Desta forma, tem-se:

$$\{x_f(t)\} = \{\psi_{\sigma f}\}q_\sigma(t) \quad (2.39a)$$

$$\{x_c(t)\} = \{\psi_{\sigma c}\}q_\sigma(t) \quad (2.39b)$$

onde $\psi_{\sigma f}$ e $\psi_{\sigma c}$ são respectivamente as componentes do σ -ésimo auto-vetor correspondente às coordenadas onde a força excitadora é aplicada e onde o ADV é conectado.

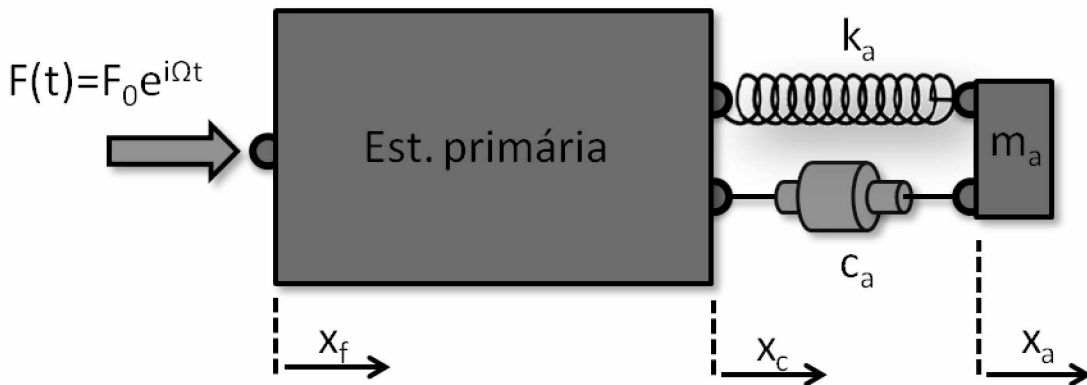


Figura 2.8 - Esquema de uma estrutura primária excitada por $F(t) = F_0 e^{i\Omega t}$, com um ADV acoplado.

Os auto-vetores do sistema primário, possuem a propriedade de ortogonalidade com respeito às matrizes de massa e de rigidez. Admite-se que tenham sido normalizados de modo a satisfazerem:

$$\{\psi_\sigma\}^T [M] \{\psi_\sigma\} = M_p \quad (2.40)$$

$$\{\psi_\sigma\}^T [K] \{\psi_\sigma\} = M_p \omega_\sigma^2 \quad (2.41)$$

onde M_p é a massa generalizada da Estrutura Primária (EP) e ω_σ é a σ -ésima frequência natural da mesma. A energia cinética do sistema acoplado é dada por:

$$T = \frac{1}{2} \{\dot{x}(t)\}^T [M] \{\dot{x}(t)\} + \frac{1}{2} m_a \dot{x}_a^2(t) \quad (2.42)$$

onde $\{\dot{x}(t)\}$ designa o vetor de velocidades da EP. Substituindo a Eq. (2.38) na Eq. (2.41) e fazendo o uso da Eq. (2.40), obtém-se:

$$T = \frac{1}{2} [M_p] \dot{q}_\sigma^2(t) + \frac{1}{2} m_a \dot{x}_a^2(t) \quad (2.43)$$

A energia de deformação do sistema acoplado é expressa segundo:

$$V = \frac{1}{2} \{x(t)\}^T [K_p] \{x(t)\} + \frac{1}{2} k_a [x_a(t) - x_c(t)]^2 \quad (2.44)$$

onde $\{x(t)\}$ é o vetor de deslocamentos da estrutura primária. Substituindo a Eq. (2.38) na Eq. (2.41) e utilizando as Eqs. (2.39b) e (2.41), a expressão acima fica:

$$V = \frac{1}{2} M_p \omega_\sigma^2 \dot{q}_\sigma^2(t) + \frac{1}{2} k_a [x_a(t) - \{\psi_{\sigma c}\} q_\sigma(t)]^2 \quad (2.45)$$

A função de dissipação de Rayleigh para o sistema acoplado é dada por:

$$F = \frac{1}{2} c_a [\dot{x}_a(t) - \dot{x}_c(t)]^2 = \frac{1}{2} c_a [\dot{x}_a(t) - \{\psi_{\sigma c}\} \dot{q}_\sigma(t)]^2 \quad (2.46)$$

O trabalho virtual associado à força excitadora é dado pela expressão:

$$\delta W^{nc} = F e^{i\omega t} \delta f_f = F e^{i\omega t} \psi_{\sigma f} \delta q_\sigma = Q_\sigma \delta q_\sigma + Q_x \delta x_a, \quad (2.47)$$

de onde resultam as forças generalizadas:

$$Q_\sigma = Fe^{i\omega t}\psi_{\sigma f} ; \quad Q_x = 0, \quad (2.48)$$

As equações de movimento do sistema composto são obtidas empregando as Equações de Lagrange:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_\sigma} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_\sigma} + \frac{\partial F}{\partial \dot{q}_\sigma} = Q_\sigma, \quad (2.49)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}_a} \right) - \frac{\partial L}{\partial x_a} + \frac{\partial F}{\partial \dot{x}_a} = Q_x, \quad (2.50)$$

Empregando as Eqs. (2.43), (2.45), (2.46) e (2.48) nas Eqs. (2.49) e (2.50), o seguinte sistema de equações de movimento é obtido:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} M_p & 0 \\ 0 & M_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_\sigma \\ \ddot{x}_a \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_a \psi_{\sigma c}^2 & -c_a \psi_{\sigma c} \\ -c_a \psi_{\sigma c} & c_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_\sigma \\ \dot{x}_a \end{Bmatrix} \\ + \begin{bmatrix} M_p \omega_\sigma^2 + k_a \psi_{\sigma c}^2 & -k_a \psi_{\sigma c} \\ -k_a \psi_{\sigma c} & k_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_\sigma \\ x_a \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Fe^{i\omega t} \psi_{\sigma f} \\ 0 \end{Bmatrix}, \end{aligned} \quad (2.51)$$

São agora introduzidos os conceitos de massa e rigidez efetivas. A massa efetiva da estrutura primária é definida como sendo a massa que, quando colocada na coordenada de conexão do ADV, resulta na mesma energia cinética que a estrutura primária possui quando vibra em seu σ -ésimo modo natural. Assim:

$$\frac{1}{2} M_{ef} \dot{x}_c^2(t) = \frac{1}{2} \{\dot{x}(t)\}^T [M] \{\dot{x}(t)\}, \quad (2.52)$$

com:

$$\{\dot{x}(t)\} = \{\psi_\sigma\} \dot{q}(t). \quad (2.53)$$

Introduzindo a Eqs. (2.39a) e (2.40) na Eq. (2.53), obtém-se:

$$M_{ef} \psi_{\sigma c}^2 \dot{q}_\sigma^2(t) = M_p \dot{q}_\sigma^2(t), \quad (2.54)$$

onde:

$$M_{ef} = \frac{M_p}{\psi_{\sigma c}^2}, \quad (2.54)$$

A rigidez efetiva é definida como sendo a rigidez que, quando colocada no ponto de conexão do ADV, resulta na mesma energia de deformação que a estrutura primária possui quando vibra em seu σ -ésimo modo natural. Assim:

$$\frac{1}{2} k_{ef} x_c^2(t) = \frac{1}{2} \{x(t)\}^T [K] \{x(t)\}, \quad (2.55)$$

Introduzindo Eqs. (2.39b) e (2.41) na expressão (2.55), chega-se a:

$$k_{ef} = M_p \omega_\sigma^2, \quad (2.56)$$

Retornando ao sistema da Eq. (2.51), a resposta em regime harmônico permanente associada à coordenada q_σ é dada pela expressão:

$$q_\sigma(t) = Q_\sigma e^{i\Omega t}, \quad (2.57)$$

com:

$$\frac{Q_\sigma}{F} = \frac{\psi_{\sigma f}(k_a - m_a \Omega^2 + i\Omega c_a)}{\psi_{\sigma c}^2 \{ [M_{ef}(\omega_\sigma^2 - \Omega^2) + k_a + i\Omega c_a] (k_a - m_a \Omega^2 + i\Omega c_a) \} - (k_a + i\Omega c_a)}, \quad (2.58)$$

onde:

$$\mu_{ef} = \frac{m_a}{M_{ef}} : \text{Razão de massas}; \quad (2.59a)$$

$$g = \frac{\Omega}{\omega_\sigma} : \text{Razão de frequências forçadas}; \quad (2.59b)$$

$$\omega_a = \sqrt{\frac{k_a}{m_a}} : \text{Frequência natural do ADV}; \quad (2.59c)$$

$$f = \frac{\omega_a}{\omega_c} : \text{Razão das frequências naturais;} \quad (2.59d)$$

$$\eta_a = \frac{c_a}{2m_a\omega_\sigma} : \text{Fator de amortecimento do ADV.} \quad (2.59e)$$

Após manipulações algébricas, a Eq. (2.58) é expressa da seguinte forma, em termos dos parâmetros adimensionais:

$$\frac{Q_\sigma}{FK_{ef}^{-1}} = \psi_{\sigma f} \sqrt{\frac{(2\eta_a g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\eta_a g)^2 (g^2 - 1 + \mu_{ef} g^2)^2 + [\mu_{ef} f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)]^2}}, \quad (2.60)$$

A amplitude da resposta em um ponto i qualquer da estrutura primária é dada por:

$$|X_i| = \psi_{\sigma i} |Q_\sigma|. \quad (2.61)$$

Levando em conta a Eq. (2.60), obtém-se:

$$\frac{Q_\sigma}{FK_{ef}^{-1}} = \psi_{\sigma i} \psi_{\sigma f} \sqrt{\frac{(2\eta_a g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\eta_a g)^2 (g^2 - 1 + \mu_{ef} g^2)^2 + [\mu_{ef} f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)]^2}}, \quad (2.62)$$

Comparando as Eqs. (2.62) e (2.34), observa-se, em ambas, a mesma dependência em relação à frequência de excitação e aos demais parâmetros. Assim, fazendo corresponder os parâmetros nestas duas equações, a análise já apresentada para os sistemas primários de um grau de liberdade, na Seção 2.1, pode ser estendida aos sistemas primários de vários graus de liberdade, considerando cada um dos seus modos individualmente. Esta extensão inclui, em particular, a existência dos pontos invariantes.

Conforme ressaltam Warburton e Ayorinde (1980), a teoria desenvolvida acima é baseada em duas hipóteses básicas:

a) As frequências da estrutura primária são suficientemente separadas para garantir que na vizinhança do σ -ésimo modo, a resposta harmônica seja denominada apenas por este modo, de forma a satisfazer a Eq. (2.38).

b) A massa do ADV é suficiente pequena para que os modos da estrutura primária não sejam fortemente alterados pelo acoplamento com o mesmo.

CAPÍTULO III

Modelagem da Influência de Tensões Térmicas sobre o Comportamento Dinâmico de Placas Finas

Neste capítulo é desenvolvida a formulação pertinente ao efeito de enrijecimento por tensões, que fundamenta a modelagem do comportamento dinâmico de placas finas sujeitas a tensões de origem térmica. O principal objetivo é mostrar, com base em um procedimento de discretização espacial do tipo Rayleigh-Ritz, os procedimentos que permitem quantificar a influência de tensões de origem térmica nas características modais de placas. A opção pelo método de Rayleigh-Ritz tem a vantagem de facilitar os desenvolvimentos analíticos, além de ser também a base para procedimentos baseados na discretização por elementos finitos.

3.1 Fundamentação teórica

Considere-se uma placa retangular fina, de dimensões a e b , e espessura h , constituída de um material homogêneo e isotrópico, sujeita a uma distribuição de temperatura variável sobre a superfície e constante ao longo da espessura, expressa por $T = T(x, y)$.

Admitindo ainda comportamento linear elástico, de acordo com Mead (2003), o campo de tensões resultante da distribuição de temperatura é um estado plano de tensões cujas componentes podem ser expressas segundo:

$$\sigma_x(x, y) = \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2}, \quad \sigma_y(x, y) = \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2}, \quad \sigma_z(x, y) = \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} \quad (3.1)$$

onde $\phi(x,y)$ é uma Função de Tensão de Airy que deve satisfazer à seguinte equação bi-harmônica:

$$\nabla^4 \phi(x,y) = -E\alpha \nabla^2 T(x,y) , \quad (3.2)$$

onde E é o módulo de Young e α é o coeficiente de dilatação térmica do material da placa. De acordo com Timoshenko (1936) e Mead (2003), as funções tensão de Airy devem satisfazer às condições de contorno em termos de tensão e deslocamentos nas bordas da placa.

Os operadores que aparecem na Eq. (3.2) são dados por:

$$\nabla^2(.) = \frac{\partial^2(.)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2(.)}{\partial y^2} \quad (3.3)$$

$$\nabla^4(.) = \left[\frac{\partial^2(.)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2(.)}{\partial y^2} \right]^2 \quad (3.4)$$

A modelagem do comportamento vibratório flexional da placa com base em Princípios Variacionais requer a formulação da energia cinética e potencial. De acordo com Gérardin e Rixen (1997), estas energias são expressas segundo:

$$T = \frac{\rho h}{2} \iint \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dx dy \quad (3.5)$$

$$U_e = \frac{Eh^3}{24(1-\nu^2)} \iint \left\{ \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right]^2 - 2(1-\nu) \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 \right] \right\} dx dy \quad (3.6)$$

$$U_\sigma = \frac{h}{2} \iint \left[\sigma_x \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + 2\sigma_{xy} \left(\frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \sigma_y \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] dx dy \quad (3.7)$$

Nas expressões precedentes, T é a energia cinética, U_e é a energia potencial elástica associada à deformação em flexão da placa e U_σ é a energia potencial elástica associada ao trabalho realizado pelas tensões de membrana quando a placa flexiona. Além disso, $w(x,y)$ é o campo de deslocamentos transversais, ρ é a densidade volumétrica e ν é o coeficiente de Poisson do material.

Estas equações mostram que a presença de tensões de origem térmica, introduzidas nas funções de Airy, influencia a energia potencial total de forma significativa e, conseqüentemente, a rigidez à flexão da placa. Esta última altera o comportamento em flexão da placa tanto estática quanto dinamicamente, mudando também seu comportamento vibratório.

De acordo com o Método dos Modos Assumidos, uma aproximação para o campo de deslocamentos transversais da placa é adotada da sob a forma:

$$w(x, y, z) = \sum_{m=1}^p \sum_{n=1}^q A_{mn}(t) \phi_m(x) \psi_n(y) \quad (3.8)$$

onde $\phi_m(x)$ e $\psi_n(y)$ são funções arbitrariamente escolhidas que satisfazem as condições de contorno geométricas da placa.

Diferentes tipos de funções $\phi_m(x)$ e $\psi_n(y)$ podem ser utilizadas na Eq. (3.8). Em particular, podem ser expressas como combinações lineares de funções trigonométricas e trigonométricas hiperbólicas, como segue:

$$\phi_m(x) = A_m \sin(\varepsilon_m x) + B_m \cos(\varepsilon_m x) + C_m \sinh(\varepsilon_m x) + D_m \cosh(\varepsilon_m x) \quad (3.9a)$$

$$\psi_n(y) = A_n \sin(\varepsilon_n y) + B_n \cos(\varepsilon_n y) + C_n \sinh(\varepsilon_n y) + D_n \cosh(\varepsilon_n y) \quad (3.9b)$$

Os coeficientes: $A_m, B_m, C_m, D_m, \varepsilon_m, A_n, B_n, C_n, D_n$ e ε_n dependem das condições de contorno da viga correspondente a cada direção, enquanto m e n denotam a ordem dos modos. Young (1950) fornece os valores numéricos destes coeficientes para as combinações de condições de contorno engastada-engastada, engastada-livre e livre-livre, ao passo que aqueles referentes à condição apoiada-apoiada são fornecidos por Lurie (1952).

Por conveniência, reescreve-se a Eq. (3.8) sob a forma:

$$w(x, y, t) = \sum_{k=1}^N c_k(t) \eta_k(x, y) \quad (3.10)$$

onde:

- $C_k(t) = A_m(t)$ representam os coeficientes de combinação linear (coordenadas generalizadas) a serem determinados;
- $\eta_k(x, y) = \phi_m(x)\psi_n(y)$;
- $N = pq$, onde “p” e “q” são índices dos somatórios da Eq. (3.8).

Introduz-se ainda a notação matricial na Eq. (3.10), que fica reescrita sob a forma:

$$w(x, y, t) = \{\eta(x, y)\}^T \{C(t)\} \quad (3.11)$$

onde:

$$\{\eta(x, y)\} = [\eta_1(x, y) \ \eta_2(x, y) \ \dots \ \eta_N(x, y)]^T \quad (3.12a)$$

$$\{C(t)\} = [C_1(t) \ C_2(t) \ \dots \ C_N(t)]^T \quad (3.12b)$$

Introduzindo a Eq. (3.11) na Eq. (3.6) e Eq. (3.7), a energia potencial total resulta expressa sob a forma:

$$V(t) = \frac{1}{2} \{C(t)\}^T [K] \{C(t)\} \quad (3.13)$$

onde a matriz de rigidez é dada por:

$$[K] = [K_1] + [K_2] \quad (3.14)$$

com:

$$[K_1] = \int_0^a \int_0^b D \left[\{\eta_{xx}\} \{\eta_{xx}\}^T + \{\eta_{yy}\} \{\eta_{yy}\}^T + 2\nu \{\eta_{xx}\} \{\eta_{yy}\}^T + 2(1-\nu) \{\eta_{xy}\} \{\eta_{xy}\}^T \right] dx dy \quad (3.15a)$$

$$[K_2] = \int_0^a \int_0^b \left[N_x \{\eta_x\} \{\eta_x\}^T + N_y \{\eta_y\} \{\eta_y\}^T + 2N_{xy} \{\eta_x\} \{\eta_y\}^T \right] dx dy \quad (3.15b)$$

Nas Eqs. (3.15) os índices x e y indicam as derivadas parciais em relação às variáveis espaciais correspondentes.

Introduzindo a Eq. (3.11) na Eq. (3.5), a energia cinética resulta expressa sob a forma:

$$T(t) = \frac{1}{2} \{\dot{C}(t)\}^T [M] \{\dot{C}(t)\} \quad (3.16)$$

onde a matriz de massa é dada por:

$$[M] = \rho h \int_0^a \int_0^b \{\eta\} \{\eta\}^T dx dy \quad (3.17)$$

Para obtenção das equações diferenciais relativas ao movimento transversal da placa, utilizam-se as Equações de Lagrange (Géradin e Rixen, 1997):

$$\frac{\partial L}{\partial \{C(t)\}} - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \{\dot{C}(t)\}} \right) = \{0\} \quad (3.18)$$

onde $L = T - V$ é o Lagrangeano. Associando as Eqs. (3.13), (3.16) e (3.17), obtém-se:

$$[M] \{\ddot{C}(t)\} + [K_1 + K_2] \{C(t)\} = \{0\} \quad (3.19)$$

Observa-se, nas equações acima, que as tensões de membrana intervêm na modelagem através da matriz de rigidez, que resulta numa composição de duas parcelas: a matriz de rigidez dita estrutural $[K_1]$, que depende exclusivamente das propriedades físicas e geométricas da placa e a matriz $[K_2]$, denominada matriz de rigidez geométrica, que depende das tensões de membrana.

A determinação das propriedades modais da placa sujeita a tensões de origem térmica é realizada mediante a resolução do seguinte problema de autovalor associado ao sistema, dado pela Eq. (3.20):

$$([K_1 + K_2] - \lambda_r [M]) \{\Delta_r\} = \{0\} \quad (3.20)$$

A resolução numérica desta equação conduz aos autovalores λ_r que fornecem as frequências naturais e aos autovetores $\{\Delta_r\}$ fornecem os modos de vibração correspondentes.

3.2 Simulação pelo método dos elementos finitos de placas retangulares sujeitas a tensões de origem térmica.

Para estudos de casos e quantificação da influência das tensões de origem térmica sobre as frequências naturais de placas retangulares, conforme previsto pela teoria desenvolvida na Seção 3.1, foram realizadas simulações térmicas e mecânicas baseadas no Método dos Elementos Finitos (MEF).

Como é sabido, o MEF permite modelar geometrias complexas e fenômenos multifísicos com relativa facilidade, sendo usado neste caso para análises combinadas dos fenômenos térmicos e vibratórios nas placas analisadas, que foram submetidas a diferentes tipos de carregamentos térmicos e condições de contorno mecânicas.

Foram consideradas quatro famílias de placas retangulares uniformes, com espessura de 1 mm e razões de aspecto variando de 1 a 2,5 ($a \times b = 100 \times 100\text{mm}$ a $a \times b = 100 \times 250\text{mm}$), compostas de aço SAE 1020. As quatro famílias se diferenciam pelas condições de contorno mecânicas e pela carga térmica aplicada.

No tocante às condições de contorno mecânicas, duas famílias têm as quatro bordas engastadas (denotadas por EEEE) e outras duas têm duas bordas opostas engastadas e as outras duas bordas livres (denotadas por EELL).

Quanto aos carregamentos térmicos, dois tipos foram considerados: distribuições uniformes que variam de 200 a 600K com passo de 1K, e distribuições não uniformes de calor aplicado em uma região elíptica sobre as placas, com intensidade variando de 0 a 0,006 W/mm² (Fig. 3.1). A região elíptica é definida por duas elipses, sendo a distância da elipse externa às extremidades da placa fixada em 25mm (nos pontos mais próximos à extremidade) e a distância entre a elipse externa e interna foi fixada em 10mm. Para todos os casos, a temperatura ambiente de referência considerada foi de 297K (25°C) e o coeficiente de convecção térmica foi de 5W/m²K (considerado como referência para convecção natural não forçada (INCROPERA, DEWITT, *et al.*, 2006)).

Para os casos de distribuição de calor não uniforme, foi realizada uma etapa de análise térmica transiente, na qual, a partir da densidade de calor imposta, considerando as condições de contorno térmicas, foram calculados os campos de temperatura obtidos após equilíbrio térmico.

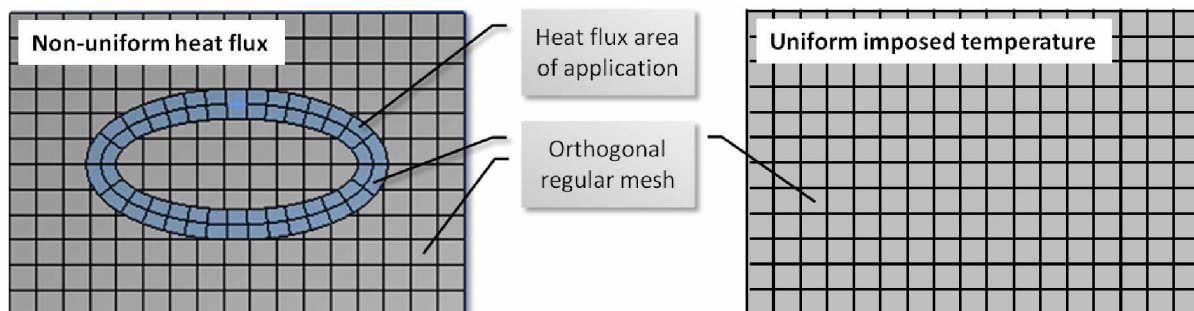


Figura 3.1- Representação esquemática dos casos carregamento térmico adotados (CLARO e RADE, 2014)

Usando os parâmetros apresentados, os modelos foram construídos por meio do software comercial ANSYS Mechanical APDL®, fazendo-se uso do elemento finito *SHELL281*. Este elemento pertence à família de elementos conhecida como "*Serendipity*" (ZIENKIEWICZ e TAYLOR, 2005), adaptada para placas e cascas diversas e composta de elementos de 8 nós (ANSYS, 2013), como visto na Fig. 3.2.

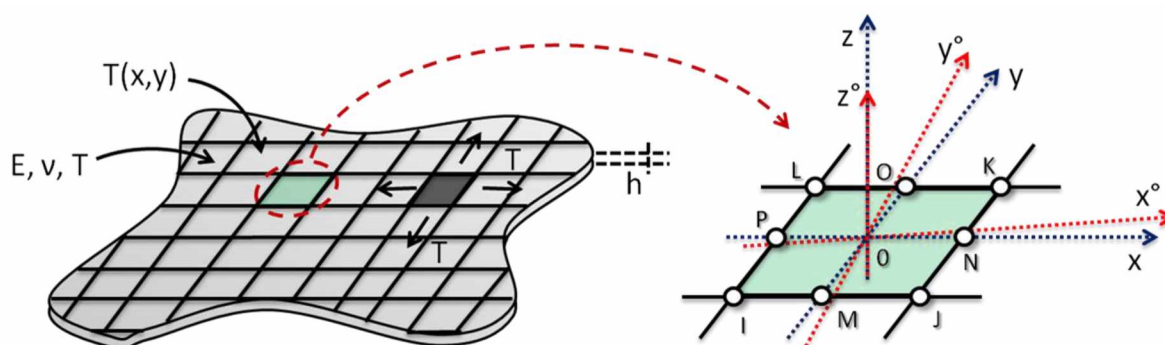


Figura 3.2 - Representação gráfica do elemento finito SHELL281 utilizado.

Admitindo para este elemento a hipótese de comportamento linear, para cada caso considerado as matrizes globais de massa e de rigidez foram calculadas levando em conta os efeitos de pré-tensão induzidos pelos campos de temperatura e pelas restrições cinemáticas impostas. Em seguida, foi realizada a análise modal envolvendo as matrizes supracitadas. Foram computadas as dez primeiras frequências e modos naturais de vibração, fornecendo uma precisão adequada para os primeiros e mais relevantes modos.

Este procedimento foi repetido para cada temperatura considerada, e para cada um dos dez valores diferentes de razão de aspecto, dentro dos intervalos previamente definidos

para a condição de temperatura uniforme. Para a situação de calor imposto em uma região elíptica, foram consideradas quatro razões de aspecto e quatro valores de fluxo de calor.

Sumarizando, a modelagem termomecânica por elementos finitos utilizando o programa ANSYS foi feita de acordo com as seguintes etapas principais: **1ª)** criação do modelo pelo MEF, com definição de propriedades físicas e geométricas, imposição de cargas térmicas e restrições cinemáticas; **2ª)** realização de análise térmica, estacionária ou transiente (transiente até obtenção da distribuição de regime permanente), para cálculo dos campos de temperatura na condição de equilíbrio térmico; **3ª)** análise estática para cálculo das tensões mecânicas de origem térmica e geração das matrizes de rigidez elástica e geométrica; **4ª)** realização de análise modal para cálculo das frequências e modos naturais de vibração.

3.2.1 Resultados das simulações numéricas

Os resultados das simulações numéricas são apresentados em gráficos de superfície e secções representativas mostradas nas Figs. 3.3 a 3.8, que permitem avaliar a influência do carregamento térmico sobre as cinco primeiras frequências naturais da placa nas diversas condições consideradas. Nestas análises, “Wi” indica os modos de vibração considerados, sendo o índice “i” variado de 1 a 5 para os casos com distribuição uniforme de temperaturas e de 1 a 4 para os casos com distribuição não-uniforme de temperaturas.

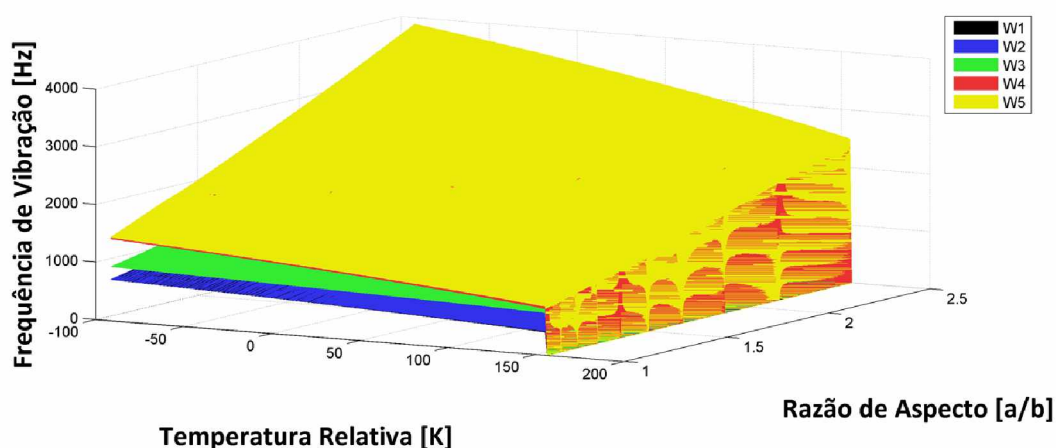


Figura 3.3 – Variações das cinco primeiras frequências naturais para a placa EELL com distribuições de temperaturas uniformes.

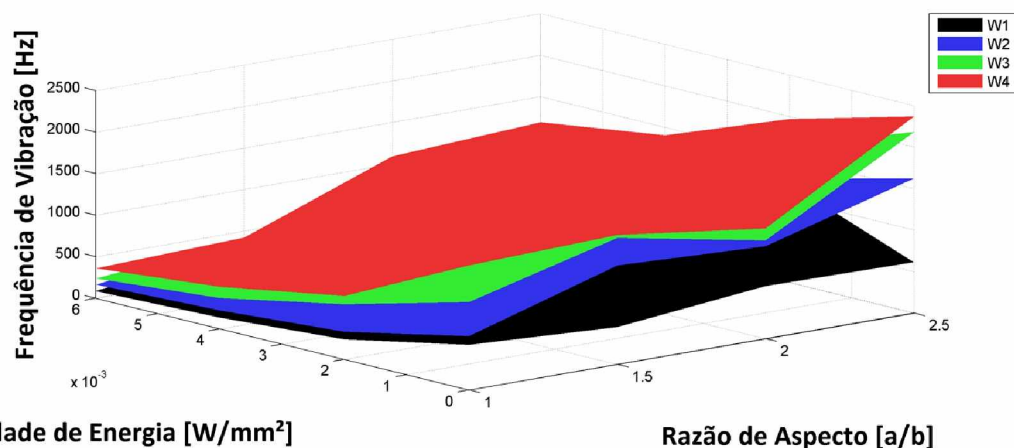


Figura 3.4 - Variações das quatro primeiras frequências naturais para a placa EELL com imposição de calor em região elíptica.

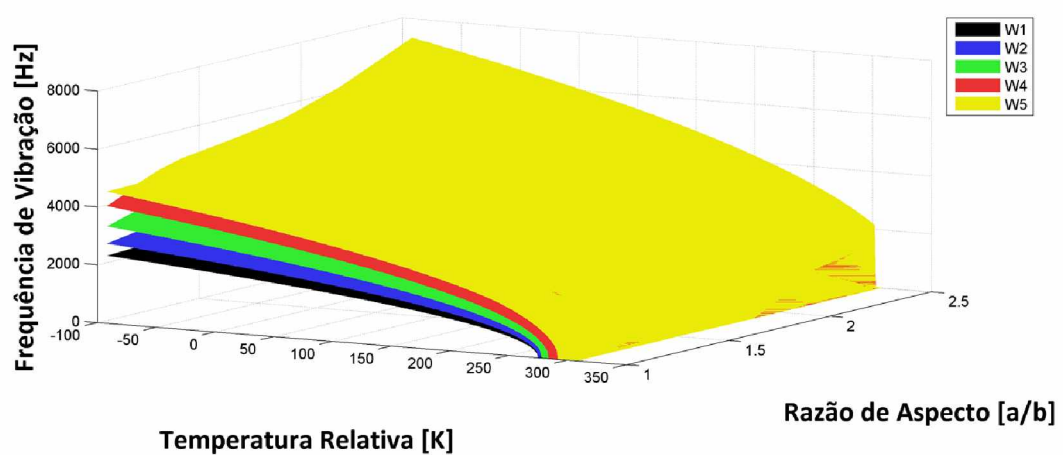


Figura 3.5 - Variações das cinco primeiras frequências naturais para a placa EEEE com distribuições de temperaturas uniformes.

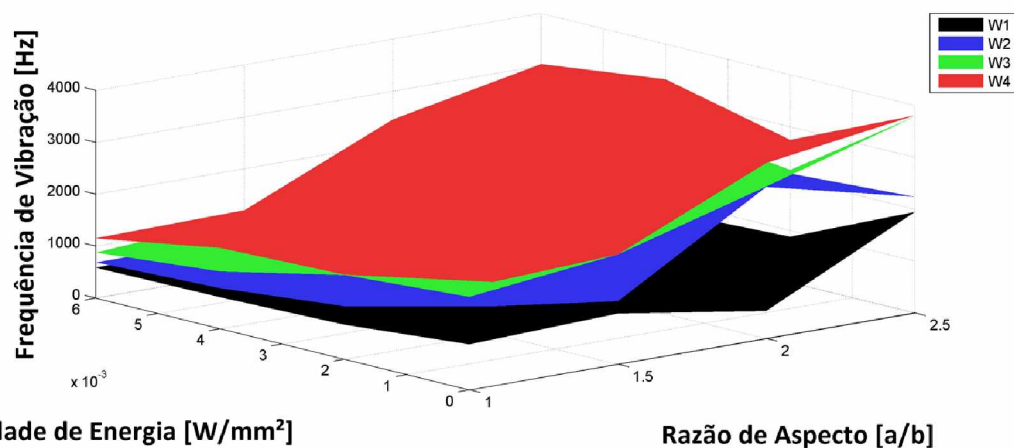


Figura 3.6 - Variações das quatro primeiras frequências naturais para a placa EEEE com imposição de calor em região elíptica.

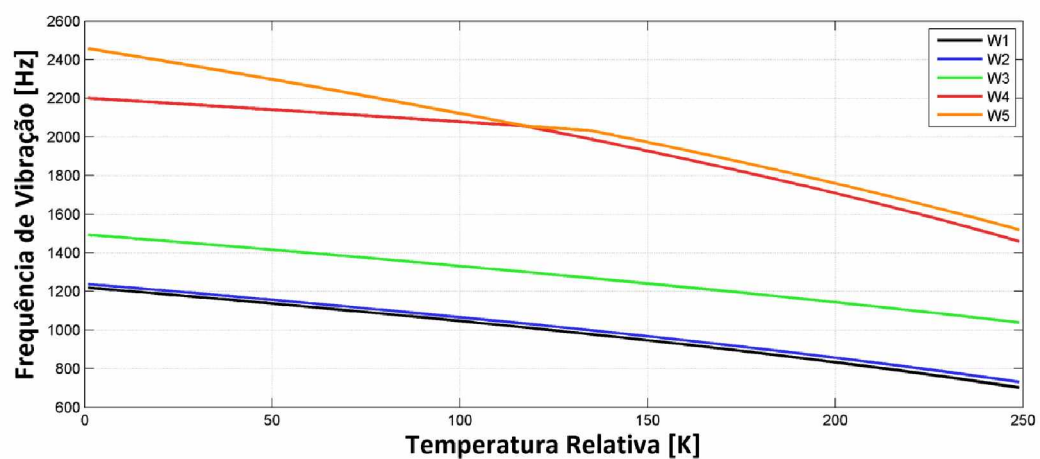


Figura 3.7 - Variações das cinco primeiras frequências naturais para a placa EELL com distribuições de temperaturas uniformes e razão de aspecto 1,5.

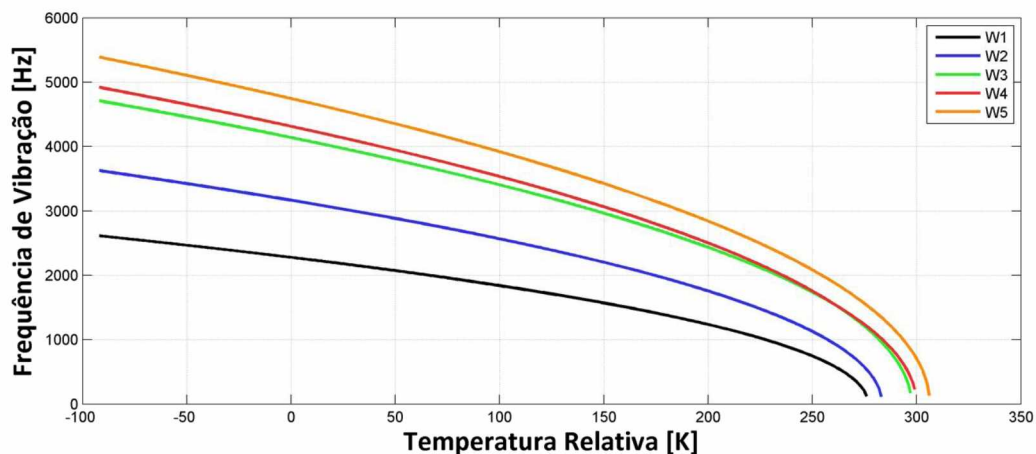


Figura 3.8 - Variações das cinco primeiras frequências naturais para a placa EEEE com distribuições de temperaturas uniformes e razão de aspecto 1,5.

Os resultados apresentados evidenciam o comportamento previsto pela teoria apresentada na Seção 3.1, sendo visível um decréscimo contínuo e monotônico dos valores das frequências naturais com o aumento da temperatura. Isto se explica pela expansão da placa e pelas tensões predominantes de compressão.

Também relevante é o fato de as frequências tenderem a zero para dados valores críticos de temperatura. Este fenômeno caracteriza a flambagem da placa e deve ser considerado no projeto do ADV termicamente sintonizável.

É também perceptível que a influência da razão de aspecto sobre os valores das frequências naturais das placas é bastante relevante, sendo esta influência aproximadamente linear na faixa de temperaturas de interesse (imediações da temperatura ambiente, ou seja, $0 \pm 80\text{K}$ na escala de temperaturas relativa da Fig. 3.8).

É ainda importante observar que, de modo geral, as frequências naturais variam significativamente em função da temperatura, fato este que tem a ver com a faixa de frequências dentro da qual o ADV pode se sintonizado, para modificações viáveis de sua temperatura, levando em conta restrições de ordem prática.

A influência da temperatura sobre os valores das frequências naturais depende, como esperado, das condições de contorno mecânicas, sendo mais pronunciada para a placa EEEE, em comparação com a placa EELL.

Embora as formas modais não sejam diretamente exploradas no projeto do ADV termicamente sintonizável, é interessante observar, ao menos qualitativamente, a influência do carregamento térmico sobre elas. A título de exemplo, nas Figs. 3.9 a 3.12 são apresentados graficamente os cinco primeiros modos naturais de vibração das placas estudadas, para a razão de aspecto 1,5.

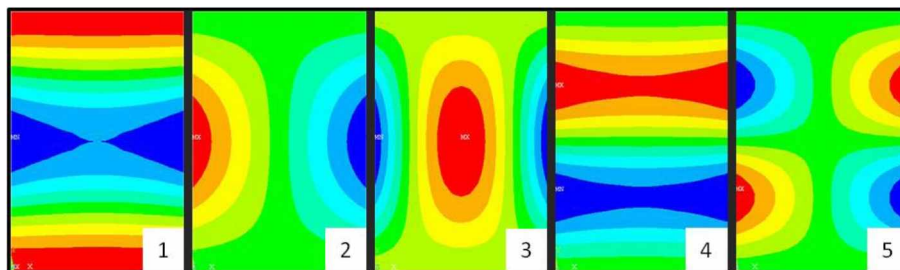


Figura 3.9 – Modos naturais de vibração para o caso de placa EELL, com razão de aspecto 1,5 e temperatura uniforme de 293 K.

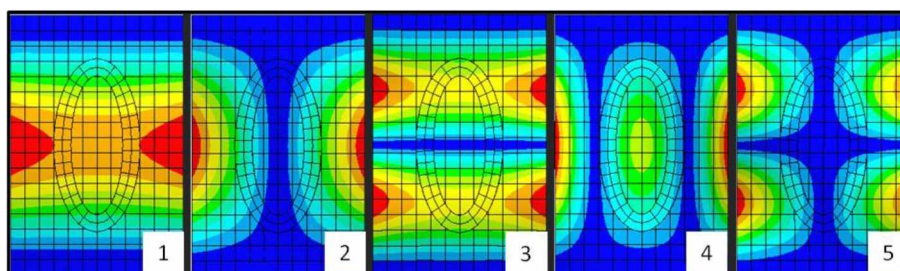


Figura 3.10 - Modos naturais de vibração para o caso de placa EELL, com razão de aspecto 1,5 e distribuição de calor imposta em região elíptica (0,002 W/m²K).

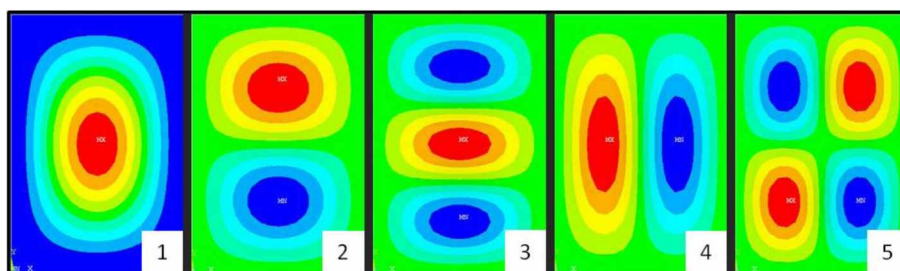


Figura 3.11 - Modos naturais de vibração para o caso de placa EEEE, com razão de aspecto 1,5 e temperatura uniforme de 293 K.

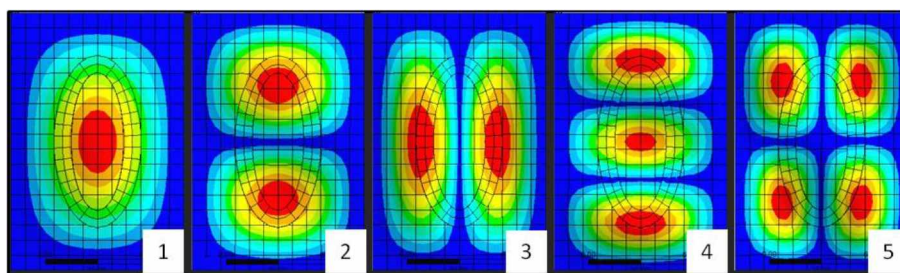


Figura 3.12 - Modos naturais de vibração para o caso de placa EELL, com razão de aspecto 1,5 e distribuição de calor imposta em região elíptica ($0,002 \text{ W/m}^2\text{K}$).

Com base nas simulações numéricas apresentadas, conclui-se que é possível o ajuste das frequências naturais do ADV termicamente sintonizável cuja geometria consiste essencialmente de uma placa, por meio de imposição de carregamentos térmicos. Vale notar que o controle desta frequência pode ser essencialmente linear, caso a faixa de temperatura de trabalho do ADV seja distante da zona próxima à flambagem da placa, o que facilita sobremaneira o procedimento de sintonização. Também se nota que a forma dos modos de vibração não varia com a temperatura.

CAPÍTULO IV

Projeto de um ADV termicamente sintonizável e da estrutura primária

Neste capítulo, com base na fenomenologia evidenciada no Capítulo III por meio de simulações numéricas, é apresentada a metodologia adotada para a concepção e projeto de um ADV termicamente sintonizável. Os procedimentos incluem a definição da geometria básica, a previsão da faixa de variação das frequências naturais em função da temperatura, e a otimização dos parâmetros geométricos do dispositivo.

4.1. Princípio de funcionamento do ADV termicamente sintonizável

Conforme evidenciado no Capítulo II, para que funcione satisfatoriamente, um ADV deve ser sintonizado, ou seja, deve ter uma de suas frequências naturais coincidente com a frequência de excitação a que a estrutura-base está submetida, ou com uma das frequências naturais desta estrutura, caso o objetivo seja limitar as amplitudes de vibrações ressonantes. Como, por diversos motivos, a sintonização de um ADV puramente passivo, com base na escolha de seus parâmetros físicos e geométricos, pode não ser obtida facilmente, a possibilidade de se obter tal sintonização por meio de outra variável facilmente controlável torna-se muito interessante.

Com base nas previsões teóricas e resultados de simulações numéricas apresentados no Capítulo III, aventou-se a possibilidade de se obter a sintonização de um ADV por meio do ajuste de suas frequências naturais, mediante alterações controladas das distribuições de temperatura a que seus componentes são submetidos.

Naturalmente, a sintonização buscada deve ser bidirecional, significando que as alterações de temperatura devem possibilitar tanto o aumento quanto a redução das

frequências naturais do ADV. No tocante a esta funcionalidade, uma das limitações previstas é que o resfriamento seria um processo lento e difícil de controlar, de modo que a sintonização bidimensional deveria ser obtida por aquecimento dos componentes, exclusivamente.

Dentre diversas alternativas de projeto consideradas, optou-se pela adoção de uma configuração cuja geometria básica é uma placa circular metálica fina conectada a um anel, também metálico, em sua borda externa. Os dois componentes são isolados termicamente um do outro, de sorte que variações de temperatura independentes possam ser aplicadas a cada um deles.

Do ponto de vista estrutural, esta configuração foi concebida de tal forma que a placa contribua tanto com sua inércia quanto com sua rigidez no comportamento dinâmico do ADV, ao passo que o anel, sendo dimensionado de modo a ter alta rigidez em flexão, contribua principalmente com sua massa.

Desta forma, partindo da condição de equilíbrio térmico à temperatura ambiente, quando a temperatura do anel for feita superior à temperatura da placa, o diferencial de dilatação térmica induzirá preponderantemente tensões normais radiais de tração na placa, e as frequências naturais de flexão do ADV serão aumentadas; inversamente, quando a temperatura do anel for feita inferior à temperatura da placa, o diferencial de dilatação térmica induzirá preponderantemente tensões normais radiais de compressão na placa, e as frequências naturais de flexão do ADV serão diminuídas.

4.2. Geometrias testadas e analisadas

Partindo dos requisitos previamente estabelecidos, foi definido que o desenho básico do ADV deveria se assemelhar ao mostrado na Fig. 4.1, onde todos os elementos construtivos fundamentais estão indicados.

Um critério adicional adotado para direcionar as fases subsequentes do projeto é que o modo de vibração do ADV, cuja frequência natural deveria ser sintonizada à frequência de excitação ou à frequência natural da estrutura-base, deveria ser o primeiro modo axissimétrico de flexão global da placa, ilustrado na Fig. 4.4. A escolha deste modo específico é evidenciada nas próximas seções.

Entretanto, as primeiras simulações numéricas mostraram que, dentre os três primeiros modos de vibração da placa circular engastada pelo centro, há um par de modos de flexão lateral que antecedem o modo de vibração axial desejado, como visto na Fig.4.3.

Surpreendentemente, a presença do engaste no centro do disco favorece o aparecimento dos modos de flexão lateral. Assim, numerosos testes computacionais, baseados em simulações por elementos finitos, foram feitos na tentativa de fazer com este modo correspondesse à menor frequência natural do ADV.

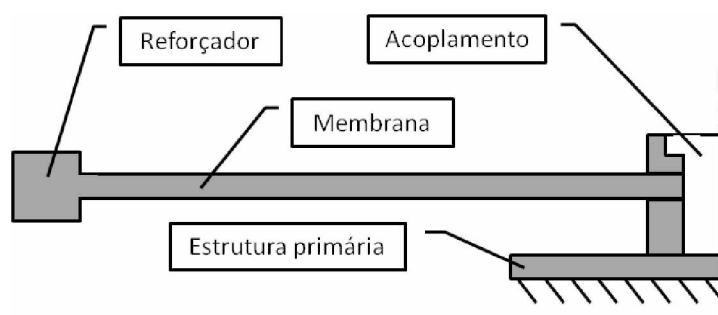


Figura 4.1 - Diagrama dos elementos construtivos fundamentais do ADV termicamente sintonizável.

Na tentativa de eliminar estes modos, ou de ao menos distanciá-los da frequência natural correspondente ao modo axissimétrico no espectro modal, foram testadas diversas geometrias para a membrana e o anel. Dentre elas, as mais relevantes são apresentadas na Fig. 4.2, e são sucintamente descritas e discutidas a seguir.

O caso **a)** apresenta configuração simplificada, na qual a ausência de anel externo inviabiliza a variação de frequência com temperatura de forma controlada e favorece o aparecimento de diversos modos de vibração de membrana indesejados, inviabilizando-o. Por sua vez, o caso **b)** apresenta simplicidade construtiva e os modos de membrana surgem somente a altas frequências. Também vale ressaltar que os modos de flexão laterais, tal como o ilustrado na Fig. 4.2, embora ainda presentes, aparecem em frequências distantes do modo axial desejado tornando esta configuração viável. A configuração **c)** é similar ao de uma mola de compressão tipo prato, acrescido de um reforçador externo, e embora não apresente modos indesejados em frequências próximas ao modo axial, a conicidade da membrana eleva demasiadamente a rigidez e a frequência de todos os modos de vibrar,

tornando esta configuração inviável para aplicações comuns. A configuração **d)** mostrou-se muito similar ao caso **b)**, mas apresentando relativa dificuldade construtiva. Finalmente, a configuração **e)** apresenta também uma grande dificuldade construtiva e frequências naturais muito elevadas.

Com base nas análises prévias e avaliações realizadas anteriormente foi selecionada a configuração **b)** para maior detalhamento. Esta configuração apresentou todas as características necessárias para um bom funcionamento como ADV, tanto do ponto de vista mecânico como dos pontos de vista térmico e construtivo.

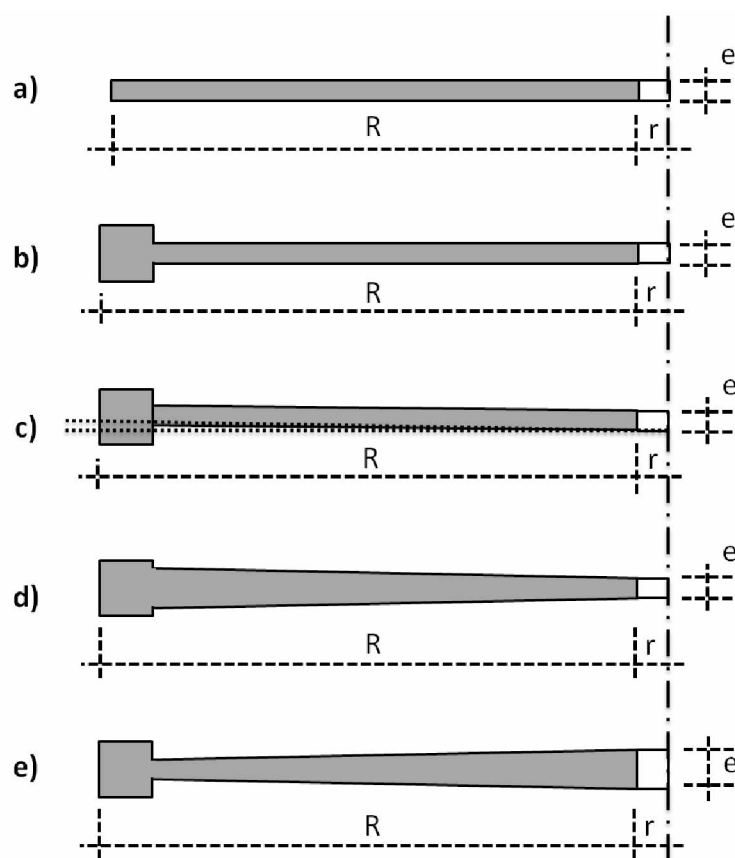


Figura 4.2 - Configurações testadas para a geometria da seção transversal da placa circular

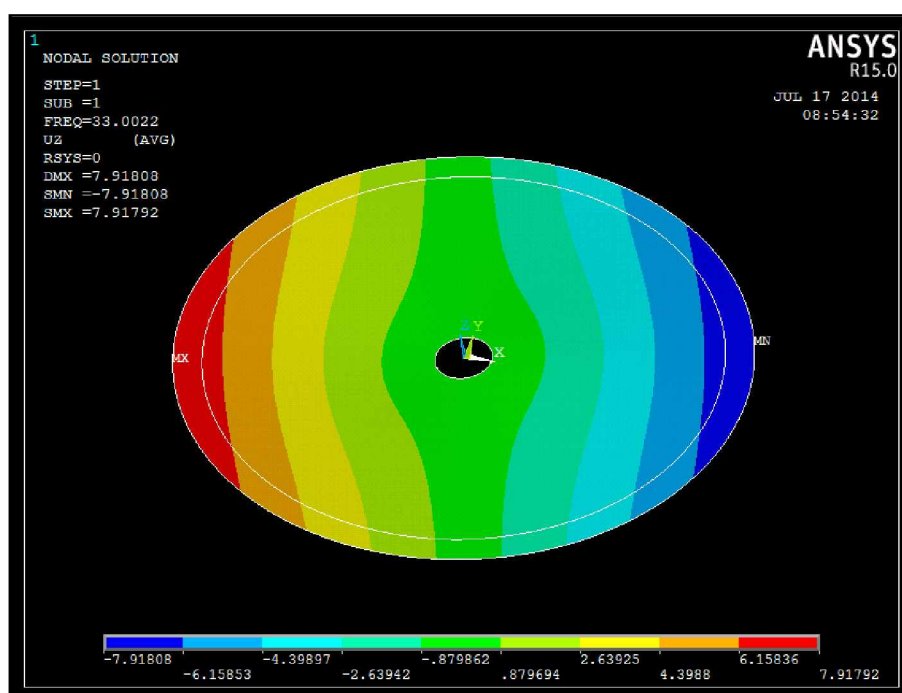


Figura 4.3 - Representação do modo de vibração aqui denominado de "modo lateral"

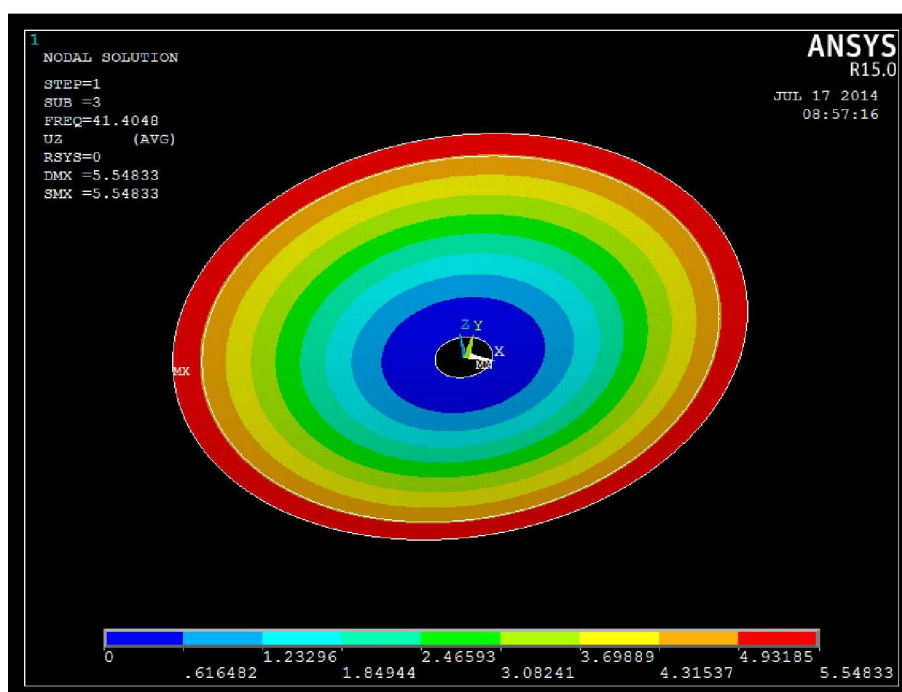


Figura 4.4 - Representação modal do modo de vibração útil do ADV, aqui denominado de "modo axial".

Com esta geometria básica definida e testada qualitativamente, foi adotada a configuração detalhada mostrada na Fig. 4.5.

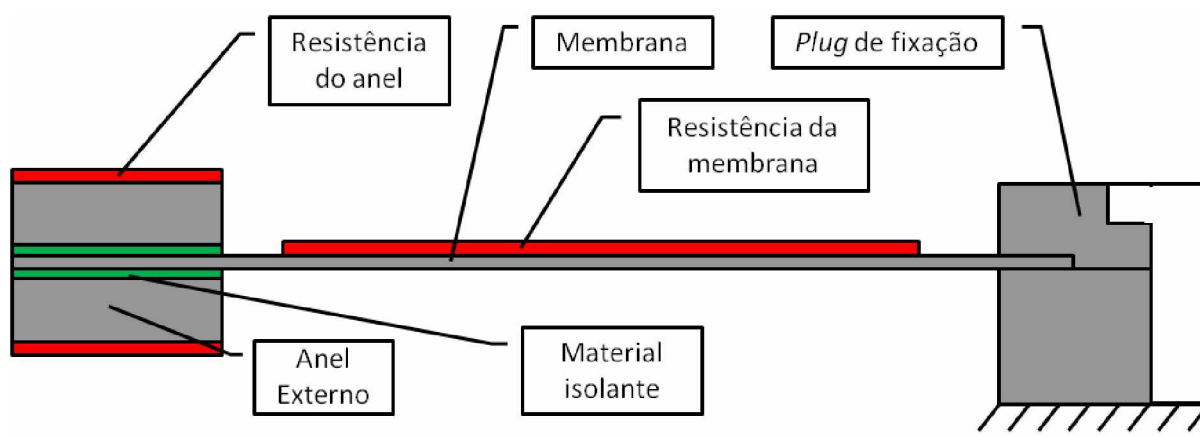


Figura 4.5 - Desenho esquemático das partes integrantes do ADV proposto

De acordo com a Fig. 4.5, foi proposto o uso de resistências elétricas para a aplicação de calor na placa e no anel externo e o uso de isolantes térmicos para que houvesse o mínimo de interferência e condução de calor de uma parte a outra. Também foi proposta a fixação do ADV no sistema primário por meio de duas pequenas peças circulares, denominadas simplesmente de "plugs" de fixação.

4.3. Otimização Geométrica do ADV

Uma vez definida a geometria básica do ADV foram feitas diversas otimizações geométricas do projeto. Estas otimizações visaram obter um sistema que opere em ampla faixa de frequências e tenha dimensões de fácil obtenção, visando o uso de materiais e ferramentas com dimensões comerciais para sua fabricação.

Outro critério considerado diz respeito às dimensões do dispositivo, que deveria ser dimensionado de forma que pudesse ser testado dentro das instalações de teste do LMEst (Laboratório de Mecânica de Estruturas Prof. José Eduardo Tannús Reis) com os equipamentos de ensaios disponíveis.

Para otimização do ADV foram consideradas somente quatro variáveis mostradas na Fig. 4.6 e a função objetivo representa a diferença (em valor absoluto) do valor da frequência natural associada ao primeiro modo axial e um valor determinado pelo projetista. Este valor objetivo selecionado foi de 105Hz, pois está dentro da faixa de operação adequada dos equipamentos de sensoriamento disponíveis para ensaios experimentais e pode ser obtida com uma combinação de elementos mecânicos com dimensões comerciais.

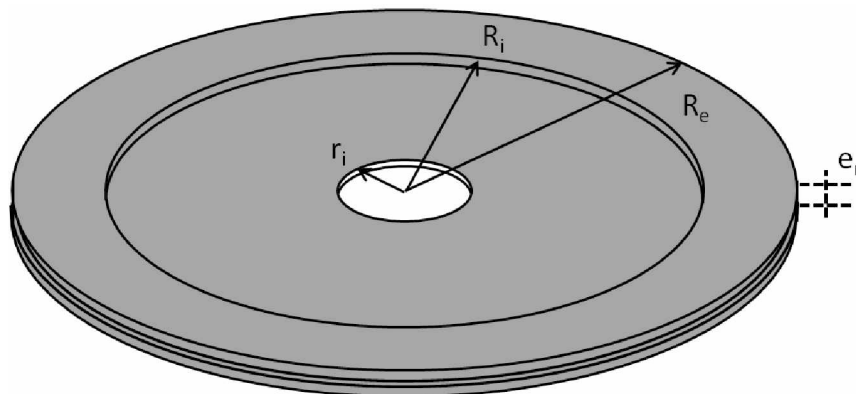


Figura 4.6 – Ilustração da geometria básica do ADV e indicação dos parâmetros para otimização

Conforme o esquema apresentado na Fig. 4.6, r_i representa o raio de engaste do acoplamento central, R_i equivale ao raio interno do anel de reforço, R_e é o raio externo da membrana e do anel de reforço e finalmente e_r é a espessura total da borda. Os limites e passos adotados para a variação dos parâmetros foram: $5 < r_i < 20\text{mm}$, com passo de 1mm, $40 < R_i < 80\text{mm}$, com passo de 5mm, $50 < R_e < 90\text{mm}$, com passo de 5mm e finalmente $2,5 < e_r < 10\text{mm}$, com passo de 0,5mm. Como restrição foi adotado: $r_i < R_i < R_e$.

Definidas as variáveis de projeto e seus intervalos de variação (restrições laterais), foi selecionado, como método de otimização, o método denominado *MISQP* (Mixed Integer Sequential Quadratic Programming) (VANDERPLAATS, 2005), embutido no software comercial ANSYS®.

Este método é um algoritmo SQP adaptado (ANSYS, 2013), que funciona para problemas nos quais as variáveis têm uma influência suave na função resposta. Vale notar que o método ainda usa aproximações quadráticas adicionais para melhoria dos resultados. O problema considerado foi uma análise modal do sistema mecânico, desconsiderando efeitos térmicos quaisquer.

Após o processo de otimização foram obtidas as seguintes dimensões para o projeto: $r_i = 7,5\text{mm}$, $R_i = 50\text{mm}$, $R_e = 60\text{mm}$, $e_r = 5,5\text{mm}$, sendo destes 2mm em cada anel e 0,5mm na placa circular. Estes valores fornecem uma frequência natural de aproximadamente 105 Hz para a frequência do modo de vibração axial.

4.4. Projeto detalhado do ADV e da estrutura primária

Visando ensaiar o ADV em uma estrutura primária representativa de um sistema real, foi proposto o uso de um tubo de secção retangular fechada, a ser acoplado a uma base rígida engastada numa mesa inercial. Este sistema fornece uma boa aproximação de um sistema vibratório real, e ainda permite fácil ajuste de frequências, que pode ser realizado pelo ajuste do comprimento da viga. Outra vantagem muito relevante é o distanciamento em frequência do primeiro modo de flexão de viga, usado nos ensaios, em relação a outros modos, evitando assim acoplamento modal indesejado.

O ADV proposto para construção mecânica (representado de modo fiel nas simulações) consiste em uma placa circular, dois anéis isolantes térmicos, dois anéis reforçadores, doze parafusos M2 especiais e doze porcas também M2 especiais, além do *plug* central de fixação (ver anexos 1, 2, 3 e 4), como esquematizado na Fig. 4.7.

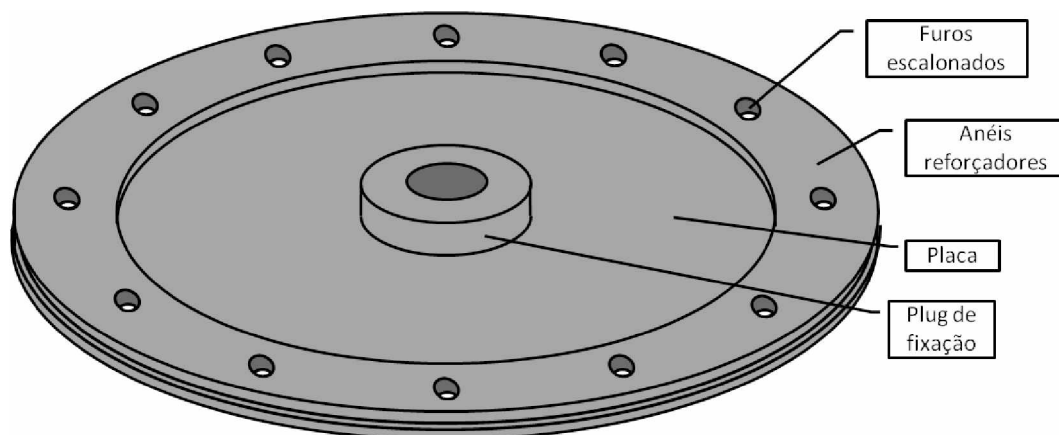


Figura 4.7 - Desenho esquemático do ADV ressaltando as regiões e partes construtivas principais

Por sua vez a estrutura primária proposta é mais simples, sendo composta somente por três elementos, sendo eles um tubo vazado de secção retangular, um reforçador de extremidade para acoplamento do ADV e uma base robusta de fixação (ver anexos 5, 6 e 7), como representado esquematicamente na Fig. 4.8.

As simulações computacionais, descritas no Capítulo VI, foram realizadas utilizando um tubo de secção retangular sem costura, de dimensões 150 mm x 100mm, com parede

de 5 mm de espessura. Também foram consideradas a base de fixação e o reforçador de extremidade com dimensões compatíveis.

Vale notar que, para a realização dos experimentos em laboratório, descritos no Capítulo VII, foi usado um tubo de dimensões menores (100 mm x 50 mm, com parede de 4,7 mm) e peças assistentes redimensionadas de acordo. Esta alteração se deveu à impossibilidade de aquisição de um tubo com as dimensões utilizadas nas simulações numéricas. Entretanto, apesar das dimensões do tubo terem sido alteradas, seu comprimento também foi modificado de modo que o valor da primeira frequência natural do tubo tivesse valor coincidente com o valor previsto nas simulações numéricas.

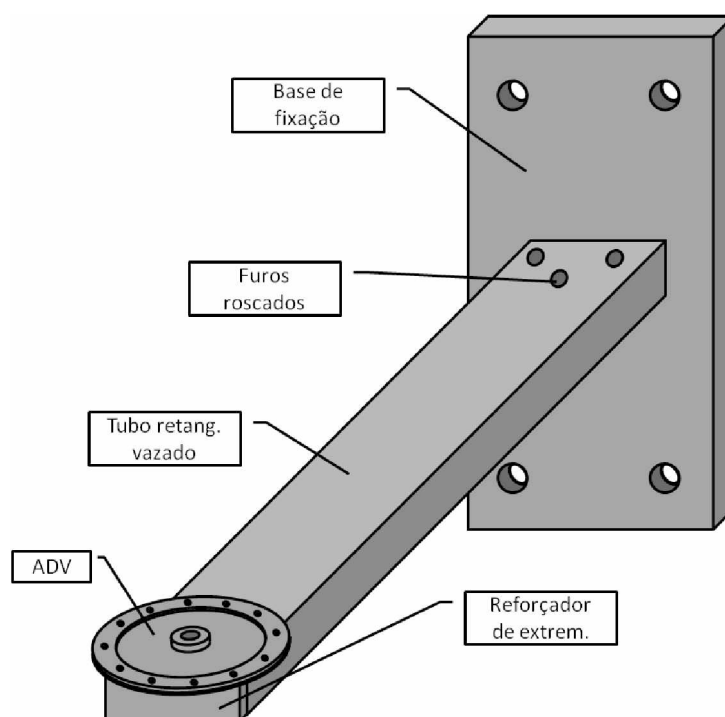


Figura 4.8 - Desenho esquemático do sistema completo ressaltando as regiões e partes construtivas principais

CAPÍTULO V

Simulações Numéricas do ADV Termicamente Sintonizável

Este capítulo trata dos ensaios numéricos realizados considerando o ADV cujas geometria e dimensões foram determinadas de acordo com os procedimentos descritos no Capítulo IV, englobando o desenvolvimento da estrutura primária, simulações térmicas no ADV, simulações mecânicas no sistema completo e finalmente simulações termomecânicas transiente no sistema completo.

5.1. Simulação dos efeitos térmicos no ADV

Definida a geometria detalhada do ADV, esta foi ensaiada quanto a seu comportamento termomecânico, realizando aquecimentos simulados na placa e nos anéis, através de fluxo de calor introduzido no sistema. Este fluxo de calor foi introduzido de modo a simular a influência de resistores elétricos superficiais inicialmente propostos no projeto (ver Fig. 4.5). Convencionou-se também um fluxo de calor máximo para cada região de forma que a temperatura máxima não ultrapassasse 100°C. Visando evitar a condução de calor para as outras partes do sistema, foram introduzidos os anéis isolantes térmicos, como visto anteriormente na Fig. 4.5.

A análise completa constituiu-se das seguintes etapas **a)** análise térmica transiente para obtenção da distribuição de temperatura em equilíbrio térmico; **b)** análise estática para avaliar as tensões resultantes do aquecimento; **c)** análise modal usando as tensões de origem térmica como pré-cargas; **d)** análise harmônica do sistema na faixa de frequências de interesse.

A etapa a) constituiu-se da análise térmica transiente, que consiste da aplicação de fluxo de calor considerando a troca de calor por convecção até que o equilíbrio seja atingido. Para todos os casos testados, este equilíbrio foi atingido satisfatoriamente, como pode ser visto na Fig. 5.1.

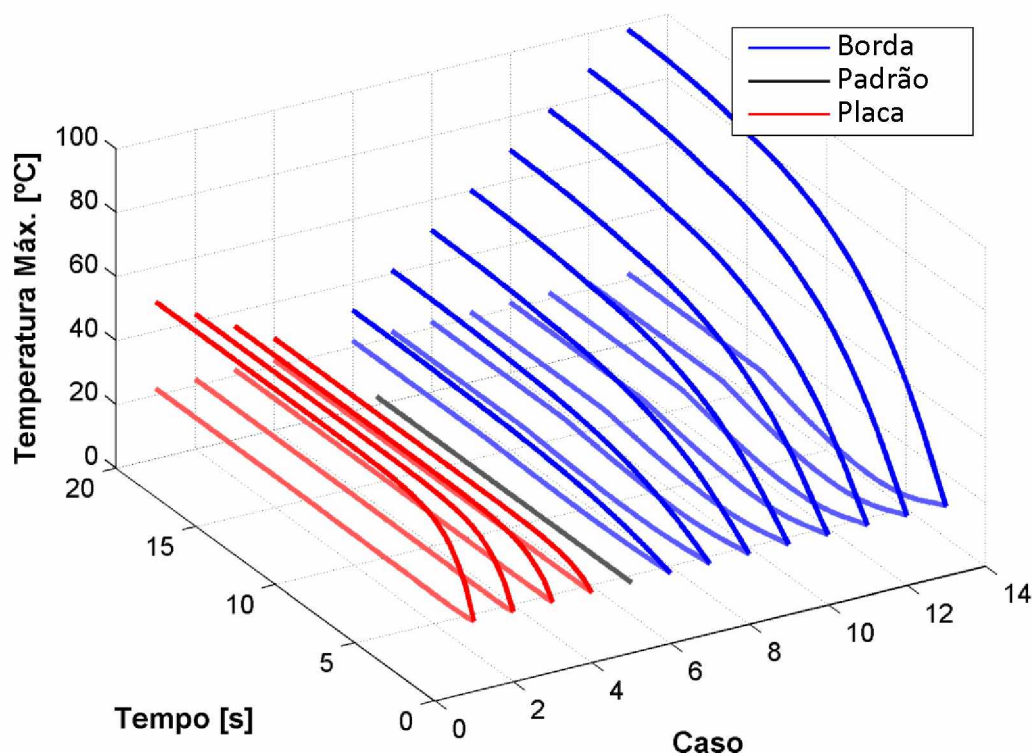


Figura 5.1 - Evolução das temperaturas no ADV durante análise térmica transiente.

As linhas vermelhas indicam aquecimento da região da placa fina, enquanto a linha preta é a referência à temperatura ambiente e as linhas azuis ilustram o aquecimento da região dos anéis. Cada curva visualizada representa a evolução temporal das temperaturas máxima e mínima registradas no ADV. Tomando como base a curva de referência, onde não é introduzido aquecimento, cada curva subsequente foi criada por meio de introdução de fluxo de calor na área coberta pelos resistores. A quantidade de calor introduzida foi de 0,001 a 0,008 [W/mm²] para os anéis e de 0,001 a 0,004 [W/mm²] para a placa fina, sempre com passo de 0,001 [W/mm²].

Uma vez atingido o estado de equilíbrio, a distribuição de temperatura final é usada como entrada na análise estática do sistema (uma distribuição térmica típica identificada no ADV pode ser visualizada na Fig. 5.2). Esta nova análise fornece o campo de tensões de

origem térmica, que é aplicado nas análises harmônicas, visando a representar a influências das tensões térmicas no comportamento dinâmico do sistema. Também para exemplificação as Fig. 5.3 e Fig. 5.4 mostram, respectivamente, distribuições típicas de tensão e de deformação obtidas após análise estática.

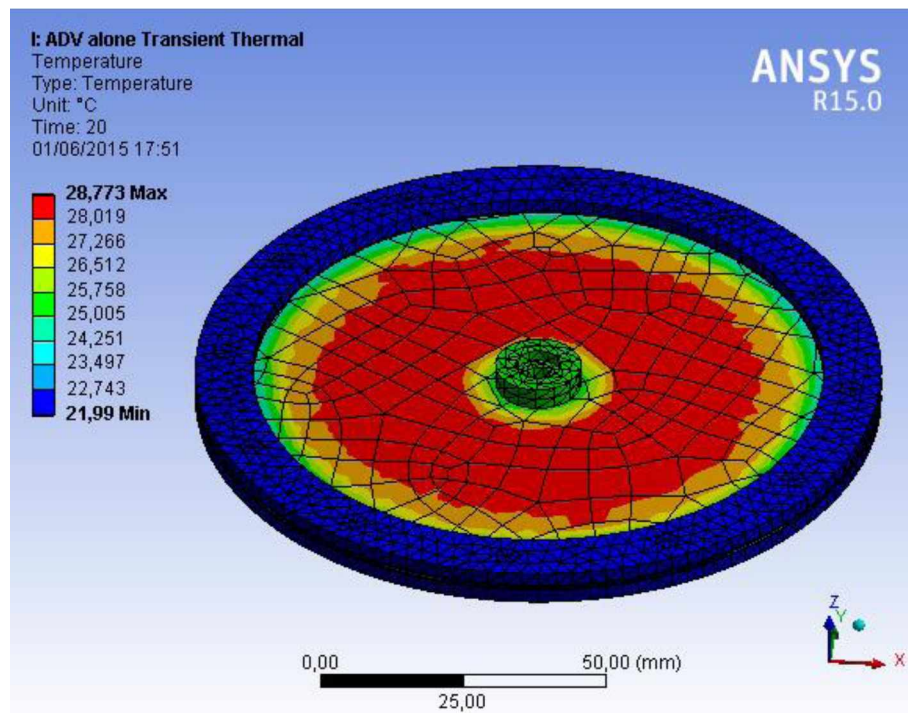


Figura 5.2 - Distribuição de temperaturas sobre o ADV, para o caso de aquecimento da membrana com $0,002 \text{ [W/mm}^2\text{]}$ e $h=5 \text{ [W/m}^2\text{K]}$.

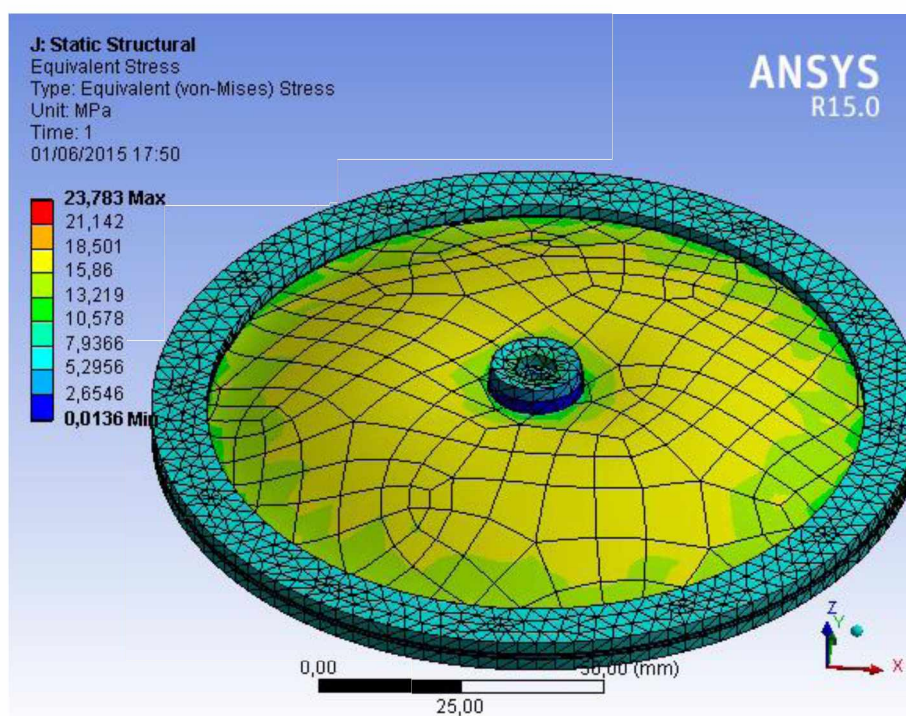


Figura 5.3 - Distribuição de tensões sobre o ADV, para o caso de aquecimento da membrana com $0,002 \text{ [W/mm}^2\text{]}$ e $h=5 \text{ [W/m}^2\text{K]}$.

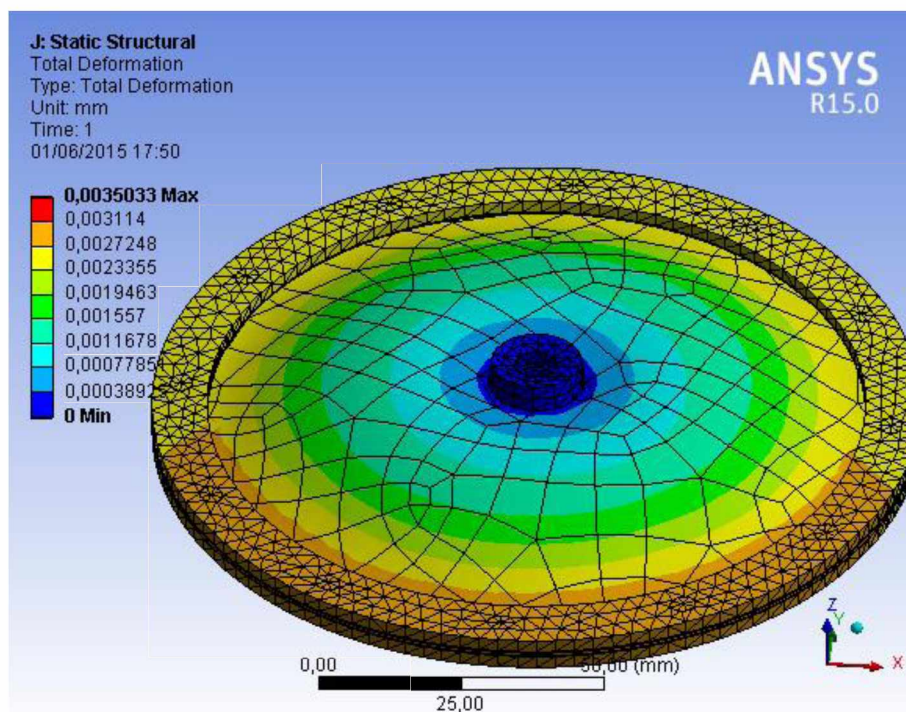


Figura 5.4 - Distribuição de deformações sobre o ADV, para o caso de aquecimento da membrana com $0,002 \text{ [W/mm}^2\text{]}$ e $h=5 \text{ [W/m}^2\text{K]}$.

Determinadas as distribuições de tensão sobre o ADV para os diversos casos, foram realizadas as análises modais e harmônicas. Alguns dos resultados mais interessantes são mostrados nas Fig. 5.5 e Fig. 5.6. Na primeira delas são mostrados os valores das frequências naturais correspondentes ao primeiro modo de vibração axissimétrico do ADV sujeito a alguns dos casos de carregamento térmico definidos. Na segunda são ilustradas as FRFs em função do fluxo de calor introduzido, mostrando a mudança progressiva do valor das frequências de ressonância conforme a condição térmica varia.

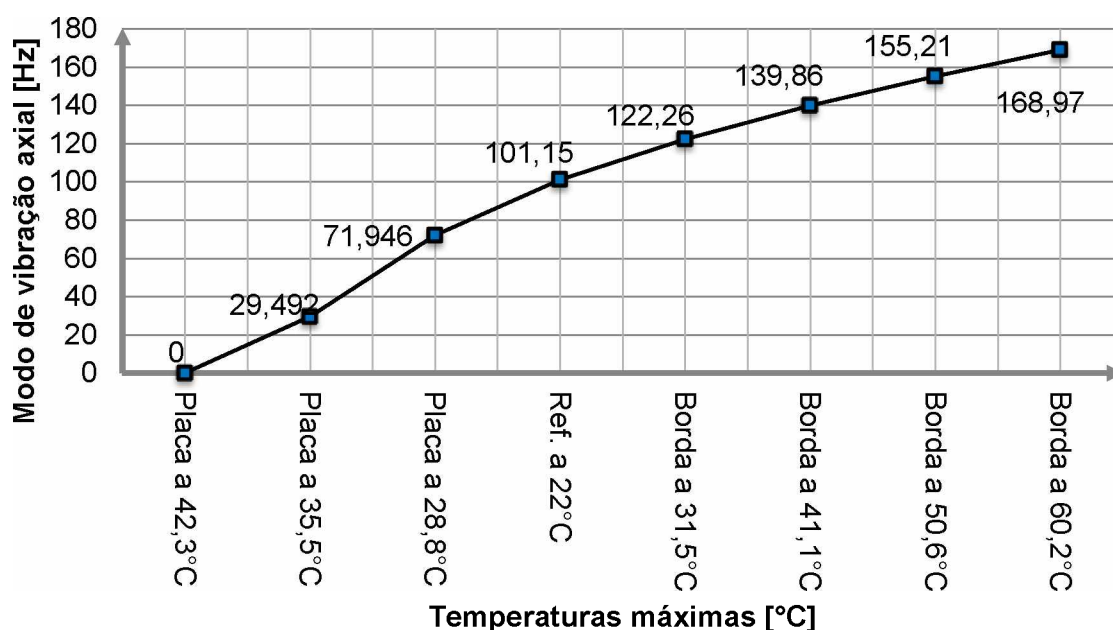


Figura 5.5 - Evolução do valor em [Hz] do modo de vibração axial do ADV conforme regiões deste são aquecidas.

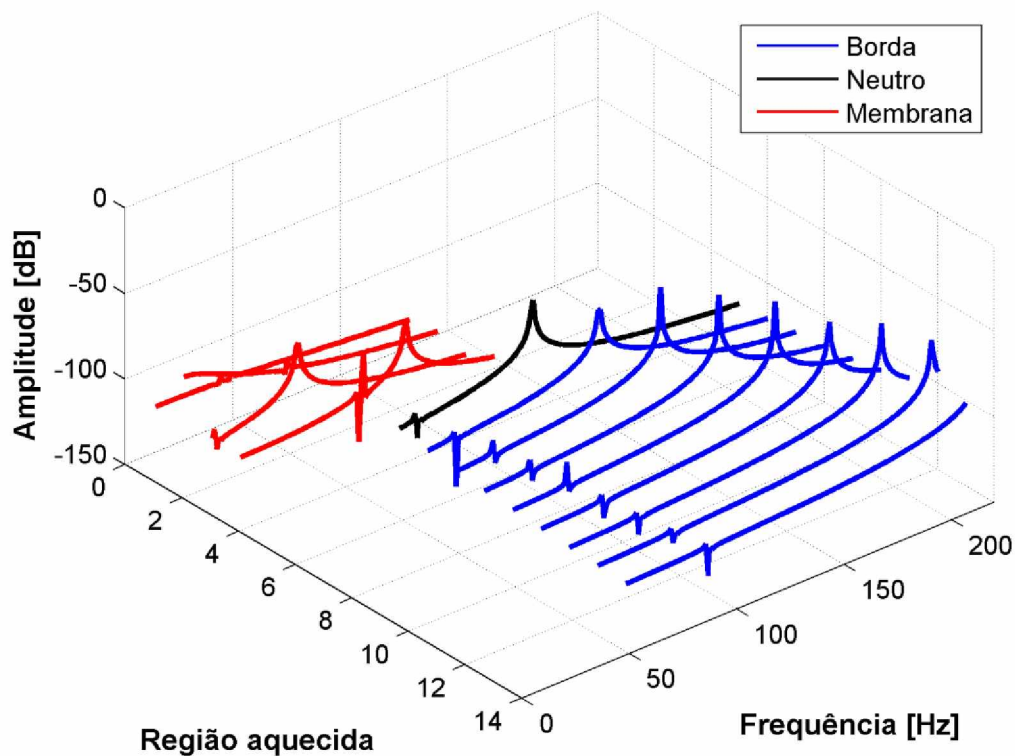


Figura 5.6 - FRFs do ADV para valores diversos de temperatura.

Como era esperado, o aquecimento da placa gerou uma queda nas frequências naturais do ADV e inversamente o aquecimento dos anéis gerou uma elevação destes valores. Observa-se que os valores da frequência natural de interesse varia substancialmente entre os casos de carregamento térmico considerados, o que confirma a possibilidade de sintonização do ADV em uma ampla faixa de frequências, desde que seja possível controlar a carga térmica a ele aplicada.

Observa-se também que as simulações com o modelo idealizado preveem a flambagem da placa do ADV para um valor de temperatura relativamente baixa (temperatura máxima de $42,3^{\circ}\text{C}$). Este fato se deve principalmente à condição de contato inserida na análise. A condição de contato entre os anéis, o isolante térmico e a membrana foi suposta, para este caso, como acoplamento perfeito. É sabido que tal condição não ocorre em casos reais e, portanto, é esperado que o resultado real do experimento apresente uma boa variação das frequências naturais com a variação da temperatura, porém nada tão acentuado como visto neste resultado numérico.

5.2. Simulação do comportamento mecânico do sistema primário

Terminada a definição da geometria do sistema primário e obtidas as frequências naturais do ADV e sua banda de variação, a estrutura primária foi dimensionada de forma que sua frequência natural fosse próxima à frequência do modo axissimétrico do ADV.

Dado que a estrutura primária consiste de um tubo de seção retangular vazada previamente definida, (ver Seção 4.4.), seu comprimento foi determinado por meio de um procedimento de otimização em MATLAB® acoplado a um programa, também em MATLAB®, de modelagem de vigas pela teoria de *Timoshenko* (TIMOSHENKO e GOODIER, 1951). O método de otimização usado para este problema inverso foi o *SQP*, ou *Sequential Quadratic Programming* (VANDERPLAATS, 2005). Para verificação, foi criado também um modelo em elementos finitos no ANSYS®, utilizando elementos sólidos tridimensionais, para determinação dos modos de vibração e frequências naturais.

A geometria gerada no ANSYS®, Fig. 5.7, bem como o resultado das análises harmônica, Fig. 5.9, e modal, Fig. 5.8, são mostrados a seguir.

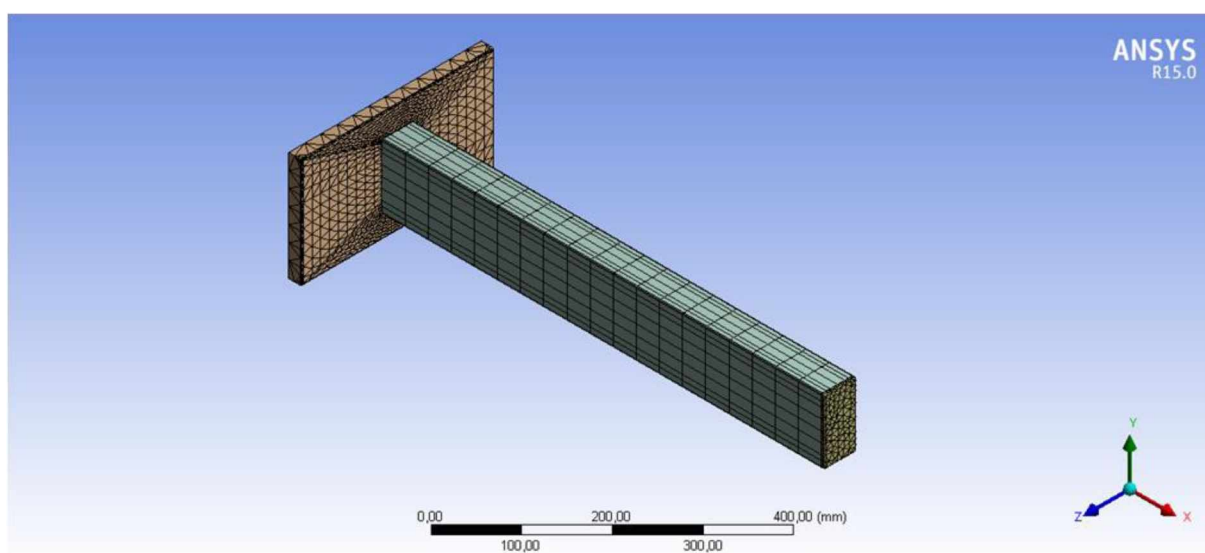


Figura 5.7 - Malha gerada para o modelo em elementos finitos da estrutura primária.

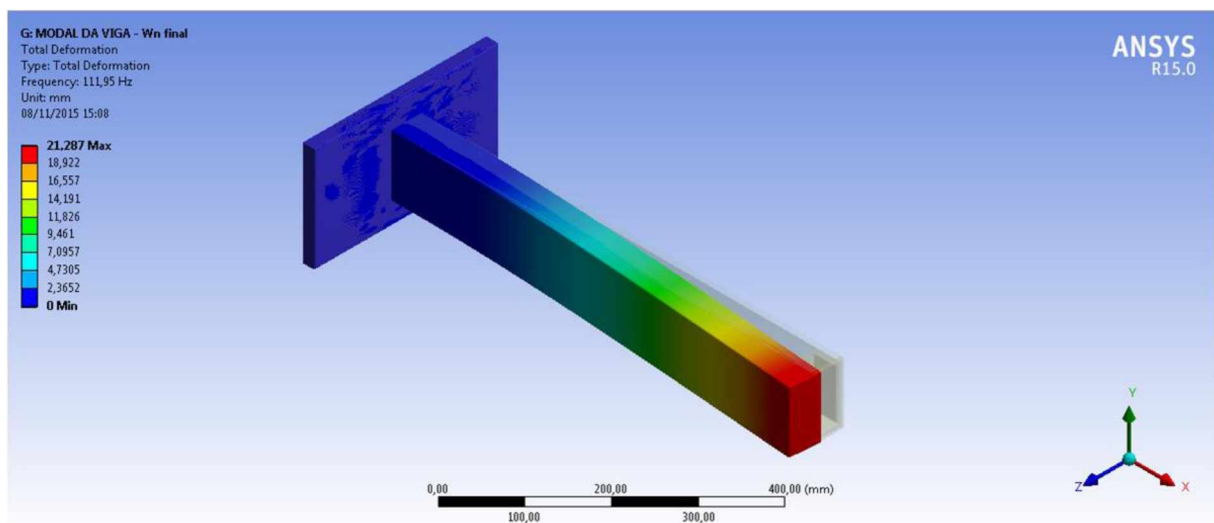


Figura 5.8 - Primeiro modo de vibração da estrutura primária.

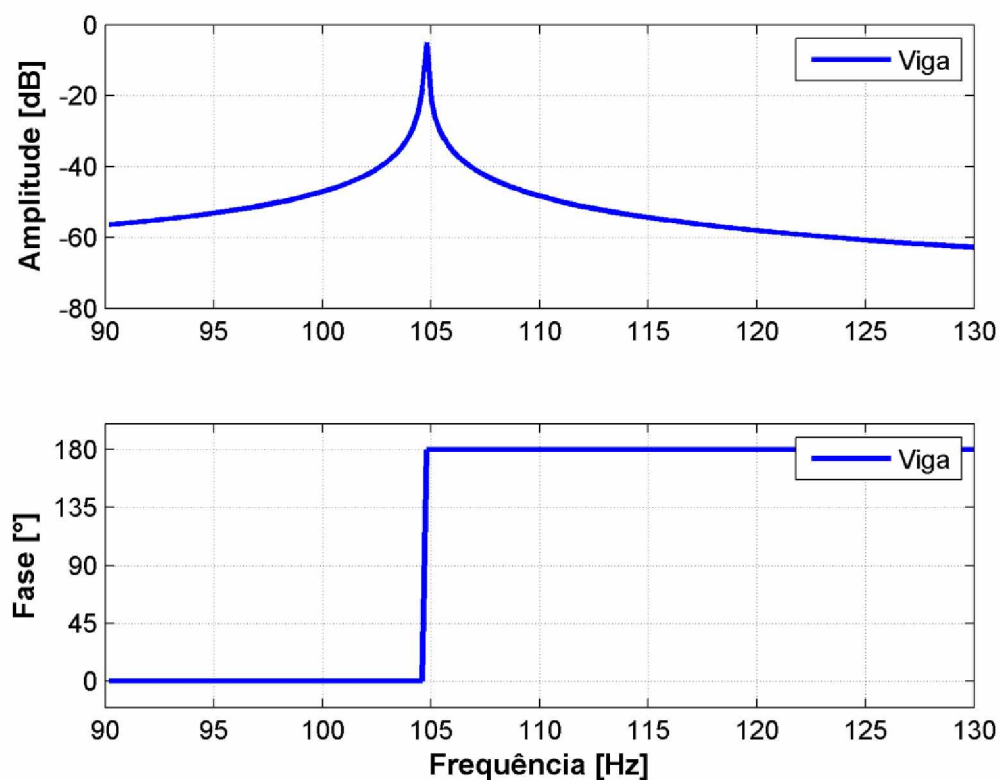


Figura 5.9 - Diagrama de Bode de uma das FRFs do sistema primário.

Como resultado, a viga projetada considerando sua base engastada teria comprimento total de aproximadamente 690 mm, resultando numa frequência natural de aproximadamente 105 Hz pela simulação no programa ANSYS®. Vale notar que os

resultados são considerados satisfatoriamente próximos levando em conta a diferentes teorias implementadas em cada programa computacional.

5.3. Simulação do comportamento mecânico do sistema completo

Uma vez definido e caracterizado o ADV, seu comportamento termomecânico, e o comportamento mecânico da estrutura primária, ambos em análises isoladas, foi realizada a caracterização do comportamento dinâmico do sistema completo, por meio de análises modal e harmônica do ADV montado sobre a extremidade livre da estrutura primária proposto na secção 4.1.

Para este estudo foi construído um modelo em elementos finitos do sistema primário e ADV acoplados, também por meio do programa ANSYS®, como pode ser visto na Fig. 5.10 e Fig. 5.11.

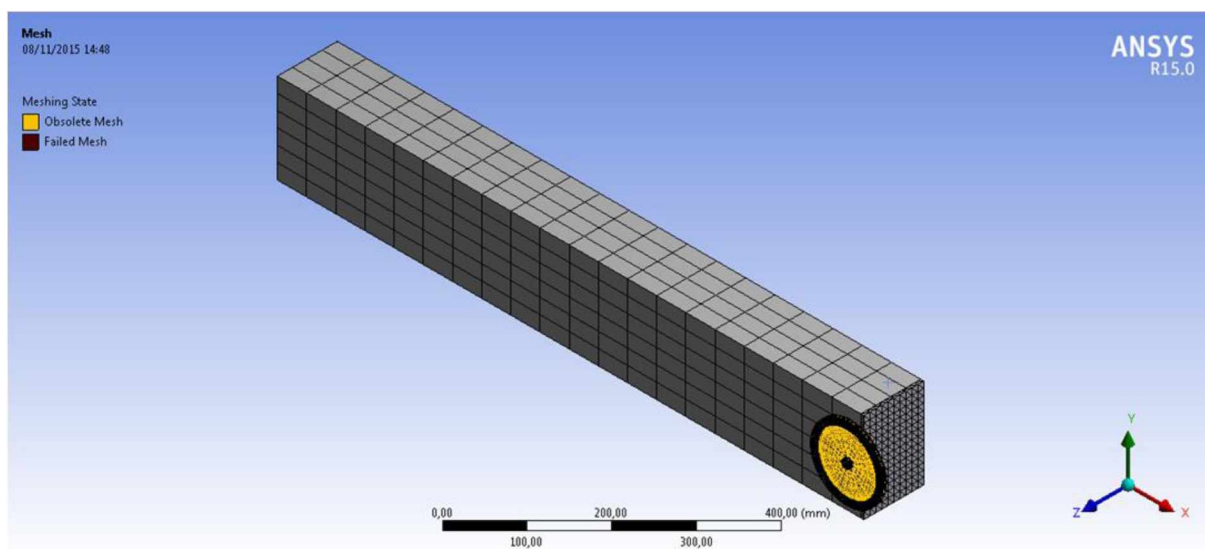


Figura 5.10 - Malha parcialmente estruturada proposta para o sistema completo, criada no software ANSYS

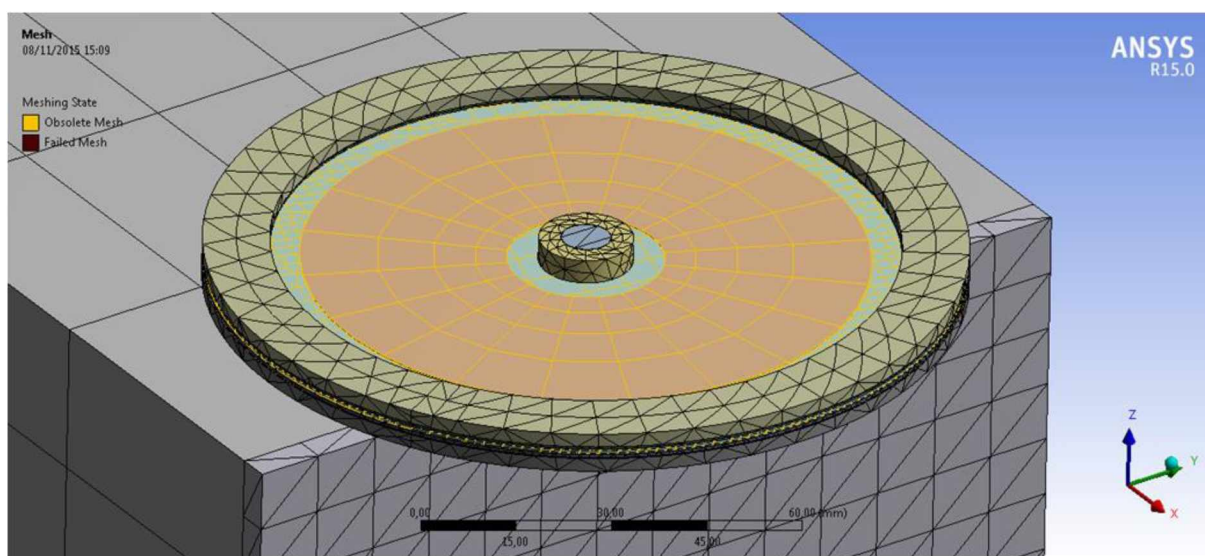


Figura 5.11 - Detalhe da malha proposta para o sistema completo na região do ADV

A partir do modelo produzido foram realizadas as análises modal e harmônica no software ANSYS®.

A Fig. 5.12 mostra uma comparação de FRFs típicas, obtidas através de análises harmônicas no programa ANSYS® em três situações: da estrutura primária (viga) isoladamente, do ADV isoladamente, e do sistema completo (ADV conectado à viga). Pode-se observar que os resultados indicam o funcionamento adequado do ADV sintonizado para a frequência natural próxima a 105 Hz (o pico de ressonância da FRF da estrutura primária é substituído por uma antirressonância na FRF do sistema acoplado).

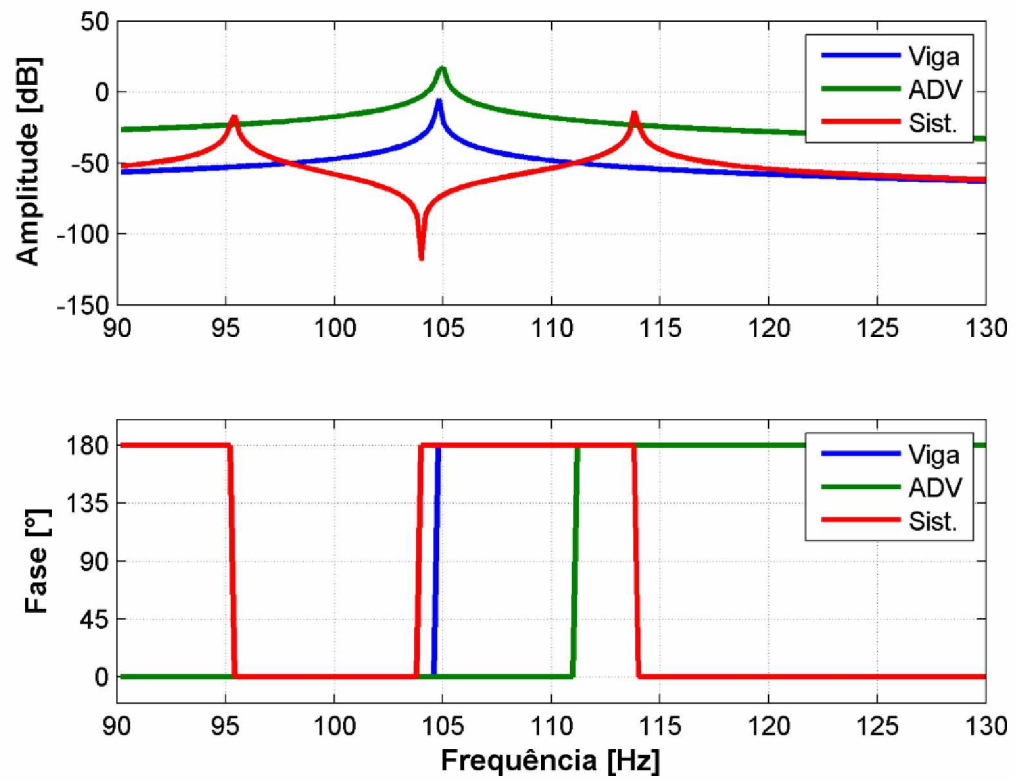


Figura 5.12 - Diagramas de Bode de FRF mostrando o funcionamento adequado do ADV sintonizado à estrutura primária.

CAPÍTULO VI

Ensaio Experimentais do ADV Termicamente Sintonizável

Neste capítulo é descrito o estudo experimental do absorvedor dinâmico de vibrações proposto, que consistiu de quatro etapas: a primeira etapa foi a construção, montagem e caracterização do ADV livre, considerado isoladamente. Num segundo momento foi realizada a construção, montagem e caracterização do sistema primário consistindo de uma viga engastada-livre. A terceira etapa foi a montagem do sistema completo e sua caracterização dinâmica. A última etapa constituiu-se da caracterização termomecânica do ADV, incluindo também a instalação dos isolantes térmicos e aquecedores resistivos.

Todo o procedimento experimental foi realizado com o uso dos seguintes equipamentos:

- a) Plataforma de análise PULSE®, da Brüel & Kjaer®, com Hardware Front-End e software LabShop®;
- b) Software ME'ScopeVES®, da Vibrant Technologies;
- c) Dois acelerômetros Brüel & Kjaer® modelo 4371;
- d) Martelo de impacto da PCB Piezotronics Inc. ® , modelo 086C03;
- e) Analisador dinâmico de sinais Agilent®, modelo 35670A;
- f) Resistores PTI Pelonis®, "Ultra Thin Flexible Heaters";
- g) Controladores de temperatura PTI Pelonis®, modelo DTC-A;
- h) Excitador eletrodinâmico uniaxial;
- i) Polytec® Laser Vibrometer, modelo OFV-50x;
- j) Câmera termográfica infravermelha portátil Flir®, modelo i7;
- k) Célula de carga PCB Piezotronics®, modelo 208C04;

I) Microcomputador.

6.1. Ensaio do ADV livre

A primeira etapa dos ensaios experimentais realizados foi a construção, ajustes e montagem do ADV, seguida de seu ensaio dinâmico em condição livre. Estes procedimentos seguiram o projeto original do ADV e os modelos usados nas simulações da melhor forma possível, havendo somente pequenos ajustes.

Vale notar que, em comparação com o sistema original projetado, o ADV real construído teve a espessura dos anéis reforçadores aumentada em 0,5 mm cada, devido à dificuldade de fabricação dos anéis com a espessura inicialmente projetada (ver Anexo 2 para o desenho dos anéis construídos). Com esta exceção, o projeto original do ADV foi executado sem modificações, resultando no dispositivo representado na Fig. 6.1.



Figura 6.1 - Ilustração da placa e anéis circulares que compõem o ADV.

Os parafusos e porcas de fixação dos anéis externos foram feitos sobre encomenda, usando aço SAE 4340, nas dimensões M2 com 1 fio de rosca e cabeças *allen*. O plug central foi executado em aço SAE 1020, assim como a barra roscada e porcas de fixação do ADV na estrutura primária (Fig. 6.2). Vale ressaltar também que o ADV foi montado sem as resistências elétricas ou os isolantes térmicos entre os anéis e a membrana.



Figura 6.2 - ADV finalizado, dispondo de uma barra roscada para fixação à estrutura primária.

O ADV finalizado foi então suspenso por um fio elástico de baixa rigidez, instrumentado com os acelerômetros e excitado durante as análises com o martelo de impacto. As funções de resposta em frequência dos diversos pontos medidos foram então adquiridas pelo software que permite reconstruir os modos de vibrar e as FRFs para todos os pontos instrumentados.

Para a realização das medidas experimentais, foram realizadas aquisições em 13 pontos, sendo um deles no centro do ADV, sobre o plug de fixação e os outros doze distribuídos sobre os anéis e imediatamente ao lado dos parafusos. Ambos os acelerômetros foram posicionados sobre a mesma face e a força foi aplicada na face oposta e na mesma posição sobre os anéis reforçadores, como mostrado na Fig. 6.3. Vale ressaltar que o acelerômetro posicionado no centro do ADV foi usado como referência, e para seu posicionamento de forma adequada a barra roscada e a porca de fixação que prendem o plug central foram lixadas, de forma a se obter uma superfície plana e suficientemente paralela à placa do ADV. O diagrama e Bode de uma das FRFs do ADV é mostrado na Fig. 6.4, ao passo que na Fig. 6.5, é ilustrada a forma modal correspondente ao primeiro modo de vibração axissimétrico.

Vale ressaltar que a frequência estimada para o ADV pelo modelo de elementos finitos gerado no software ANSYS® foi de 112 Hz, e a obtida experimentalmente foi de 114 Hz, aproximadamente, havendo, assim, uma aproximação satisfatória entre ambas.

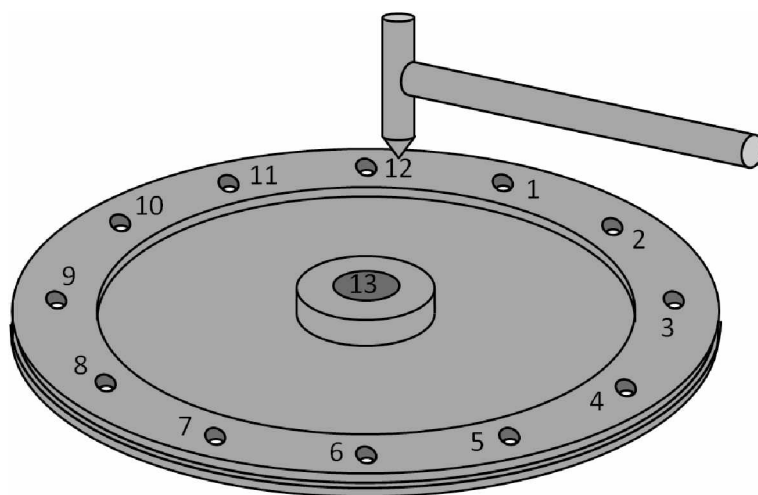


Figura 6.3 - Posições de aplicação da força e de aquisição de função resposta em frequência escolhidas para o experimento do ADV em condição de apoio livre.

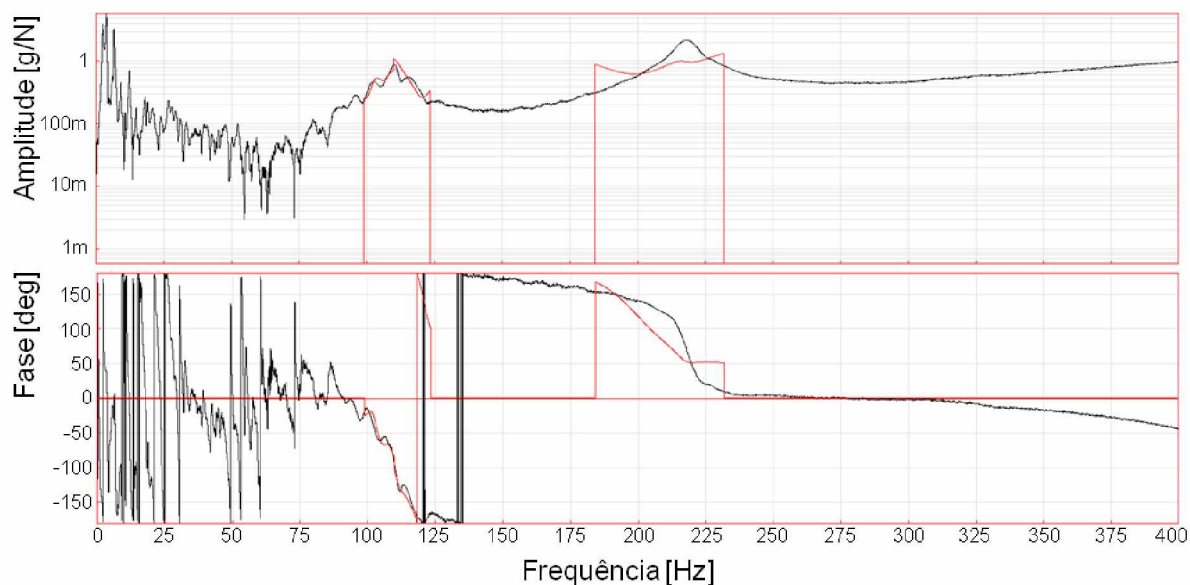


Figura 6.4 - Diagrama e Bode da FRF do ADV, obtida experimentalmente com excitação na posição 12 e acelerômetro posicionado na mesma posição.

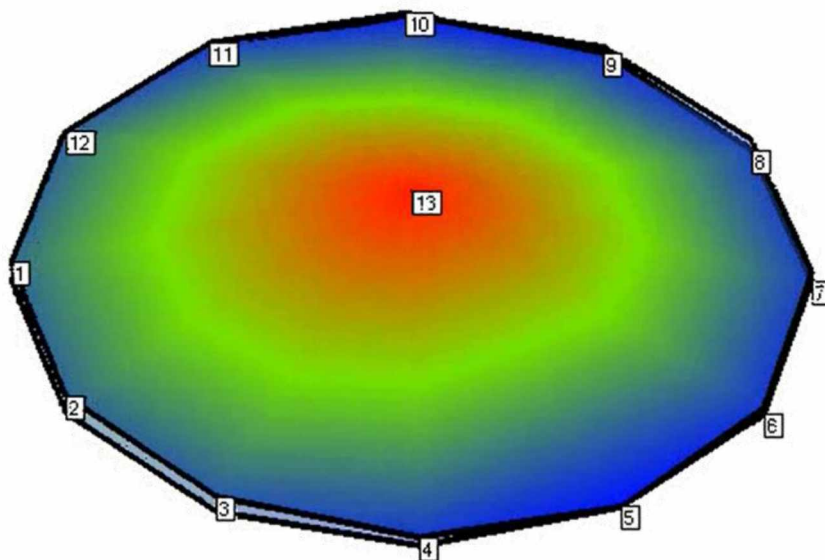


Figura 6.5 - Modo de vibração axissimétrico do ADV.

6.2. Ensaio da estrutura primária

Determinada a frequência do ADV, foi possível ajustar o modelo da estrutura primária, por meio do processo de otimização já explicitado na seção 4.2. Foi adquirido um tubo de secção retangular e construídas a base de fixação e o reforçador de extremidade do tubo (ver detalhes no Anexos 5, 6 e 7). Estas três peças configuram o sistema primário.

O sistema foi então montado na posição vertical, sobre uma mesa inercial, segundo a Fig. 6.6, por meio de três furos roscados (M8), unindo a viga à base de fixação e quatro furos (M10), ancorando a base à mesa inercial. Esta configuração foi escolhida para maximizar a rigidez da base, visto que esta foi suposta como engastada no modelo computacional e é desejável que haja boa concordância entre os modelos.



Figura 6.6 - Fixação da viga sobre a mesa inercial, realizado de forma a garantir uma rigidez adequada

A Fig. 6.7 mostra a malha de pontos definidos para instrumentação da viga durante os ensaios de vibração por impacto.

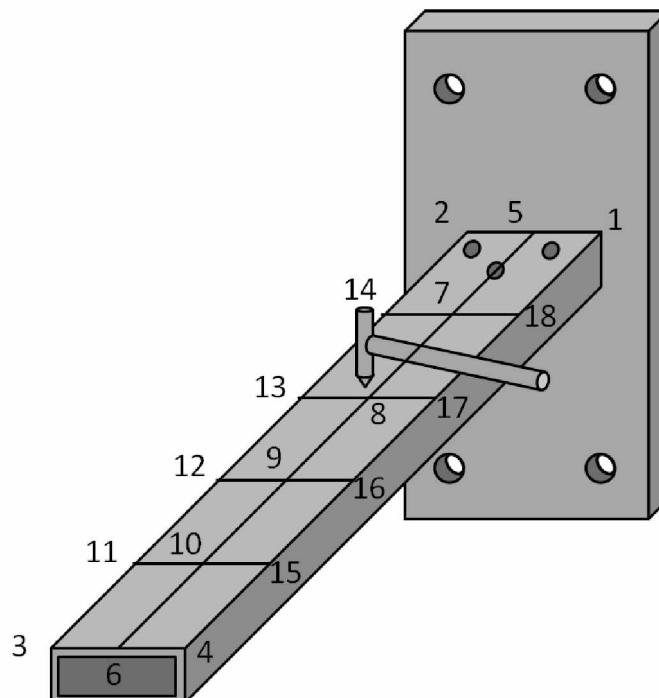


Figura 6.7 - Posições dos "nós" definidos para o sistema primário, utilizados durante o ensaio experimental

Vale ressaltar que a viga foi ensaiada sem a presença do reforçador de extremidade, o que implica que, segundo previsto pelo modelo computacional produzido com o software

ANSYS®, as frequências naturais devem ser superiores às aquelas previstas para a viga com reforçador, uma vez que este representa um acréscimo de massa. Especificamente, o modelo de elementos finitos prevê a frequência do modo de vibração de interesse (primeiro modo de flexão) com valor de 130 Hz.

A Fig. 6.8 mostra o diagrama de Bode de uma das FRFs obtidas enquanto a Fig. 6.9 ilustra a forma modal correspondente ao primeiro modo de vibração da viga, observando-se que a frequência correspondente ao primeiro modo de flexão foi identificada com valor aproximado de 131 Hz. Este valor em frequência é diferente da frequência do ADV devido à ausência do reforçador de extremidade durante a realização dos ensaios. A inserção deste, para o experimento do sistema completo, tem o mesmo efeito de uma massa concentrada na extremidade, levando a frequência da EP para os mesmos 112 Hz do ADV.

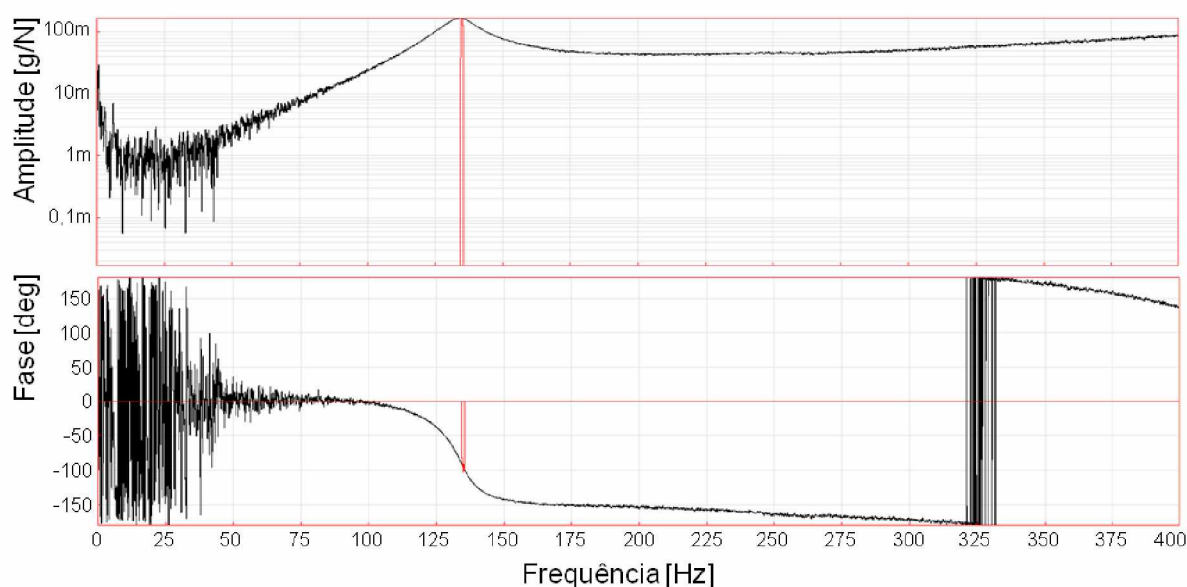


Figura 6.8 - Diagrama e Bode do sistema primário, obtida experimentalmente, com excitação na posição 8 e acelerômetro na posição 3.

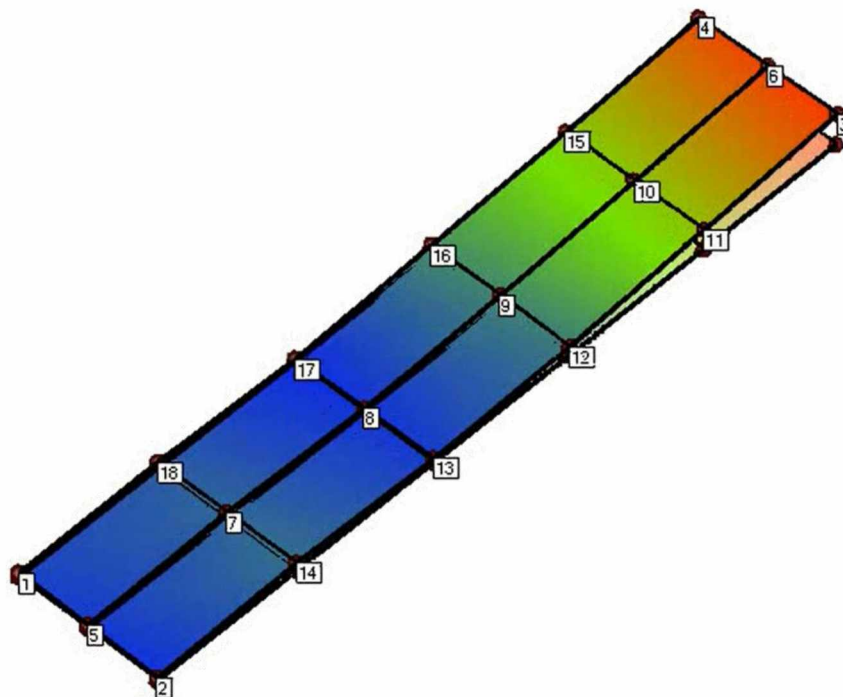


Figura 6.9 - Forma modal do primeiro modo de vibração em flexão da viga.

6.3. Ensaio do sistema completo

Finalmente, tendo caracterizado o ADV e ajustado o comprimento da viga adequadamente, de modo a sintonizá-los segundo o modelo teórico computacional, foi realizado o ensaio dinâmico do sistema completo. Neste ensaio experimental o procedimento utilizado é o mesmo já descrito anteriormente neste capítulo.

A discretização dos pontos de instrumentação sistema completo foi feita conforme apresentado na Fig. 6.10.

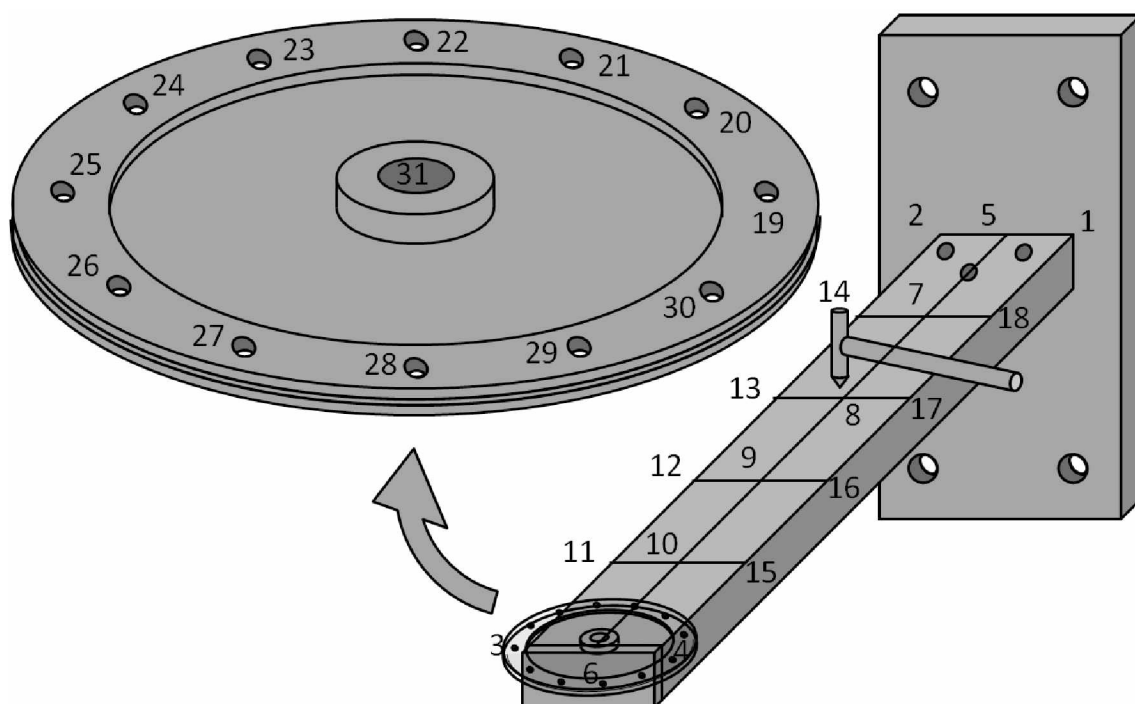


Figura 6.10 - Posições dos pontos de instrumentação para o sistema completo, utilizados durante o ensaio experimental.

Neste experimento, o ponto escolhido para a aplicação da excitação externa foi sempre o ponto 8, e os acelerômetros foram posicionados aos pares, seguindo a mesma ordem descrita para os casos anteriores para cada parte ensaiada. O diagrama de Bode da FRF do sistema completo, medida no ponto 6, coincidente com o 31 (localizado na fixação central do ADV), é apresentado na Fig. 6.11, que mostra claramente a influência do ADV, que promove redução da amplitude de vibrações na banda de frequências próxima à ressonância original. Também é apresentada na Fig. 6.12 a representação do modo de vibração do sistema completo, mostrando que as maiores amplitudes de vibração ficam confinadas ao ADV, enquanto as amplitudes são substancialmente menores na estrutura principal.

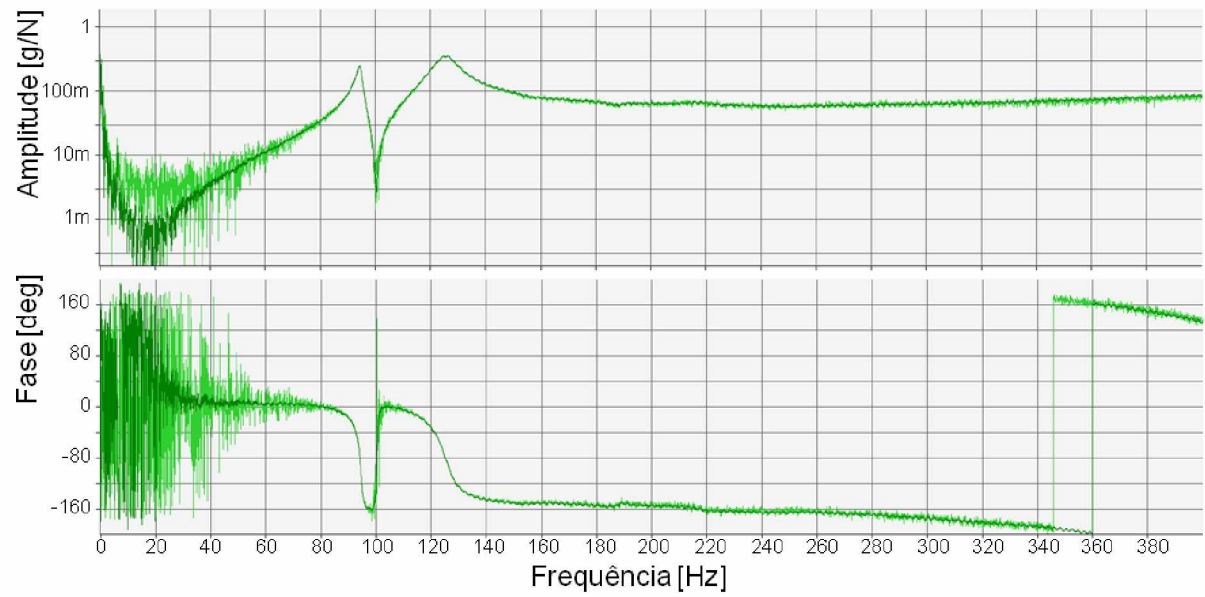


Figura 6.11 - Diagrama e Bode da FRF do sistema completo, obtida experimentalmente, para excitação na posição 8 e acelerômetro na posição 6.

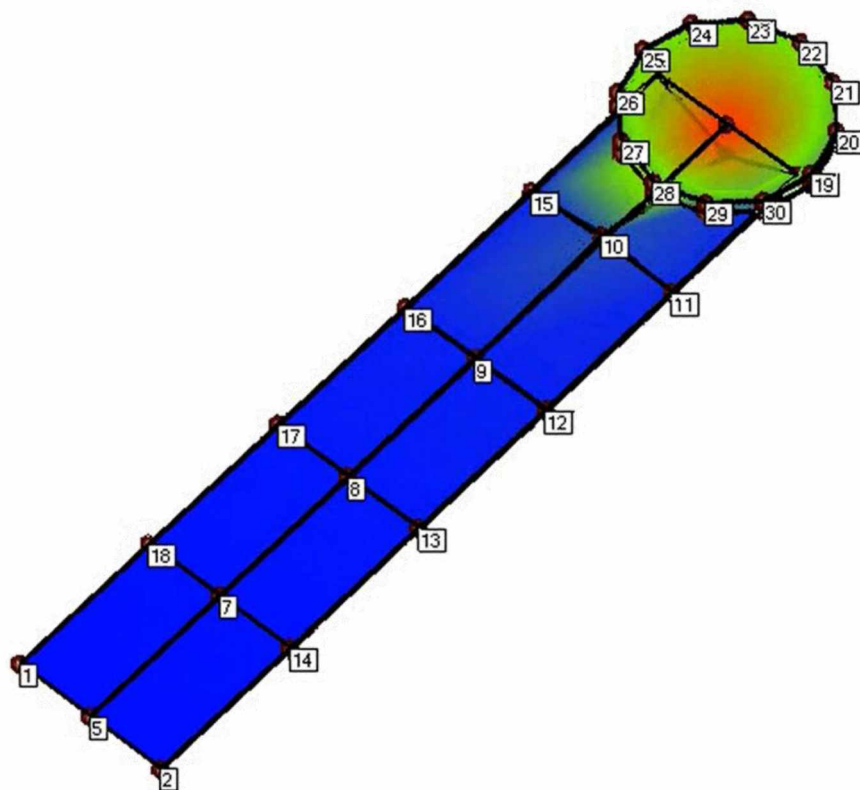


Figura 6.12 - Modo de vibração do sistema completo, identificado por meio da reconstrução computacional das diversas FRFs capturadas nos diversos pontos ensaiados.

6.4. Ensaio termomecânico do ADV

Por fim, foram realizados ensaios preliminares com a inserção dos isolantes térmicos e resistores finos no ADV, que foi ensaiado para obtenção das FRF avaliação das variações destas em função do carregamento térmico imposto. Detalhes da montagem do ADV com isoladores térmicos e resistores podem ser vistos nas Figs. 6.13 e 6.14, enquanto uma visão geral da montagem experimental pode ser vista na Fig. 6.15.

Foram utilizados três controladores que permitem controlar a temperatura em um ponto da placa e dois pontos no anel superior e no anel inferior, que foram instrumentados com termopares. Adicionalmente, as distribuições de temperatura sobre as superfícies da placa e do anel superior foram medidas com auxílio de uma câmera termográfica portátil.

O ensaio foi realizado na faixa de frequência de 0 a 800 Hz, com 1600 linhas na banda analisada, usando o analisador de sinais Agilent. A aplicação de força foi realizada por meio de um excitador eletromecânico, posicionado no eixo central do ADV. O vibrômetro laser foi utilizado para medição da resposta, com seu feixe posicionado sempre em um ponto sobre a borda do anel.

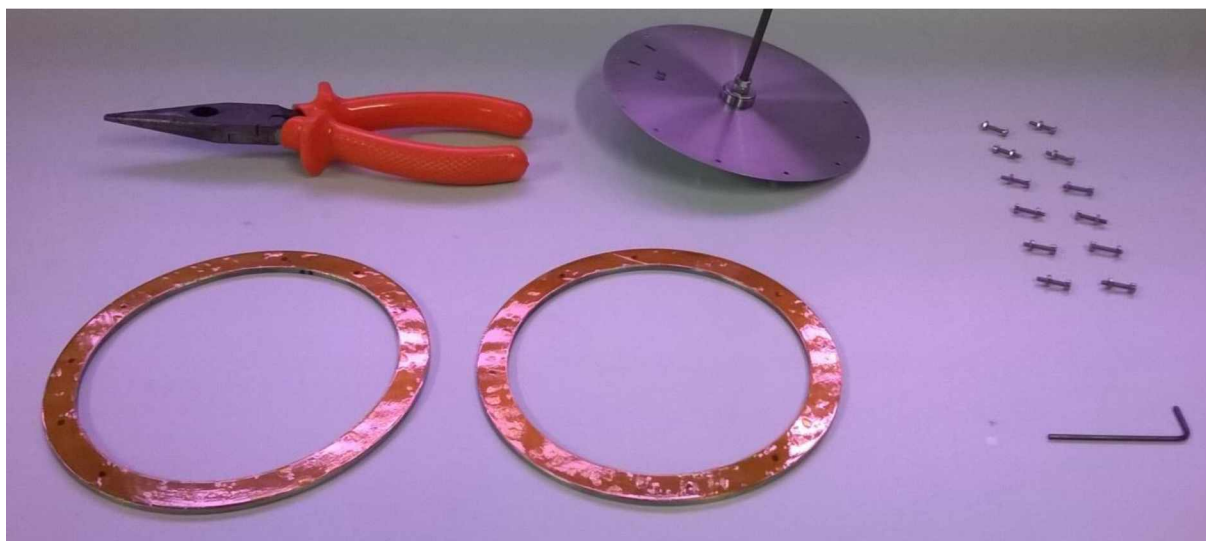


Figura 6.13 - ADV desmontado, evidenciando a inserção de isolante térmico tipo Kapton na interface da placa com os anéis.



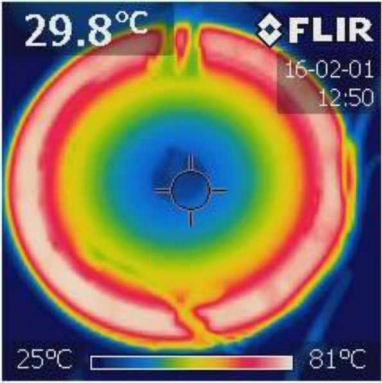
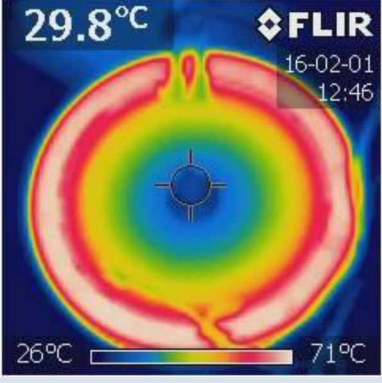
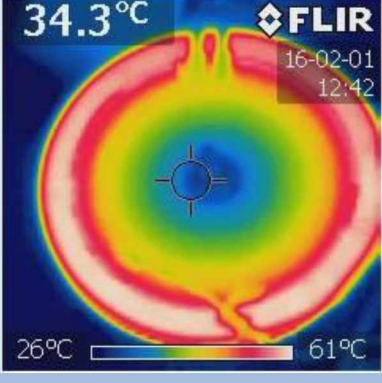
Figura 6.14 - ADV completo, apresentando os aquecedores e os isolantes térmicos devidamente posicionados.

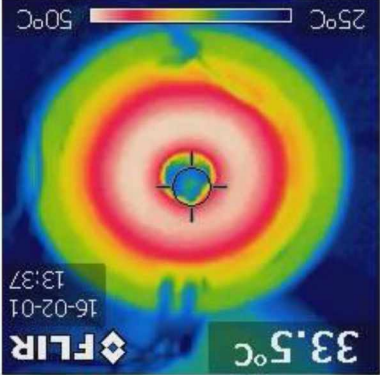
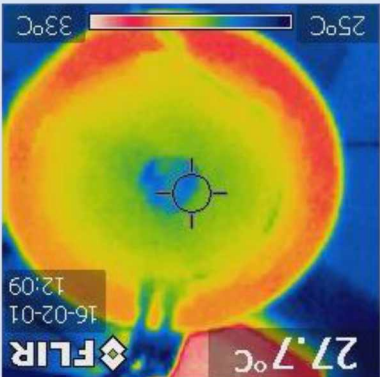
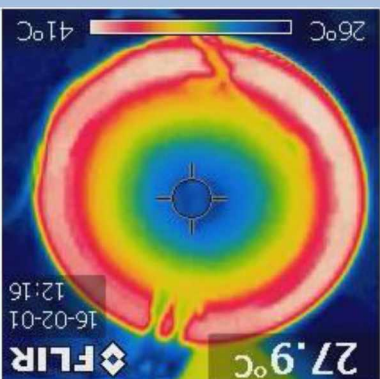
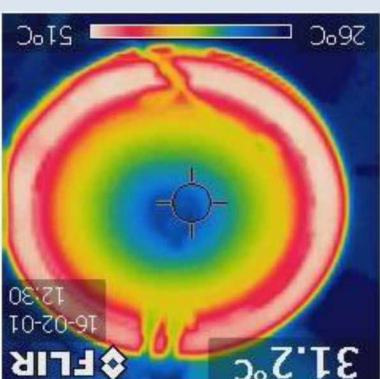


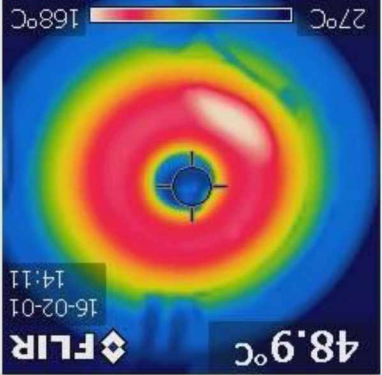
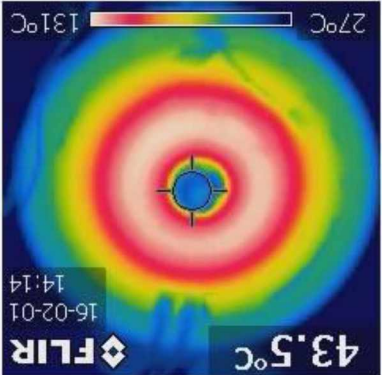
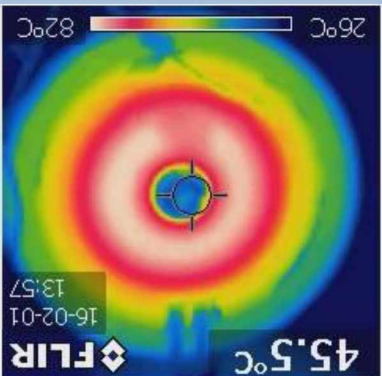
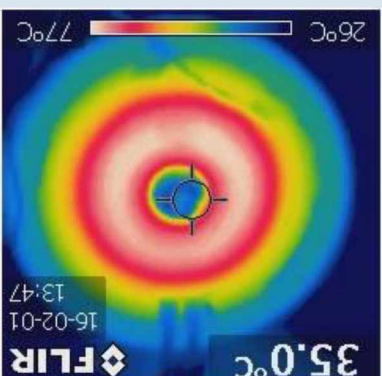
Figura 6.15 - Sistema durante a realização do ensaio experimental, evidenciando o posicionamento dos termopares, o ponto de medição do sensor laser e os controladores de temperatura.

O aquecimento foi feito com variações controladas de temperatura, definindo os casos de carregamento térmico mostrados na Tabela 6.1. Para cada caso foram obtidas FRF, cujas amplitudes são mostradas na Fig. 6.16.

Tabela 6.1 - Imagens térmicas do ADV, evidenciando a distribuição de temperaturas obtidas para as diversas configurações.

Caso	Temp. da Placa	Temp. da Borda	Imagem térmica
1	30°C	80°C	
2	30°C	70°C	
3	30°C	60°C	

7	40°C	30°C	
6	30°C	30°C	
5	30°C	40°C	
4	30°C	50°C	

11	80°C	30°C	
10	70°C	30°C	
9	60°C	30°C	
8	50°C	30°C	

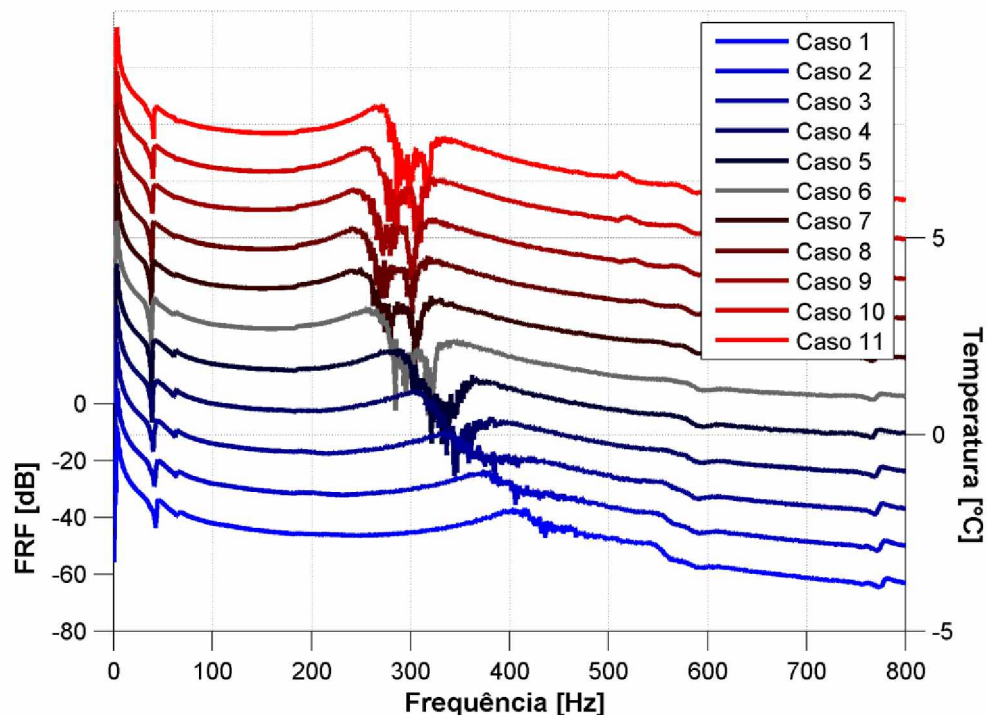


Figura 6.16 - Gráfico de amplitudes de FRFs para os diferentes casos de carregamento térmico aplicados.

Os resultados apresentados na Fig. 6.16 mostram alterações substanciais nas FRFs adquiridas em função da carga térmica aplicada, especialmente na faixa compreendida entre 200 Hz e 400 Hz, na qual se observa uma forte variação da frequência associada ao pico de ressonância indicado por estrelas. Isso comprova a influência do campo de temperaturas sobre o comportamento dinâmico do ADV.

Entretanto, há necessidade de se complementar o estudo experimental para melhor compreensão do comportamento observado. Primeiramente, é necessário confirmar, por análise modal experimental, se vibração associado ao pico indicado por estrelas na Fig.6.16 é, de fato, o modo axissimétrico do ADV cuja frequência busca-se sintonizar.

Além disso, foram observadas, durante os ensaios, as seguintes ocorrências que dificultam a comparação dos resultados experimentais com as previsões numéricas: o isolamento térmico entre os anéis e a placa, feita por meio da introdução de camadas de poliamida (Kapton) mostrou-se pouco eficiente, e foi observado o surgimento de bolhas sob o aquecedor da placa, que provocou um aquecimento não uniforme deste elemento, conforme pode ser visto na imagem termográfica do Caso 11, na Tabela 6.1. Também

evidenciado pelas imagens termográficas da Tabela 6.1 foi a diferença entre a temperatura definida nos controladores e a presente de fato no resistor da placa, de forma a modificar a resposta esperada do ADV.

CAPÍTULO VII

Conclusões gerais e perspectivas

Os resultados numéricos e experimentais obtidos durante o trabalho de pesquisa comprovam a influência de campos de temperatura não uniformes induzidos por carregamentos térmicos sobre o comportamento dinâmico de estruturas do tipo placa.

No que diz respeito aos procedimentos de simulação numérica, foi implementado e avaliado um procedimento geral e completo de modelagem por elementos finitos permitindo a previsão do comportamento dinâmico, em termos de características modais e respostas harmônicas, de estruturas sujeitas a tensões de origem térmica. Este procedimento possibilita considerar, de forma abrangente, todas as possíveis condições de calor imposto e condições de contorno mecânicas e térmicas. Neste sentido, proporciona uma ampliação dos estudos sugeridos por outros autores, nos quais os campos de temperatura são considerados impostos, uma vez que, com se sabe, na prática pode ser extremamente difícil obter um campo de temperatura prescrito.

Os resultados das simulações numéricas mostraram que as variações das frequências naturais devidas à presença de tensões de origem térmica podem ser muito significativas devendo, pois, ser consideradas quando influências térmicas estiverem presentes. Além disso, estes resultados corroboraram a possibilidade de se promover a sintonização de absorvedores dinâmicos com base em campos térmicos apropriados.

Esta possibilidade foi avaliada em uma configuração específica de ADV, com base em simulações por elementos finitos.

No tocante à avaliação experimental, resultados preliminares foram obtidos por meio de ensaios realizados sobre um protótipo ensaiado em laboratório, para os quais componentes e sensores especialmente dedicados foram utilizados. Os resultados confirmaram as variações substanciais do comportamento dinâmico em função do carregamento térmico aplicado.

Também um resultado interessante é a validação da variação *quasi-linear* da frequência com a temperatura imposta no ADV, para o caso de aquecimento das bordas. Este resultado experimental valida o conceito proposto nesta dissertação, abrindo possibilidades para estudos mais aprofundados no tema e desenvolvimento de geometrias otimizadas de ADVs baseados no princípio de enrijecimento por tensões térmicas.

Como perspectivas de trabalhos futuros, sugere-se:

- a complementação dos ensaios experimentais para melhor compreensão das influências do carregamento térmico sobre o comportamento dinâmico do ADV;
- o aperfeiçoamento do protótipo com a melhoria do isolamento térmico entre os anéis e a placa e a substituição do resistor aplicado à superfície da placa;
- implementação de um sistema de controle permitindo a sintonização automática do ADV de acordo com a frequência alvo.

Referências Bibliográficas

- AGUIRRE, L. A. **Introdução à Identificação de Sistemas**. Belo Horizonte: Editora UFMG, 2007.
- ANSYS, A. R. H. S. **ANSYS Documentation - Goal driven optimization methods**. [S.l.]: ANSYS Inc., 2013.
- ANSYS, A. R. H. S. **Mechanical APDL - Coupled Field Analysis Guide**. [S.l.]: ANSYS Inc., 2013.
- AZEVEDO, L. V.; PAIXÃO, R. F.; DANA, S. S. **Controle de vibrações em edifícios através de pêndulos suspensos**. [S.l.]. 1997.
- BIGRET, R.; FERON, J.-L. **Diagnostic, maintenance disponibilité des machines tournantes**. [S.l.]: Masson, 1995.
- BOGGS, P. T.; TOLLE, J. W. Sequential Quadratic Programming. *Acta Numerica*, Jan 1005. 1-51.
- BROCK, J. E. A note on the damped vibration absorber. *Trans. A.S.M.E.*, 1946. A284.
- CALLISTER, J. . W. D. **Ciência e Engenharia de Materiais - Uma Introdução**. 7ª Edição. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- CLARO, V. T. S.; RADE, D. A. **Influência de Tensões de Origem Térmica Sobre o Comportamento Dinâmico de Placas Retangulares**. POSMEC 2014. Uberlândia: [s.n.]. 2014.
- CLARO, V. T. S.; RADE, D. A.; STEFFEN, V. Estruturas Inteligentes - Novos Horizontes para a Engenharia. *Ciência Hoje*, São Paulo, v. 303, Maio 2013.
- CUNHA JR., S. S. D. **Estudo teórico e numérico de absorvedores dinâmicos de vibrações**. Uberlândia: FEMEC-UFU, 1999.
- DEN HARTOG, J. P. **Mechanical Vibrations**. New York: McGraw-Hill, 1956.
- DIMARAGONAS, A. **Vibrations for engineers**. [S.l.]: Prentice Hall, 1996. ISBN 2nd edition.
- FLORES, J. E. R. **Caracterização do efeito de enrijecimento por tensões e identificação de cargas em estruturas baseada em respostas dinâmicas**. Uberlândia: FEMEC - UFU, 2004.
- FLORES, J. E. R. et al. Force identification of mechanical systems by using particle swarm optimization. *AIAA/ISSMO Multidisciplinary Analysis and Optimization Conference*, Aug-Sep 2004. Nº 4583.

- FRAHM, H. **Device for Damping Vibrations of Bodies**. [S.I.]. 1911.
- GÉRARDIN, M.; RIXEN, D. **Mechanical Vibrations - Theory and Application to Structural Dynamics**. U.K.: John Wiley & Sons, 1997.
- H. MORADI, F. B.-N. & M. R. M. Tuneable vibration absorber design to suppress vibrations. **Journal of Sound and Vibration**, 2008. 93-108.
- HROVAT, D.; BARAK, P.; RABINS, M. Semi-active versus Passive or Active Tuned Mass Dampers for Structural Control, v. 109, n. nº 3, pp.691-705, 1983.
- INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 6th Edition. ed. [S.I.]: John Wiley & Sons, 2006.
- JACQUOT, R. G. Optimal Dynamic Vibration Absorber for General Beam Systems, v. 60, pp. 535-542, 1978.
- JOHNS, D. J. **Thermal Stress Analysis**. [S.I.]: Elsevier Science and Technology Books, 1965.
- KORENEV, B. G.; REZNIKOV, L. M. **Dynamic Vibration Absorbers. Theory and Technical Applications**. [S.I.]: John Wiley & Sons, Ltd, 1993.
- KRISHNAKUMAR, K.; GOLDBERG, D. E. Control system optimization using genetic algorithms. **Journal of Guidance, Control and Dynamics**, May-June 1992. 735-740. doi: 10.2514/3.20898.
- KRYSINSKY, T.; MALBURET, F. **Mechanical Vibrations, Active and Passive Control**. London: ISTE Ltd., 2007.
- LADSON, L. S. et al. Design and Testing of a Generalized Reduced Gradient Code for Nonlinear Programming. **ACM Transactions on Mathematical Software**, 1978. 43-50.
- LAMANCUSA, P. L. W. & J. S. A variable stiffness vibration absorber for minimization of transient vibrations. **Journal of Sound and Vibration**, 1992. 195-211.
- MAN, K.-F.; TANG, K. S.; KWONG, S. **Genetic Algorithms**. [S.I.]: Springer, 1999. ISBN 978-1-4471-0577-0.
- MARQUES, R. F. A. **Estudo teórico e numérico de absorvedores dinâmicos de vibrações ativos e adaptativos**. Uberlândia: FEMEC, 2000.
- MEAD, D. J. Vibration and buckling of flat free-free plates under non-uniform in-plane thermal stresses. **Journal of Sound and Vibration**, 11 March 2003. 141-165.
- MEIROVITCH, L. **Elements of Vibration Analysis**. 2nd Edition. ed. New York: McGraw-Hill, 1986.
- MEIROVITCH, L. **Fundamentals of Vibrations**. New York: McGraw-Hill, 2001.
- NEWTON, I. **Philosophiae naturalis principia mathematica**. London: [s.n.], v. Vols. 1 a 3, 1687.

NISSEN, J. B. H. & J.-C. The broadband dynamic vibration absorber. **Journal of Sound and Vibration**, 1982. 573-578.

NOCEDAL, J.; WRIGHT, S. J. **Numerical Optimization**. [S.I.]: Springer, 2006. ISBN 0-387-30303-0.

PERNER, M. et al. Avoiding defectes in manufacturing processes: A review for automated CFRP production. **Robotics and computer-integrated manufacturing**, v. Vol. 38, p. Pages 82-92, April 2016. ISSN doi:10.1016/j.rcim.2015.10.008.

PRICE, K.; STORN, R. M.; LAMPINEN, J. A. **Differential Evolution**. [S.I.]: Springer, 2005. ISBN 978-3-540-31306-9.

RADE, D. A. & S. J. . V. **Optimization of Dynamic Vibration Absorbers Over a Frequency Band**. Proceedings of the 17th International Modal Analisis Conference. Kissimee, FL: [s.n.]. 1999. p. 188-193.

RADE, D. A.; LIMA, A. M. G.; BOUHADDI, N. Optimization of viscoelastic systems combining robust condensation and metamodeling. **Journao of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, Rio de Janeiro, v. 32, December 2012.

RADE, D. A.; STEFFEN JR., V. **Encyclopedia of Vibrations - Absorbers, Vibrations**. London: Academic Press - A Division of Harcourt Inc., v. Vol. 1, 2002.

RAO, S. **Mechanical Vibrations**. 5th edition. ed. [S.I.]: Prentice Hall, Pearson , 2011.

REZNIKOV, B. G. Konerev. & Leonid. M. **Dynamic Vibration Absorbers**. Chichester: John Wiley & Sons, 1993.

ROJAS, J. E. et al. Identification of external loads in mechanical systems through heuristic based optimization methods and dynamic responses. **Latin American Journal of Solids and Structures**, Jan 2004. 297-318.

RUSTIGHI, E.; BRENNAN, M. J.; MACE, B. R. A shape memory alloy adaptive tuned vibration absorber: design and implementation. **Smart Materials and Structures**, 26 November 2004.

SALYARDS, K. A.; FIRMAN III, R. J. **Review of Generic and Manufacturer Design Criteriafor Vibration-Sensitive Equipment**. Proceedings of the IMAC-XXVII. Orlando, Florida, USA: Society for Experimental Mechanics Inc. 2009.

SILVANANDAM, S. N.; DEEPA, S. N. **Introduction to Genetic Algorithms**. [S.I.]: Springer, 2008. ISBN 978-3-540-73190-0.

STEFFEN, V.; LOBATO, F. S. **Engineering System Design With Multi-Objective Differential Evolution**. 19th International Congress of Mechanical Engineering - COBEM 2007. Brasília: ABCM. 2007.

STEFFEN, V.; LOBATO, F. S. **ENGINEERING SYSTEM DESIGN WITH MULTI-OBJECTIVE DIFFERENTIAL EVOLUTION**. 19th International Congress of Mechanical Engineering - COBEM 2007. Brasília: ABCM, 2007.

TIMOSHENKO, S. **Theory of Elastic Stability**. New York: McGraw-Hill, 1936.

TIMOSHENKO, S.; GOODIER, J. N. **Theory of Elasticity**. 2nd Edition. ed. New York: McGraw Hill, 1951.

TSURUTA, K. M. **Investigação Numérica e Experimental de Dispositivos Piezelétricos Combinando Geração de Energia e Atenuação de Vibrações**. Uberlândia: FEMEC - UFU, 2015.

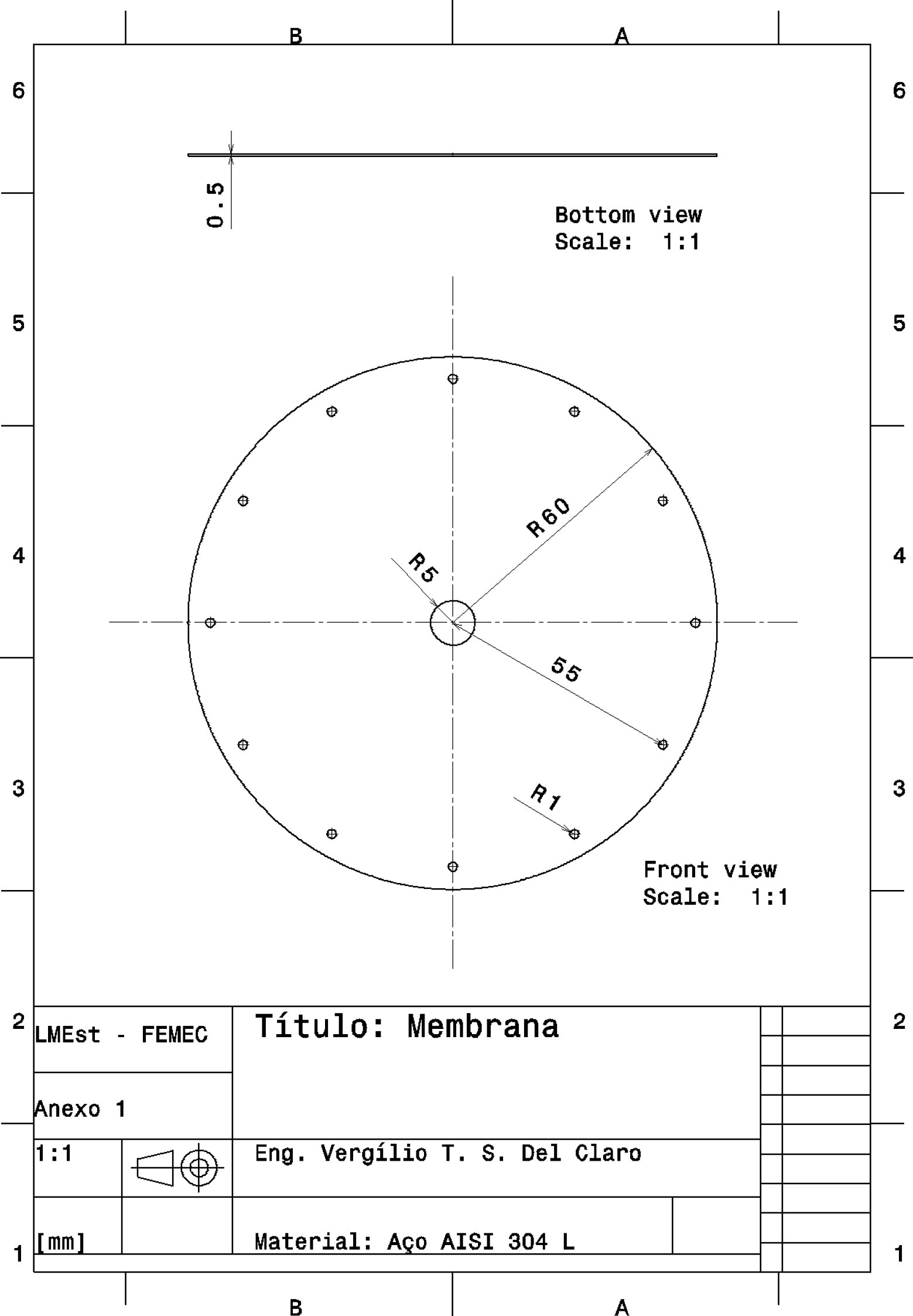
VANDERPLAATS, G. N. **Numerical Optimization Techniques for Engineering Design**. Colorado Springs: Vanderplaats Research and Development Inc., 2005.

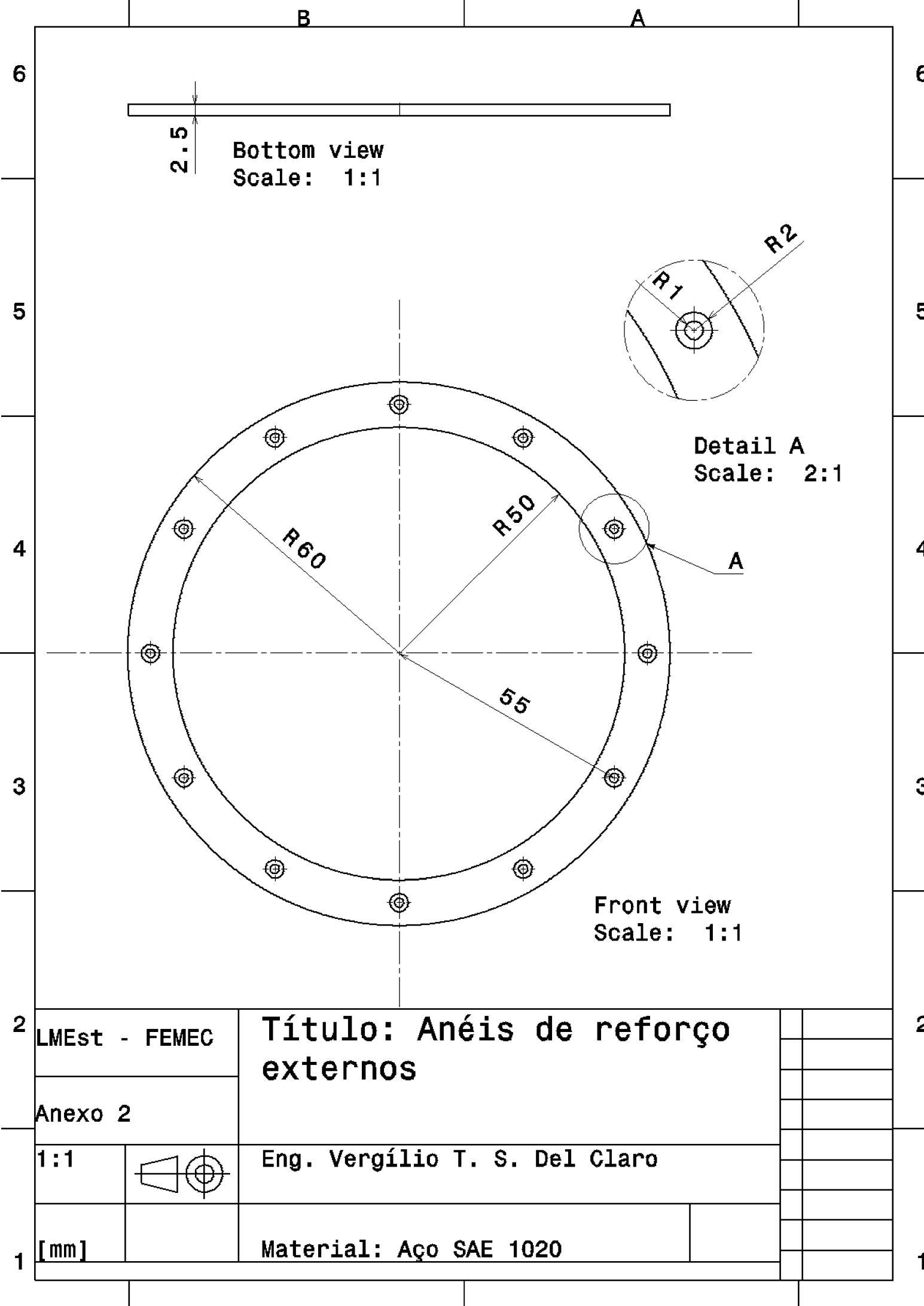
WARBURTON, G. B. . A. E. O. Optimum Absorber Parameters for Simple Systems. **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, vol. 8, 1980. 197-217.

ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L. **The Finite Elements Method for Solid and Structural Mechanics**. 6th Edition. ed. London: Elsevier, 2005.

Anexos

Nestes anexo são apresentados os materiais complementares à dissertação, mais especificamente os desenhos técnicos do projeto do absorvedor dinâmico de vibrações proposto.





LMEst - FEMEC

Anexo 2

1:1

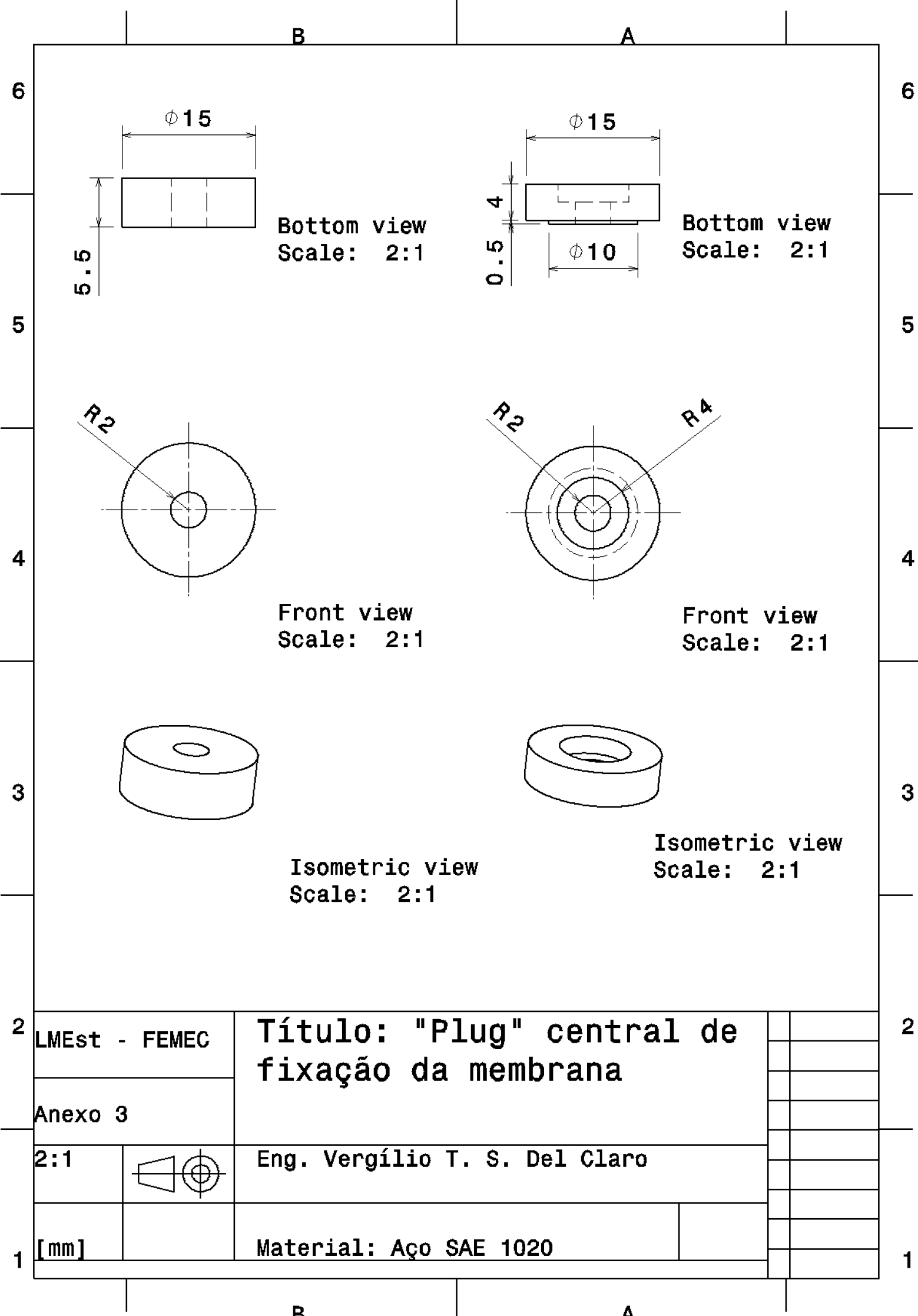


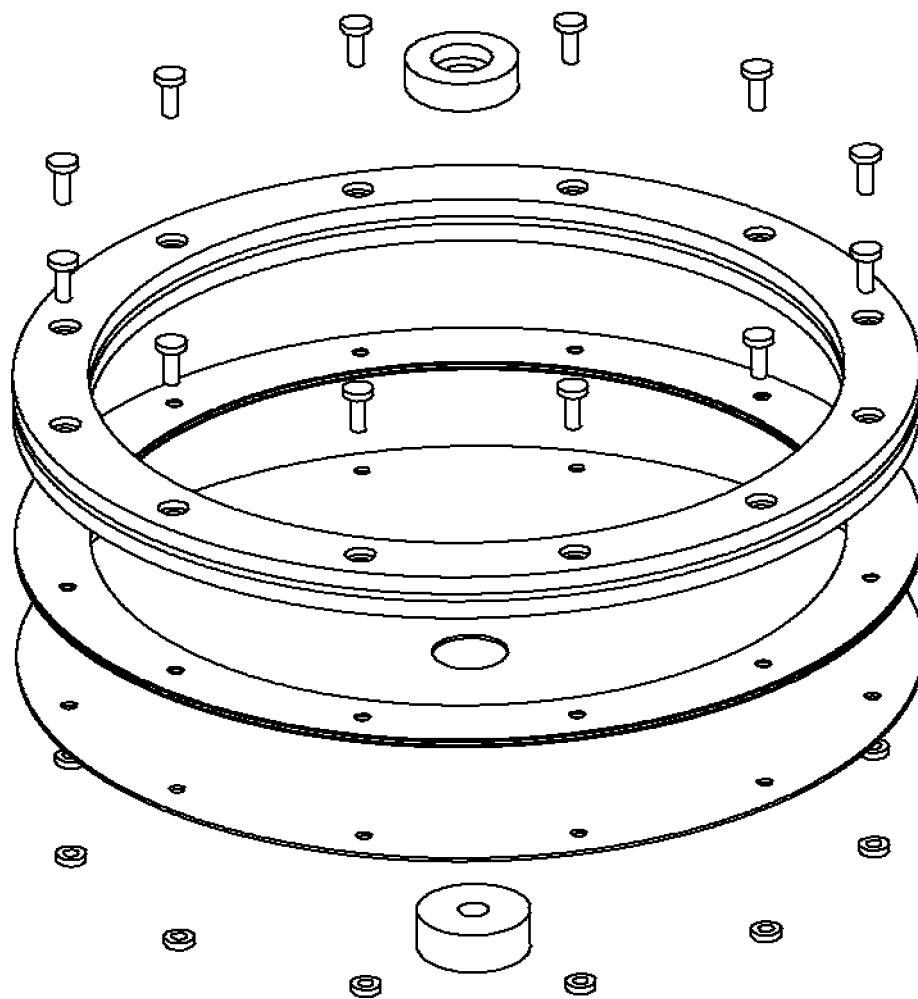
[mm]

Título: Anéis de reforço externos

Eng. Vergílio T. S. Del Claro

Material: Aço SAE 1020





Exploded view
Scale: 1:1

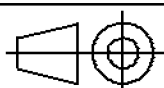
Nº	Nome
1	Plug - superior
2	Parafusos M2
3	Anéis de reforço
4	Isolante térmico
5	Membrana
6	Porcas M2
7	Plug - inferior

LMEst - FEMEC

**Título: ADV completo em
vista explodida**

Anexo 4

1:1



Eng. Vergílio T. S. Del Claro

[mm]

Material: Diversos

B

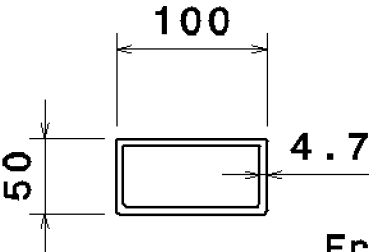
A

6

6

5

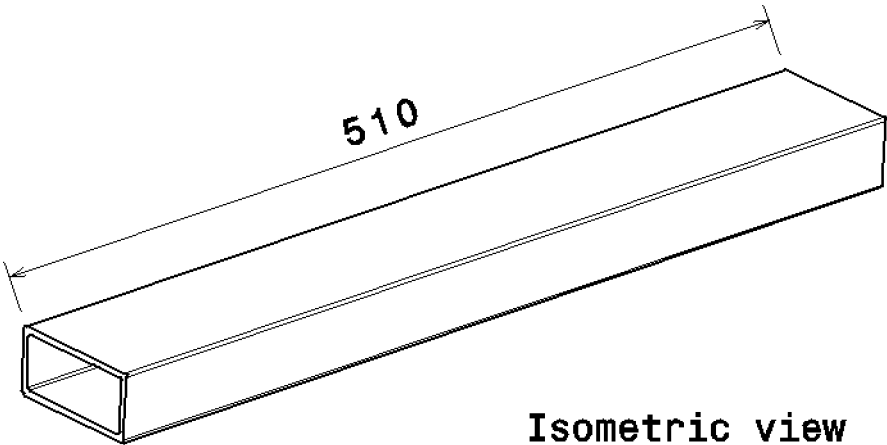
5



Front view
Scale: 1:5

4

4



Isometric view
Scale: 1:5

3

3

2

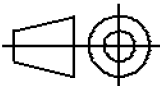
2

LMEst - FEMEC

Título: Viga de secção
retangular vazada - estru-
tura primária

Anexo 5

1:5



Eng. Vergílio T. S. Del Claro

[mm]

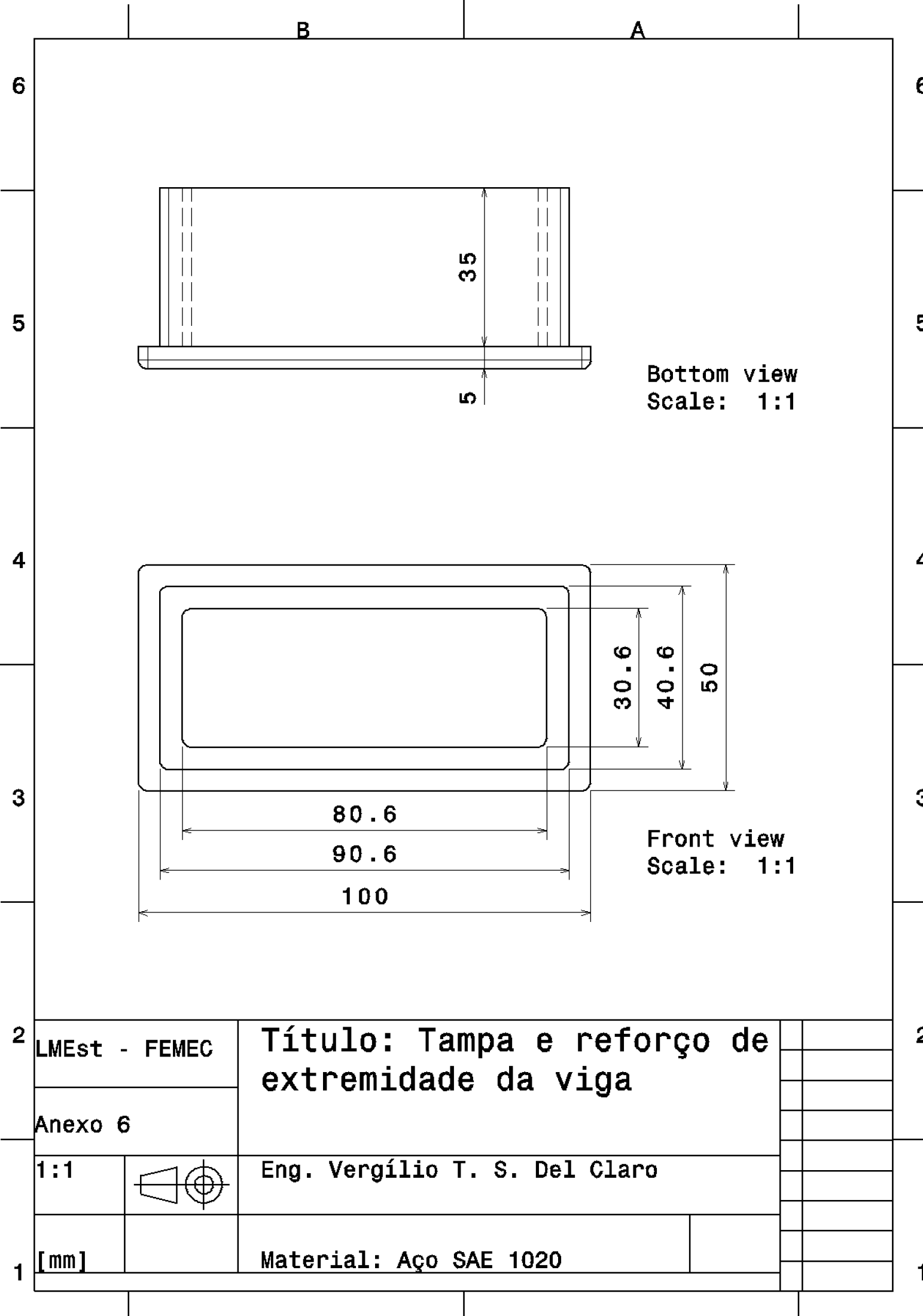
Material: Aço SAE 1020

1

1

B

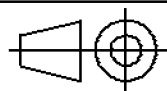
A



LMEst - FEMEC

Anexo 6

1:1

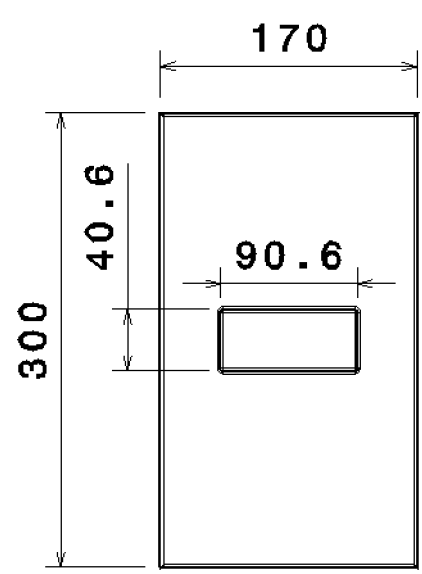


[mm]

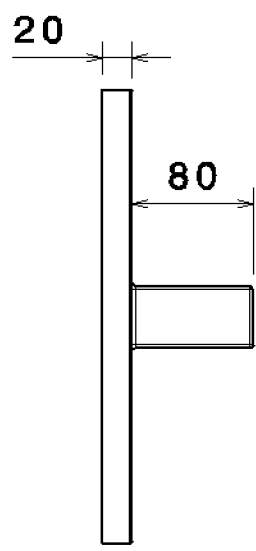
Título: Tampa e reforço de extremidade da viga

Eng. Vergílio T. S. Del Claro

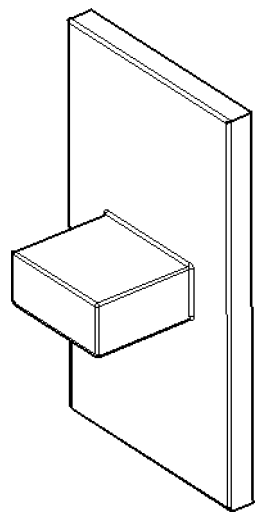
Material: Aço SAE 1020



Front view
Scale: 1:5



Left view
Scale: 1:5



Isometric view
Scale: 1:5

LMEst - FEMEC	
Anexo 7	
1:5	
[mm]	

Título: Base para fixação da viga

Eng. Vergílio T. S. Del Claro

Material: Aço SAE 1020