



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CAMPUS FLORIANÓPOLIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

JESUS ALBERTO ORTIZ MARTINEZ

**FLUXO DE ENERGIA VIBRATÓRIA DO COMPRESSOR AO GABINETE
DE UM REFRIGERADOR TÍPICO**

FLORIANÓPOLIS

2019

JESUS ALBERTO ORTIZ MARTINEZ

**FLUXO DE ENERGIA VIBRATÓRIA DO COMPRESSOR AO GABINETE
DE UM REFRIGERADOR TÍPICO**

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Arcanjo Lenzi, PhD.

Florianópolis

2019

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Martinez, Jesus Alberto Ortiz
Fluxo de energia vibratória do compressor ao gabinete de
um refrigerador típico / Jesus Alberto Ortiz Martinez ;
orientador, Arcanjo Lenzi, 2014.
180 p.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2014.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Vibrações. 3. Refrigerador. 4.
Fluxo de energia. 5. Elementos finitos. I. Lenzi, Arcanjo.
II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Jesus Alberto Ortiz Martinez

**FLUXO DE ENERGIA VIBRATÓRIA DO COMPRESSOR AO GABINETE DE UM
REFRIGERADOR TÍPICO**

O presente trabalho em nível de doutorado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Arcanjo Lenzi, PhD.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Claudio Melo, PhD.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Marcus A. Viana Duarte, Dr.Eng.
Universidade Federal de Uberlândia

Prof. Andrey R. da Silva, PhD
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Milton Dias Junior, Dr.Eng.
Universidade Estadual de Campinas

Prof. Roberto Jordan, Dr.Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Certificamos que esta é a versão original e final do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de doutor em Engenharia Mecânica

Prof. Dr. Armando Albertazzi Gonçalves Jr,
Coordenador do Curso

Prof. PhD. Arcanjo Lenzi,
Orientador

Florianópolis, 22 de setembro de 2014.

... A Deus pelas bênçãos sem fim.

AGRADECIMENTOS

Inicialmente gostaria de agradecer ao prof. Arcanjo pela oportunidade de realizar o doutorado sob sua orientação, pela confiança em mim depositada e pelas orientações e conhecimentos transmitidos.

Ao CNPq, pelo apoio financeiro, por meio da bolsa de estudo.

À Embraco, pelo suporte e disposição das instalações e materiais fornecidos para o desenvolvimento desta tese.

Este trabalho não seria possível sem o apoio dos colegas do LVA. Em especial gostaria de agradecer ao Olavo, Eros, Renato, Lian, Andrey, Thiago, Rodrigo que participaram ativamente deste trabalho.

À Ford, em nome do Gilberto Geri e Sérgio Prati, pela compreensão da ausência e pelo tempo disponibilizado para a finalização deste trabalho.

Aos professores da banca pela participação e contribuições.

À minha mãe e meus irmãos pelo apoio moral.

À minha esposa pelo amor, parceria, compreensão e o apoio sem o qual não seria possível a finalização deste trabalho.

RESUMO

Em sistemas domésticos de refrigeração o compressor representa uma das principais fontes de vibração e de ruído radiado pelo gabinete. A energia vibratória é transmitida ao gabinete através de vários caminhos tais como a placa base do compressor e os tubos de sucção e descarga, além da radiação direta da carcaça. Este trabalho analisa o fluxo de energia vibratória através destes caminhos. Inicialmente, foram quantificados experimentalmente os fluxos de energia vibratória através de cada caminho utilizando a técnica *OTPA*. Em seguida, uma análise dinâmica, experimental e numérica, dos principais componentes do refrigerador foi realizada. As propriedades dos materiais de cada componente foram encontradas através de ensaios dinâmicos e técnicas de ajuste de modelos. Tipos de elemento e considerações para a modelagem dos componentes do refrigerador são apresentadas. Em seguida, foi desenvolvido um modelo numérico do refrigerador sendo consideradas as excitações geradas pelo compressor. Na análise numérica final, a velocidade normal da superfície, os modos de vibração do refrigerador e densidade de energia de deformação são utilizados para correlacionar os resultados numéricos com os experimentais.

Palavras-chave: Refrigerador. Vibração. Potência Sonora. OTPA. Fluxo de Energia.

ABSTRACT

In domestic refrigeration systems the compressor is one of the main sources of vibration and noise radiated by the cabinet. The vibration energy is transmitted to the cabinet through various paths such as compressor base support plate and the suction and discharge pipes, as well as direct radiation from the housing. This work analyzes the flow of vibration energy through these paths. Initially, the vibration energy flows was experimentally quantified through each path using OSPA technique. Then, a dynamical analysis, experimental and numerical, of the main refrigerator components was performed. The material properties of each component were found through dynamic testing and model fitting techniques. Element types and considerations for modeling refrigerator components are presented. Next, a numerical model of the refrigerator was developed considering the excitations generated by the compressor. In the final numerical analysis, normal surface velocity, vibration modes and strain energy density are used to correlate numerical with experimental results.

Keywords: Refrigerator. Vibration. Sound Power. OSPA. Power Flow.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Conexões do compressor com o refrigerador: 1) compressor, 2) tubo de sucção, 3) tubo de descarga, 4) isoladores, 5) placa base, 6) condensador.	21
Figura 2.1 - Refrigerador típico: à esquerda desenho esquemático de um refrigerador e seus componentes; à direita o ciclo padrão de refrigeração por compressão mecânica de vapores, seguido do diagrama pressão-entalpia (P-h).....	23
Figura 2.2 - Níveis de potência sonora do sistema de refrigeração, comparados com registros de potência sonora do compressor.	26
Fonte: ORTIZ, 2009.	26
Figura 2.3 – Componente do fluxo de energia em uma placa plana fina.	32
Figura 2.4 – Forças, momentos e deslocamentos que contribuem no fluxo de energia em um isolador.	34
Figura 2.5 – Configuração de acelerômetros utilizada na determinação experimental da aceleração longitudinal e angular em um tubo.	38
Figura 2.6 - Modelos de escoamento bifásico em tubos verticais.	41
Figura 2.7 – Modelos de fluxo bifásico em tubos horizontais.	42
Figura 2.8 – Diagrama de escoamento bifásico de <i>Baker</i> para tubos horizontais utilizado no trabalho desenvolvido por Han.	42
Figura 2.9 – Sistema massa - mola - amortecedor de um grau de liberdade.	44
Figura 2.10 – Transmissibilidade de um sistema massa – mola – amortecedor com diferentes valores de amortecimento.	45
Figura 2.11 – Representação de um sistema de massa m suportada por dois isoladores.	46
Figura 2.12 – Massa m suportada por dois isoladores verticais e dois isoladores horizontais colineares.	47
Figura 2.13 - Sistema placa-mola-massa.	48
Figura 2.14 – Mobilidade pontual generalizada de uma da placa base.	49
Figura 2.15 Base do sistema tipo: (a) placa, (b) flange (c) flange <i>cantilever</i>	50
Figura 2.16 – Mobilidade pontual generalizada do suporte do sistema (piso).	50
Figura 2.17 – Isolador de duas fases com a massa do isolador incluída: (a) com molas, (b) com elementos de isolamento.	53
Figura 3.1 – Sistema de monitoramento do ciclo de funcionamento do refrigerador.	61
Figura 3.2 – Definição do regime permanente no ciclo de funcionamento do refrigerador.	61
Figura 3.3 – Ensaio de medição de potência sonora na câmara reverberante: (1) Refrigerador, (2) <i>Rotating Boom</i> , (3) Microfone de campo difuso, (4) Fonte de referência.	62
Figura 3.4 – Nível médio da potência sonora do refrigerador e o desvio padrão para cada banda de frequência.	62
Figura 3.5 – Comparação entre os níveis de potência sonora de dois refrigeradores da mesma marca e modelo.	63
Figura 3.6 – Sensores de vibração e de pressão: 1) Acelerômetros tri-axiais na base do compressor, 2) Acelerômetro tri-axial no tubo de sucção, 3) Acelerômetro tri-axial no tubo de descarga, 4) Acelerômetros na carcaça do compressor, 5) Sensor de pressão no tubo de sucção do compressor.	71

Figura 3.7 - Ensaio de medição em câmara reverberante utilizado na análise operacional de cainhos. Localização de: 1) Refrigerador, 2) <i>Rotating Boom</i> , 3) Microfone de campo difuso, 4) Torso.	72
Figura 3.8 – Análise de contribuições dos caminhos para o ruído radiado do refrigerador.	73
Figura 3.9 – Comparação entre a pressão acústica medida e pressão acústica sintetizada por meio do algoritmo de OTPA.	73
Figura 3.10 – Análise de contribuições: cancelamento.	74
Figura 4.1 - Condensador tipo arame sobre tubo.....	77
Figura 4.2 – Peças de conexão do condensador. Na esquerda, peça utilizada nos pontos superiores <i>A</i> . Na direita peça utilizada nos pontos inferiores <i>B</i>	77
Figura 4.3 – Balança <i>METTLER Toledo - XS205</i> utilizada na determinação da massa específica dos materiais.	78
Figura 4.4 – Ensaio para a determinação do módulo de elasticidade do tubo do condensador.	79
Figura 4.5 – Mobilidade de transferência da viga de tubo do condensador.	80
Figura 4.6 – Mobilidade de transferência da viga de arame do condensador.	80
Figura 4.7 – Seção do condensador. O tamanho da seção foi determinado baseado na periodicidade da estrutura.....	82
Figura 4.8 – Malha 1.	83
Figura 4.9 – Malha 2.	83
Figura 4.10 – Malha 3.	84
Figura 4.11 – Ensaio de análise modal da seção do condensador utilizando martelo de impactação e acelerômetro.	85
Figura 4.12 – Modos de vibração da seção do condensador identificados na primeira análise modal experimental.	85
Figura 4.13 – Problema de posicionamento apresentado na análise modal experimental da seção do condensador.	86
Figura 4.14 - Análise modal experimental utilizando excitador electrodinâmico e vibrômetro laser.....	86
Figura 4.15 – Resultados da análise modal experimental da seção do condensador.....	87
Figura 4.16 – Modos de vibração da malha 1.....	88
Figura 4.17 – Modos de vibração da malha 2.....	89
Figura 4.18 – Modos de vibração da malha 3.....	90
Figura 4.19 - Análise de correlação dos 6 primeiros modos de vibração.....	92
Figura 4.20 – Número de elementos na seção transversal do tubo.....	93
Figura 4.21 – Análise de correlação dos 6 primeiros modos de vibração da malha 3 com 8, 10, 12 e 14 elementos na circunferência.....	94
Figura 4.22 – Ensaio do condensador na condição rigidamente engastada.....	96
Figura 4.23 – Massa de correção da inertância.	96
Figura 4.24 – Inertância experimental e após de ser corrigida pelos efeitos da massa do sensor e do elemento de conexão.....	97
Figura 4.25 – Modelo do condensador com condições de contorno e carga utilizada na verificação numérica – experimental.....	97

Figura 4.26 – Inertância pontual experimental e numérica. Modelo utilizando elementos tipo PIPE16 para representar o tubo do condensador.	98
Figura 4.27 – Inertância pontual experimental e numérica. Modelo utilizando elementos tipo SHELL63 para representar o tubo do condensador.	98
Figura 4.28 – Teste para determinar a FRF pontual da conexão.	99
Figura 4.29 – Resultados do teste de impactação realizado na conexão. Esquerda superior espectro da força, esquerda inferior FRF inertância. Direita superior aceleração e direita inferior coerência dos sinais.	100
Figura 4.30 – Amostra da conexão utilizada, em formato de viga, na determinação das propriedades do material.	101
Figura 4.31 – Ensaio para a determinação das propriedades do material da conexão.	101
Figura 4.32 – FRF pontual sobre a viga de material da conexão.	102
Figura 4.33 - Resultados do processo de ajuste das propriedades do material das conexões do condensador.	104
Figura 4.34 – FRF numérica da viga de material da conexão com os valores das propriedades ajustadas.	105
Figura 4.35 – Modos de vibração da conexão A.	106
Figura 4.36 – Modos de vibração da conexão B.	107
Figura 4.37 – Condições de contorno do condensador.	108
Figura 5.1 – Placa base do compressor.	109
Figura 5.2 – Análise modal experimental da placa base.	110
Figura 5.3 – Esquema de medição da placa base. 1) Acelerômetros, 2) Placa Base e 3) Martelo de impactação.	110
Figura 5.4 – Resultados da análise modal experimental da placa base. Modos de vibração, frequências naturais e amortecimento estrutural.	111
Figura 5.5 – Malha do modelo da placa base.	112
Figura 5.6 – Modos de vibração numéricos da placa base.	112
Figura 5.7 – Condições de carga utilizada para a análise harmônica.	113
Figura 5.8 – Comparação entre a inertância do modelo numérico e a obtida experimentalmente.	113
Figura 5.9 – Representação do sistema de um grau de liberdade.	114
Figura 5.10 – Dispositivo projetado para a avaliação da rigidez dinâmica do isolador.	116
Figura 5.11 – Ensaio para a determinação da rigidez dinâmica vertical do isolador. (1) Cabeça de impedância, (2) dispositivo, (3) sensor de força, (4) acelerômetro, (5) <i>Shaker</i>	117
Figura 5.12 – Rigidez dinâmica do isolador na direção vertical para diferentes condições de pré-carga.	117
Figura 5.13 – Curvas de rigidez vertical do isolador obtidas após o ajuste.	118
Figura 5.14 – Fator de amortecimento do isolador para diferentes condições de pré-carga. Ajuste polinomial.	118
Figura 5.15 – Fator de amortecimento do isolador para diferentes condições de pré-carga. Ajuste exponencial.	119
Figura 5.16 – Ensaio para a determinação da rigidez dinâmica do isolador na direção transversal. (1) Martelo, (2) dispositivo, (3) Acelerômetro.	120
Figura 5.17 – Rigidez dinâmica transversal do isolador.	121

Figura 5.18 - Curvas de rigidez transversal do isolador obtidas após o ajuste.....	121
Figura 6.1 – Gabinete do Refrigerador e as suas dimensões gerais.	123
Figura 6.2 – Dimensões da viga sanduíche.	128
Figura 6.3 – Análise modal experimental da viga sanduíche. Pontos de medição sobre a chapa de aço.....	129
Figura 6.4 – Resultados da análise modal experimental da viga sanduíche. Modos de vibração, frequências naturais e razões de amortecimento.	130
Figura 6.5 – Tipos de elementos analisados para modelar as chapas externas da viga sanduíche. Da esquerda à direita: elemento sólido de 8 nós, elemento tipo casca de 4 nós e elemento sólido de 20 nós.	131
Figura 6.6 – Frequências naturais do primeiro (esquerda) e do quarto (direita) modo de flexão dos 12 modelos da viga sanduíche.	133
Figura 6.7 - Frequências naturais do primeiro e quarto modo de torção dos 12 modelos da viga sanduíche.	133
Figura 6.8 - Modos de vibração da viga sanduíche com propriedades iniciais, na condição prévia ao ajuste. O * indica os modos identificados experimentalmente.....	135
Figura 6.9 – Gráfico de 45° e resíduo das frequências naturais do modelo inicial da viga sanduíche em relação aos resultados experimentais.....	136
Figura 6.10 – Resultados da análise de sensibilidade para os nove primeiros modos da viga.	138
Figura 6.11 – Malha do gabinete.....	141
Figura 6.12 – Modos de vibração e frequências naturais numéricas do gabinete do refrigerador.	142
Figura 6.13 – Análise modal experimental do gabinete. Na esquerda a configuração geral. Na direita superior acelerômetros utilizados. Na direita inferior o excitador electrodinâmico. ..	143
Figura 6.14 – Modos de vibração e frequências naturais experimentais do gabinete do refrigerador na condição livre-livre.....	144
Figura 6.15 – Análise das frequências naturais experimentais e numéricas do gabinete.	145
Figura 6.16 – Malha da porta.....	146
Figura 6.17 – Modos de vibração e frequências naturais numéricas da porta.....	147
Figura 6.18 – Configuração geral do teste de análise modal realizada na porta.	148
Figura 6.19 – Modos de vibração e frequências naturais experimentais da porta do refrigerador.....	149
Figura 6.20 - Análise das frequências naturais experimentais e numéricas da porta.	150
Figura 6.21 – Conexões da porta com o gabinete. À esquerda a dobradiça e à direita a selo de vedação.	150
Figura 6.22 – Modelo numérico representativo da dobradiça.	151
Figura 6.23 – Modelo numérico representativo do selo de vedação.	151
Figura 6.24 – Análise modal experimental do conjunto porta-gabinete.....	152
Figura 6.25 – Frequências naturais e modos de vibração experimentais da porta conectada ao gabinete.....	153
Figura 6.26 – Modos de vibração e frequências naturais numéricas do modelo porta-gabinete.	153
Figura 6.27 – Análise modal experimental do conjunto porta-gabinete.....	154

Figura 6.28 – Modos de vibração identificados na análise modal experimental do conjunto porta-gabinete.	155
Figura 6.29 – Modos de vibração numéricos do conjunto porta-gabinete.	156
Figura 7.1 – Vistas laterais do modelo do refrigerador.	157
Figura 7.2 – Interfaces entre os componentes.	158
Figura 7.3 – Conexões entre a placa base e o gabinete do refrigerador.	158
Figura 7.4 – Conexões do condensador ao gabinete.	159
Figura 7.5 - Posicionamento dos acelerômetros na placa base e tubos de sucção e descarga.	160
Figura 7.6 – Forças nas direções X, Y e Z no ponto 1 sobre a placa base.	160
Figura 7.7 – Forças nas direções X, Y e Z no ponto 2 sobre a placa base.	161
Figura 7.8 – Forças nas direções X, Y e Z no ponto 3 sobre a placa base.	161
Figura 7.9 - Forças nas direções X, Y e Z no ponto 4 sobre a placa base.	161
Figura 7.10 – Forças no tubo de sucção (ponto 5).	163
Figura 7.11 – Forças no tubo de descarga do compressor ou entrada do condensador (ponto 6).	163
Figura 7.12 – Condições de contorno consideradas no modelo do refrigerador.	164
Figura 7.13 – Pressão acústica medida dentro da câmara reverberante durante o teste realizado para a determinação das cargas operacionais.	165
Figura 7.14 – Campo das velocidades normais na superfície do refrigerador a 59Hz.	166
Figura 7.15 Modo de vibração a 58,54 Hz.	166
Figura 7.16 - Energia de deformação a 59Hz.	167
Figura 7.17 - Distribuição das velocidades normais na superfície do refrigerador a 261Hz.	167
Figura 7.18 – Modos do refrigerador: 240,37Hz e 281,8Hz	168
Figura 7.19 – Densidade de energia de deformação a 261Hz.	168

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Constantes βL da Equação (4.2).	81
Tabela 4.2 Módulos de elasticidade do tubo e do arame em GPa para o n -ésimo modo.	81
Tabela 4.1 – Amortecimento estrutural dos 12 modos de vibração da Figura 4.15.	87
Tabela 4.1 – Frequências naturais (Hz) dos principais modos de vibração da seção do condensador.	91
Tabela 4.1 – Resultados da análise modal utilizando elemento tipo casca com diferentes teorias.	93
Tabela 4.1 – Valores de resíduo em relação às frequências naturais experimentais. Análise do número de elementos na circunferência.	94
Tabela 4.1 - Frequências naturais antes e depois do processo de ajuste das propriedades do material.	104
Tabela 5.1 – Propriedades do aço utilizadas no modelo da placa base.	111
Tabela 5.1 – Massas das partes do dispositivo (kg).	116
Tabela 5.1 - Parâmetros do ajuste linear ($kmi = a * f + b$) da rigidez vertical do isolador.	118
Tabela 5.1 – Parâmetros do ajuste de η . Ajuste polinomial.	119
Tabela 5.2 – Parâmetros do ajuste de η . Ajuste exponencial.	119
Tabela 5.1 – Fatores de amortecimento determinados utilizando o método da banda de meia potência.	121
Tabela 6.1 - Propriedades dos materiais do gabinete do refrigerador determinadas por meio de ensaios estáticos. Fontes: * ORESTEN (2003), ** RAMM (2007), ‡ BRINGHENTI (2012).	125
Tabela 6.2 - Propriedades dos materiais do gabinete do refrigerador determinadas por meio de ensaios dinâmicos.	126
Tabela 6.3 - Propriedades dos materiais do gabinete ajustados a partir de ensaios dinâmicos realizado em uma viga sanduíche.	127
Tabela 6.1 – Propriedades iniciais utilizadas no modelo da viga sanduíche.	132
Tabela 6.1 – Valores do intervalo dos parâmetros definido para o ajuste da viga sanduíche.	139
Tabela 6.2 – Propriedades dos materiais do gabinete após o ajuste da viga sanduíche. O * indica os valores não ajustados.	139
Tabela 6.3 – Comparação das frequências naturais da viga sanduíche antes e após do ajuste de propriedades.	140
Tabela 6.1 – Resíduo das frequências naturais dos cinco modos.	155

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
APDL	<i>ANSYS Parametric Design Language</i>
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
B&K	<i>Brüel & Kjaer</i>
BEM	<i>Boundary Element Method</i>
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CG	Centro de gravidade
FEM	<i>Finite Element Methods</i>
FRF	Função Resposta em Frequência
GL	Grau de liberdade
ISO	<i>International Standard Organization</i>
LabMAT	Laboratório de Materiais da UFSC
MPC	<i>Multipoint Constraint Element</i>
NBR	Norma Brasileira Regulamentadora
OTPA	<i>Operational Transfer Path Analysis</i>
PIPE	Elemento tipo tubo
PSAI	Poliestireno de alto impacto
PU	Espuma de poliuretano
TPA	<i>Transfer Path Analysis</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

P	potência
f	força, frequência
v	velocidade
t	tempo
\tilde{F}	valor complexo da força
\tilde{V}	valor complexo da velocidade
w	frequência angular ângulo de fase da força; velocidade
α	angular
β	ângulo de fase da velocidade
j	imaginário
e	exponencial
I	intensidade
P	período
M	momento
Z	impedância
R	resistência
X	reactância
Y	mobilidade
V^*	velocidade complexa conjugada
Z^*	impedância complexa conjugada
σ	tensão
\dot{u}	componentes de velocidade
S	área
E	módulo de elasticidade
ε	deformação módulo de cisalhamento; densidade
G	espectral cruzada
Θ	momento polar de inércia
θ	deslocamento angular
J	momento de inércia
δ	distância
f_{lim}	frequência limite
f_{ring}	frequência de anel
h	espessura da parede
d	diâmetro
c	velocidade de onda
ρ	Massa específica
P'_x	fluxo de energia
D_p	Rigidez de flexão da placa
ν	coeficiente de poisson
f	frequência
u	deslocamento
τ	rigidez
φ	deslocamento angular
Q	valor de carga
k	componente de rigidez
B	rigidez de flexão da viga

m	massa
a	aceleração
S	densidade espectral
M	número de Mach
Δr	distância
d_i	diâmetro interno
c	velocidade do som no fluido
γ	coerência
$e(I)$	erro normalizado
ρ_L	densidade do líquido
V	volume
R_0	raio
T	período; transmissibilidade
r	razão entre frequência de excitação e natural
c	coeficiente de amortecimento viscoso
ζ	coeficiente de amortecimento crítico
g	aceleração da gravidade
W	peso
X_{st}	deformação estática da mola
I	momento de inércia
Y_I	mobilidade do isolador
c_L	velocidade de onda longitudinal alta
ΔE	incremento de efetividade
$[M]$	matriz de massa
$[C]$	matriz de amortecimento
u	vetor de deslocamento
ϕ_i	autovetores do sistema
$[A]$	matriz de autovalores
L_w	nível de potência sonora
F	força
Q	velocidade de volume
\ddot{x}_m	níveis de vibração
$H_{nm}(w)$	função de transferência
H_{ij}	funções de resposta em frequência
M	número de resposta
N	número de forças
\ddot{x}_i	acelerações operacionais
q	velocidade de volume
X	matriz de referência
U	matriz unitária
Σ	matriz diagonal
V^T	matriz transposta
V	matriz unitária
Y_s	matriz de resposta sintetizada
P	massa específica da amostra
ρ_L	densidade do ar
A_{ii_med}	inertância medida
A_{ii_cor}	inertância corrigida
N	número de modos
E	módulo de elasticidade

SUMÁRIO

1	Introdução	20
1.2	Objetivos	22
2	Revisão Bibliográfica	23
2.1	Refrigerador doméstico	23
2.2	Estudos dos Caminhos de Transmissão de Energia em Sistemas de Refrigeração ...	24
2.3	Fluxo de Energia Vibratória - Potência	27
2.4	Fluxo de Energia em Tubos	36
2.5	Fluxo de Energia em Isoladores de Vibração	43
2.6	Metodologias Empregadas na Simulação e na Análise Vibroacústica de Sistemas ..	55
3	Análise Vibroacústica Experimental do Refrigerador	59
3.1	Introdução	59
3.2	Potência acústica do sistema de refrigeração	59
3.3	Análise experimental dos caminhos de transmissão	63
3.4	Síntese dos resultados	74
4	Análise Dinâmica Estrutural do Condensador	76
4.1	Introdução	76
4.2	Características do Condensador em Análise	76
4.3	Propriedades mecânicas dos materiais do condensador	77
4.4	Modelos Numéricos Estruturais	81
4.5	Modelo estrutural do condensador	95
4.6	Condições de contorno do condensador	99
4.7	Síntese dos resultados	108
5	Placa Base e Isoladores de Vibração do Compressor	109
5.1	Introdução	109
5.2	Análise modal experimental da placa base	109
5.3	Modelos numéricos	111
5.4	Isoladores de vibração	113
5.5	Síntese de resultados	122
6	Análise Dinâmica Estrutural do Gabinete e da Porta do Refrigerador	123
6.1	Introdução	123

6.2	Propriedades mecânicas dos materiais do gabinete	124
6.3	Análises preliminares para a modelagem numérica.....	127
6.4	Compartimento do Refrigerador (Gabinete).....	140
6.5	Porta do Refrigerador.....	145
6.6	Modelo Porta - Gabinete.....	150
6.7	Síntese de resultados.....	156
7	Modelo do Refrigerador	157
7.1	Introdução	157
7.2	Considerações de modelagem.....	157
7.3	Forças operacionais nos principais caminhos.	159
7.4	Condições de contorno.....	163
7.5	Análise dinâmica do refrigerador.....	164
7.6	Conclusões	168
8	Considerações Finais e Sugestões para Trabalhos Futuros	170
9	Referências Bibliográficas.....	174

1 INTRODUÇÃO

As reclamações acerca do ruído em ambientes domiciliares estão em evidência. Dentre os contribuintes para estas reclamações estão os equipamentos domésticos, que têm sido alvo de exigências no processo de desenvolvimento e produção, principalmente no design, baixo custo, níveis de consumo de energia e níveis de ruído e vibração.

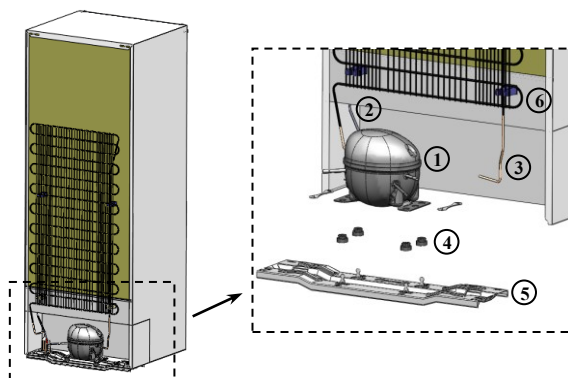
Os refrigeradores, diferentemente dos demais equipamentos eletrodomésticos, funcionam o dia inteiro, e com isso, o nível de ruído se tornou um dos principais critérios de compra deste equipamento (SATO, YOU e JEON, 2007).

No Brasil as normas NBR 13910-1 e NBR 13910-2-1 de (ABNT 1997) especificam diretrizes para determinar ruído de aparelhos eletrodomésticos e similares, sendo a primeira parte da norma direcionada aos eletrodomésticos, de maneira geral e a segunda, especificamente para refrigeradores.

No que se refere aos componentes vibroacústicos, para o desenvolvimento de melhorias nesta área, se faz necessário estudar amplamente o comportamento e as características dinâmicas dos componentes mecânicos internos de geração de ruído e vibrações, e seus demais mecanismos.

Do ponto de vista vibroacústico, um refrigerador doméstico é um sistema complexo. As principais fontes de geração de ruído no refrigerador são: o compressor, o ventilador e o escoamento de gás. Segundo Lladó e Sánchez (2002), Moorhouse (2005), Jeon, You e Chand (2007) e Carvalho (2008) o compressor se constitui como a principal fonte de ruído e vibração. Assim, o gabinete do refrigerador é excitado pelo compressor por uma combinação de som e vibração que se propaga via ar, via estrutura e via fluido de refrigeração. A excitação via ar provém da radiação sonora direta da superfície do compressor. A excitação estrutural é transmitida através dos tubos de sucção e de descarga de gás e através da base do compressor (Figura 1.1). A excitação via fluido é transmitida pelas pulsações do gás nos tubos de sucção e de descarga (MOORHOUSE, 2005).

Figura 1.1- Conexões do compressor com o refrigerador: 1) compressor, 2) tubo de sucção, 3) tubo de descarga, 4) isoladores, 5) placa base, 6) condensador.



Em geral, o nível de potência sonora total emitida por um refrigerador doméstico está na faixa de 35-45 dB(A) (LLADÓ e SÁNCHEZ, 2002), e o nível de pressão sonora em um ambiente real próximo do refrigerador é da ordem de 40 dB(A) (JEON, YOU e CHANG, 2007).

Com isso, muitos pesquisadores vêm abordando este assunto. Pesquisas direcionadas ao compressor (DOI, 2011), ao tubo de descarga (SILVA (2004), MARTINS (2013)), ao gabinete (BRINGHENTI (2012), MORAES (2013)), a vibração transmitida através do condensador (LLADÓ e SANCHES, 1992), a um modelo matemático que representa a acústica interna do condensador (FARSTAD e SINGH, 1990), a auralização de sistemas vibroacústicos (MARQUES, 2010) vem sendo realizadas para compreender melhor os componentes dos sistemas de refrigeração. Em outros estudos são abordados aspectos da interação do refrigerador com o consumidor em seus ambientes reais (LEE et al (2005), JEON et al (2007), SATO et al (2007)).

Partindo da hipótese que os principais caminhos de transmissão de energia são a placa base e os tubos de sucção e descarga do compressor, a proposta de pesquisa deste trabalho é analisar esses caminhos de forma experimental e numérica. O componente inédito deste trabalho está vinculado ao desenvolvimento de um modelo completo dos fluxos de energia de um refrigerador, para auxiliar a reduzir a transmissão de energia do compressor e contribuir no projeto vibroacústico ótimo do refrigerador.

Para tal, foi escolhido um sistema de refrigeração doméstico, não muito complexo, de porte médio, com menor número de componentes, uma única porta e com condensador externo.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

O objetivo geral deste trabalho consiste em desenvolver um modelo numérico para análise do fluxo de energia vibratória de um sistema de refrigeração.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Avaliar experimentalmente os caminhos de transmissão do fluxo de energia no sistema de refrigeração para conhecer a contribuição de cada um deles na potência sonora irradiada;
- Desenvolver uma metodologia de modelagem dos principais componentes do refrigerador envolvidos na geração de ruído;
- Analisar e comparar os modelos desenvolvidos com os dados experimentais.

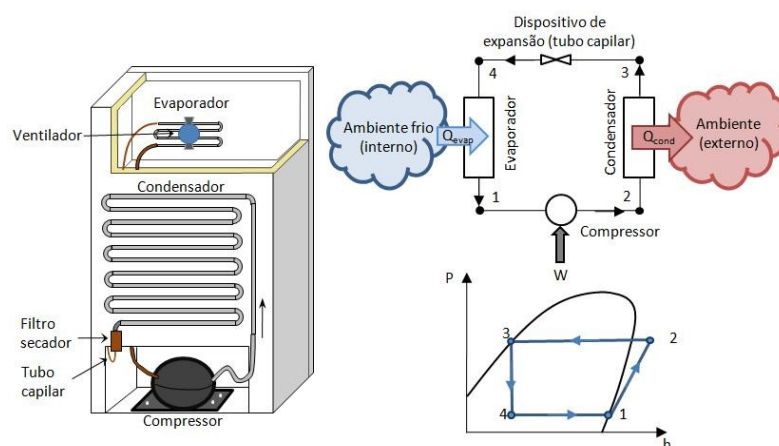
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 REFRIGERADOR DOMÉSTICO

Grande parte dos sistemas de refrigeração domésticos funciona a partir do princípio básico de compressão mecânica de vapor (GONÇALVES, 2004). Um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor padrão está constituído principalmente por quatro componentes: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador (Figura 2.1).

No sistema de refrigeração, o compressor suga gás refrigerante em estado de vapor saturado proveniente do evaporador. Ao passar pelo compressor a pressão e temperatura do refrigerante são elevadas e o refrigerante atinge um estado de vapor superaquecido. Em seguida, o refrigerante entra no condensador onde cede calor para o meio externo, chegando a um estado de líquido saturado. Na saída do condensador, o refrigerante líquido é expandido em um dispositivo de expansão originando uma mistura de líquido e de vapor saturado. Essa mistura entra no evaporador, onde evapora promovendo a queda de temperatura no meio a refrigerar. Finalmente, o refrigerante sai do evaporador em estado de vapor saturado e entra no compressor, fechando, assim, o ciclo termodinâmico.

Figura 2.1- Refrigerador típico: à esquerda desenho esquemático de um refrigerador e seus componentes; à direita o ciclo padrão de refrigeração por compressão mecânica de vapores, seguido do diagrama pressão-entalpia (P-h).



O sistema de refrigeração descrito acima é montado em uma estrutura, conhecida como gabinete, que tem como objetivo principal o isolamento térmico do ambiente interno refrigerado. No entanto, deve possuir características estruturais (como rigidez, resistência) suficientes para o armazenamento adequado de alimentos. O gabinete está composto principalmente por três materiais: uma chapa externa de aço laminado, uma camada intermediária de espuma de poliuretano e por uma chapa termo-formada de poliestireno de alto impacto, que forma a caixa interna do refrigerador (ORESTEN, 2003).

2.2 ESTUDOS DOS CAMINHOS DE TRANSMISSÃO DE ENERGIA EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Entre os trabalhos relacionados com o tema encontra-se o trabalho realizado por Carvalho (2008) sobre um refrigerador doméstico de pequeno porte (frigobar). Neste trabalho o autor quantifica a energia vibroacústica transmitida através dos vários caminhos existentes entre o compressor e o gabinete do refrigerador. Aplicando técnicas experimentais, como a atenuação ou isolamento de caminhos e o TPA¹ operacional, e de técnicas numéricas como o método de Elementos Finitos e Elementos de Contorno², foram tiradas importantes conclusões. A principal conclusão consiste em que a energia acústica irradiada pelo refrigerador para frequências abaixo de 2kHz está dominada principalmente pela resposta do gabinete. Assim, o gabinete é excitado pela vibração do compressor transmitida através dos tubos de sucção e de descarga, e através da base.

Carvalho destaca que, acima de 2kHz a principal contribuição no ruído irradiado pelo refrigerador provém da radiação direta do compressor quando aparecem os primeiros modos de vibração da carcaça. A vibração da carcaça excita a cavidade acústica onde o compressor é alojado e a cavidade formada pela parte posterior do refrigerador e a parede. Ainda que o TPA operacional apresentasse bons resultados algumas discrepâncias encontradas são atribuídas às fontes e os caminhos que não foram quantificados, como a pulsação do gás e fontes de vibração induzidas pelo escoamento do gás através dos tubos e válvulas do circuito de refrigeração.

Lee e Kim (2004) realizaram uma análise experimental multidimensional do fluxo de potência vibratória entre o compressor e o gabinete de uma unidade externa de um sistema de ar condicionado. O principal objetivo do trabalho foi determinar o caminho de transmissão da potência vibratória mais dominante que existe entre o compressor e o receptor. A análise foi feita na banda de frequência entre 0Hz e 900Hz, e a principal conclusão que se obteve foi

¹ TPA: siglas em inglês de *Transfer Path Analysis*.

² Também conhecido como BEM pelas siglas em inglês de *Boundary Element Method*.

que cada caminho domina em certas faixas de frequência, isto é, a transmissão de potência é dominada pelo tubo de descarga na faixa de frequência entre 267Hz e 383Hz, pelos isoladores de borracha na faixa de 443Hz e 737Hz e pelo tubo de sucção entre 738Hz e 855Hz. Nessa análise foram utilizados três graus de liberdade em cada conexão, um de translação e dois de rotação, com o objetivo de estudar a importância dos graus de liberdade de rotação na estimativa da potência vibratória total transmitida. Os autores citam a importância de utilizar os graus de liberdade de rotação e os momentos de excitação na análise de caminhos, especialmente nos tubos de sucção e de descarga do compressor.

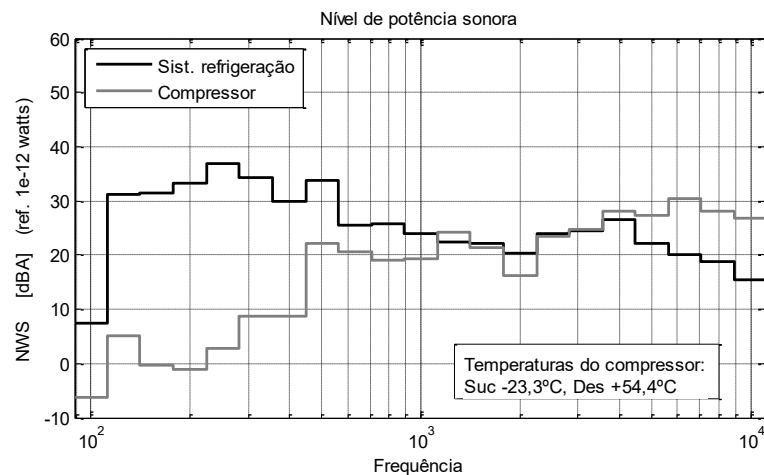
Moorhouse (2005) apresenta um procedimento para a construção de protótipos virtuais acústicos de máquinas. Como exemplo, apresenta o procedimento experimental utilizado na construção do protótipo virtual acústico de um refrigerador. Moorhouse identifica três tipos de caminhos por meio dos quais o compressor interage com o gabinete: o caminho estrutural, o caminho aéreo e através do fluido, isto é, o gabinete de um refrigerador é excitado via ar pela radiação direta da carcaça do compressor, via fluido pela pulsação do gás nos tubos de sucção e de descarga, e via estrutura pela vibração que passa através dos isoladores e dos tubos de sucção e de descarga. O autor apresenta diferentes técnicas experimentais para determinar as funções de transferência de cada um dos caminhos e para quantificar a energia transmitida por cada caminho. Os resultados apresentados mostram que o ruído transmitido via ar contribui em toda a faixa de frequência, aquele transmitido via estrutura contribui em baixas frequências (abaixo de 300Hz) e o transmitido via fluido apresenta picos dominantes em frequências abaixo de 600 Hz (atribuídos às ressonâncias do sistema de tubos). Finalmente o ruído do refrigerador é sintetizado na faixa de frequência entre 0Hz e 3kHz.

No trabalho de Lladó e Sánches (2002) foi avaliado o ruído gerado pelo condensador de um refrigerador doméstico. Lladó e Sánchez afirmam que o ruído emitido por um refrigerador é composto, principalmente, pela soma do ruído direto emitido pela carcaça do compressor e pelo ruído estrutural causado pela vibração do condensador, que depende da excitação do gás refrigerante, da sua própria rigidez e da rigidez das juntas que fixam o condensador ao painel traseiro do refrigerador e ao compressor. Medições realizadas neste trabalho demonstram que o ruído causado pelo ventilador é relativamente baixo em comparação com o ruído emitido diretamente pelo compressor e pelo gabinete. O nível de ruído mais significativo do ventilador acontece na frequência de passagem de pás. Os resultados dos estudos também demonstram que o ruído total do refrigerador na faixa de frequência entre 100Hz e 1kHz é dominado pelo ruído do gabinete (ruído gerado pela

vibração transmitida através das conexões do condensador). Na faixa de frequências entre 2kHz e 5kHz o ruído total do refrigerador é dominado pelo ruído emitido diretamente pela carcaça do compressor. Os autores propõem algumas modificações no sistema de fixação do condensador conseguindo reduzir o ruído em até 2,12 dBA nas bandas de 125Hz e 250Hz. Este trabalho se complementa com uma análise experimental do posicionamento das conexões do condensador. O ruído do refrigerador é avaliado para uma série de conexões diferentes e pontos de fixação sobre o gabinete.

Nos ensaios realizados em um refrigerador doméstico típico, por Ortiz (2009) e Ortiz (2010) para determinar a potência sonora do refrigerador conforme as diretrizes e requisitos mencionados nas normas ISO 3741, ISO 8960, NBR 13901-1 e NBR 13910-2-1 foram medidos simultaneamente os níveis de vibração na base do compressor (quatro isoladores), nos tubos de sucção e de descarga do compressor e na superfície do gabinete, assim como pressão do gás refrigerante em quatro pontos do sistema de tubos. Os resultados da potência sonora do refrigerador quando comparados com a potência do compressor confirmam a contribuição da radiação direta da carcaça do compressor para a potência sonora em frequências acima de 1,25kHz (**Error! Reference source not found.**).

Figura 2.2- Níveis de potência sonora do sistema de refrigeração, comparados com registros de potência sonora do compressor.



Fonte: ORTIZ, 2009.

Nestes trabalhos foram medidos sinais de vibração nos tubos de sucção e de descarga, na base do compressor, na carcaça do compressor e nas laterais do refrigerador. A pressão dinâmica no sistema foi medida com sensores de pressão em quatro pontos: no tubo de sucção do compressor, ao final do condensador, no início do evaporador e no tubo de sucção do compressor. Os sinais de vibração e de pressão dinâmica do gás refrigerante no

sistema foram relacionados com o sinal de pressão sonora de um microfone de campo difuso. A relação foi realizada por meio da função correlação cruzada e da função de coerência. Concluiu-se que a vibração nas laterais do refrigerador está relacionada à pressão sonora gerada em frequências abaixo de 1,5kHz, assim como a pressão do gás na descarga do compressor está relacionada em duas faixas de frequência que são entre 0 e 5kHz e 8kHz e 9kHz, a pressão na saída do condensador apresenta relação na faixa de frequência entre 500Hz e 1,8kHz. O sinal de pressão do evaporador apresenta relação em duas frequências discretas de 1,6kHz e 11kHz e a pressão do gás na sucção do compressor apresenta relação similar à da pressão na descarga. Os sinais de vibração na base do compressor e nos tubos apresentam relação em toda a frequência de análise (até 12,8kHz).

2.3 FLUXO DE ENERGIA VIBRATÓRIA - POTÊNCIA

A potência é definida como uma grandeza física que quantifica o fluxo de energia instantâneo em um sistema. A potência pode ser determinada como o produto interno da força ou momento na direção do movimento pela respectiva velocidade, como sendo:

$$P = f(t) \cdot v(t). \quad (2.1)$$

onde $f(t)$ e $v(t)$ referem-se à força e à velocidade instantâneas, respectivamente. A força e a velocidade podem ser representadas como funções harmônicas sendo:

$$f(t) = \text{Re}\{\tilde{F}(\omega)e^{j\omega t}\}, \quad v(t) = \text{Re}\{\tilde{v}(\omega)e^{j\omega t}\}. \quad (2.2)$$

onde $\tilde{F}(\omega)$ e $\tilde{v}(\omega)$ são amplitudes complexas que possuem informação de amplitude e fase: $\tilde{F}(\omega) = Fe^{j\alpha}$ e $\tilde{v}(\omega) = Ve^{j\beta}$.

Segundo Alves (2001), a potência acima definida possui duas componentes: uma componente ativa e uma componente reativa. A componente ativa da potência corresponde à parte real do produto da amplitude complexa da força pelo complexo conjugado da amplitude complexa da velocidade ($I = \frac{1}{2}\text{Re}\{\tilde{F}(\omega)\tilde{v}^*(\omega)\}$), onde * indica complexo conjugado. Por meio desta componente é possível conhecer os caminhos de propagação de energia, identificar fontes e sorvedouros. Está fortemente relacionada com os mecanismos de dissipação de energia na estrutura. Em estruturas com baixo amortecimento é difícil determinar esta componente, devido ao fato de que a diferença de fase entre força e a velocidade estão próximas de 90° ($\alpha - \beta \approx 90^\circ$).

A componente reativa da potência está associada com a reverberação da energia reativa introduzida na estrutura, a qual é responsável pela geração dos modos operacionais de vibração (ondas estacionárias) na estrutura. Esta componente corresponde à parte imaginária

do produto da amplitude complexa da força pelo complexo conjugado da amplitude complexa da velocidade ($P_r = \frac{1}{2}\text{Im}\{\tilde{F}(\omega)\tilde{v}^*(\omega)\}$) e tem grande potencial na identificação de fontes, caminhos e áreas de dissipação em estruturas altamente reverberantes (ALVES e ARRUDA, 2001).

Em uma interface, a potência média transferida no tempo devido a uma força harmônica de amplitude complexa \tilde{F} agindo de forma colinear com velocidade de partícula de amplitude complexa \tilde{v} pode ser determinada como sendo (FAHY e GARDONIO, 2007):

$$\begin{aligned}\bar{P}(\omega) &= \frac{1}{T} \int_0^T P(t) dt = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} \text{Re}\{\tilde{F}e^{j\omega t}\}\text{Re}\{\tilde{v}e^{j\omega t}\} dt \\ &= \frac{1}{2} \text{Re}\{\tilde{F}\tilde{v}^*\} ,\end{aligned}\quad (2.3)$$

onde $P(t)$ é a potência instantânea e T é o período da vibração harmônica. De forma similar pode ser determinada a potência média para um momento harmônico M atuando no mesmo eixo com uma velocidade angular de amplitude complexa \tilde{w} como:

$$\bar{P}(\omega) = \frac{1}{2} \text{Re}\{\tilde{M}\tilde{w}^*\} .\quad (2.4)$$

Muitas vezes é conveniente definir a potência em termos da impedância mecânica ou da mobilidade mecânica na interface de conexão.

A impedância mecânica é uma medida de como uma estrutura resiste à ação de forças e momentos externos. Matematicamente a impedância de um sistema mecânico linear é definida como a razão complexa entre a força de excitação e a velocidade de resposta (BERANEK e ISTVÁN, 1992). A impedância associada com uma força pode ser definida como sendo:

$$\tilde{Z}_F(\omega) = \frac{\tilde{F}(\omega)}{\tilde{v}(\omega)} ,\quad (2.5)$$

onde \tilde{F} é força e \tilde{v} a velocidade no ponto de excitação. Da mesma forma é definida a impedância devido a um momento:

$$\tilde{Z}_M(\omega) = \frac{\tilde{M}(\omega)}{\tilde{w}(\omega)} ,\quad (2.6)$$

onde \tilde{M} é o momento e \tilde{w} a velocidade angular no ponto de excitação.

Geralmente, a impedância é um valor complexo que está constituído por uma parte real chamada de resistência R e por uma parte imaginária conhecida como reatância X . Assim, a impedância pode ser expressa como $Z = R + jX$.

A mobilidade é definida como o inverso da impedância, e descreve os efeitos que têm a aplicação de uma força ou momento sobre a velocidade da estrutura no ponto onde a força age:

$$\tilde{Y}_F(\omega) = \tilde{Z}_F^{-1}(\omega) = \frac{\tilde{v}(\omega)}{\tilde{F}(\omega)}. \quad (2.7)$$

Com base no anterior, a potência pode ser definida como sendo:

$$\begin{aligned} \bar{P}(\omega) &= \frac{1}{2} |\tilde{F}|^2 \operatorname{Re}\{\tilde{Z}^{-1}\} = \frac{1}{2} |\tilde{F}|^2 \operatorname{Re}\{\tilde{Y}\} = \frac{1}{2} |\tilde{v}|^2 \operatorname{Re}\{\tilde{Y}^{-1}\} \\ &= \frac{1}{2} |\tilde{v}|^2 \operatorname{Re}\{\tilde{Z}\}. \end{aligned} \quad (2.8)$$

Em geral, o fluxo de energia em estruturas pode envolver mais de um grau de liberdade. Tais casos exigem a construção de modelos de mobilidade e impedância de múltiplos graus de liberdade baseados em uma formulação matricial. Neste caso, a estrutura receptora pode ser caracterizada dinamicamente por uma matriz de mobilidade Y_R de $6n \times 6n$ elementos (onde 6 é o número de graus de liberdade e n é o número de pontos de conexão) ou por uma matriz de impedância Z_R de igual tamanho. Os vetores de velocidade e de força podem ser relacionados com as matrizes de mobilidades ou impedâncias através das seguintes equações:

$$V_R = Y_R F_R, \quad (2.9)$$

$$F_R = Z_R V_R, \quad (2.10)$$

onde V_R é o vetor de velocidades contendo as velocidades de translação e angulares, e F_R é o vetor de forças contendo as força axiais e os momento.

A potência transmitida através do i -ésimo caminho pode ser determinada como (LEE e KIM, 2004):

$$P_i(\omega) = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \left(\sum_{j=1}^{6n} \{V_j^* Z_{ij}^*\} \right) V_i \right\}. \quad (2.11)$$

Do ponto de vista experimental, é mais viável determinar os componentes da matriz de mobilidade que os componentes da matriz de impedância, pois é mais fácil reproduzir experimentalmente as condições nas quais a mobilidade é definida (O'HARA, 1967). No entanto, adverte-se que pequenos erros de medição das mobilidades podem levar a grandes erros na matriz de impedâncias, causados no processo de inversão da matriz que é necessário para sua obtenção.

Quando o fluxo de energia ocorre através de uma área em vez de um ponto, é mais adequado definir a potência em um sistema utilizando o conceito de intensidade estrutural e,

portanto, definindo a força em termos das tensões (GOYDER e WHITE, 1980). A intensidade estrutural (*structure-borne intensity*) é definida como o fluxo de energia em um ponto qualquer que representa a taxa de energia transferida por unidade de área em certa direção (PAVIC, 2007). A intensidade estrutural é o resultado da interação entre os esforços dinâmicos e os movimentos vibratórios produzidos em uma estrutura. Assim, de forma geral a intensidade estrutural instantânea pode ser determinada como sendo:

$$I = -\sigma\dot{u} \quad (2.12)$$

onde $I = [I_x \ I_y \ I_z]^T$ é o vetor coluna das componentes da intensidade nas direções x, y e z, σ é o tensor (3×3) de tensões dinâmicas e \dot{u} é o vetor coluna com as componentes da velocidade do elemento. O sinal negativo é produto da convenção de sinais, sendo negativo para tensões de compressão.

A intensidade estrutural é uma quantidade vetorial, e sua magnitude e direção mudam com o tempo. Por este motivo, a intensidade estrutural é formulada em casos com campos vibratórios estacionários e, para efeitos de comparação do fluxo de energia em vários pontos, é utilizada a intensidade média no tempo (fluxo líquido de energia). O fluxo de energia total que passa através de uma área pode ser determinado integrando a componente normal da intensidade sobre a área.

A intensidade estrutural é mais complexa que a intensidade acústica, pois na intensidade estrutural não é possível desconsiderar as tensões de cisalhamento. Contudo, é possível simplificar o tensor de esforços dinâmicos considerando a relação entre esforços cisalhante $\sigma_{xy} = \sigma_{yx}$, tendo em vista o princípio de reciprocidade.

Medições experimentais do fluxo de energia sobre uma estrutura permitem identificar a posição de fontes de vibração, os caminhos de propagação e as áreas de absorção. A intensidade estrutural, ou fluxo de energia, pode ser determinada utilizando uma abordagem experimental ou numérica, dependendo da natureza do problema.

Com base no exposto acima e em situações nas que o tamanho do comprimento de onda é maior do que as dimensões laterais da estrutura em análise, é possível definir o fluxo de energia instantâneo em sistemas simples com barras, vigas e placas em termos de relações lineares simples. Por meio destas relações é possível definir quantidades internas em termos de quantidades externas.

No caso de barras, a vibração pode ser decomposta em movimentos axial ou longitudinal, de torção e de flexão. Para barras retas e de seção transversal simétrica estes três

tipos de movimentos são desacoplados, e com isso, o fluxo de energia pode ser representado como a soma dos fluxos de energia devido às ondas longitudinais, de torção e de flexão.

Em uma barra de seção transversal S , vibrando em direção longitudinal, só a componente da tensão nesta direção é diferente de zero, então o fluxo de energia líquido pode ser determinado como (PAVIC, 2007):

$$P_x = -SE\varepsilon_{xx}\dot{u}_x = -SE\frac{\partial u_x}{\partial x}\dot{u}_x, \quad (2.13)$$

onde E é o módulo de elasticidade do material da barra.

Em uma barra sob movimentos de torção pura, o fluxo de energia na direção axial devido à propagação das ondas de torção pode ser determinado como sendo (PAVIC, 2007):

$$P = -G\Theta\frac{\partial\theta}{\partial x}\dot{\theta}, \quad (2.14)$$

onde Θ é o momento polar de inércia da seção transversal, θ o deslocamento angular e G o módulo de cisalhamento. Nesta equação, a derivada do deslocamento angular pode ser substituída pela deformação angular no raio externo da barra, $\partial\theta/\partial x = \varepsilon_{x\theta}/R_o$. Da mesma forma, a velocidade angular $\dot{\theta}$ pode ser substituída pela razão entre velocidade tangencial e o raio externo, \dot{u}_o/R_o . A vibração de torção pura acontece apenas em barras com seção transversal circular e retangular. Em barras com outros tipos de seção transversal, sob torção, além das ondas de torção, podem existir ondas longitudinais. Neste caso, deve ser considerado o fluxo de energia devido às ondas longitudinais, e assim, o fluxo total deve ser determinado como a soma dos resultados obtidos com as Equações (2.13) e (2.14).

Em uma viga vibrando sob flexão existem dois componentes importantes de tensão: a tensão normal axial σ_{xx} , e a tensão de cisalhamento lateral σ_{xz} . A tensão axial varia linearmente com a distância a partir do plano neutro da viga. A tensão cisalhante varia conforme a seção transversal da viga. Os deslocamentos axiais e laterais são acoplados por meio da relação $u_x = -z\partial u_z/\partial x$. O fluxo de energia por unidade de comprimento pode ser determinado como uma função da deformação axial e da velocidade normal como sendo:

$$P_x = \frac{JE}{\delta^2}\left(\delta\frac{\partial\varepsilon_{xx}}{\partial x}\dot{u}_z - \varepsilon_{xx}\dot{u}_x\right), \quad (2.15)$$

ou como uma função do deslocamento e a velocidade:

$$P_x = JE\left(\frac{\partial^3 u_z}{\partial x^3}\dot{u}_z - \frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2}\frac{\partial\dot{u}_z}{\partial x}\right). \quad (2.16)$$

Nestas equações J é o momento de inércia de área sobre o eixo de flexão e δ é a distância entre o plano neutro e a superfície externa da viga à que são referidas as tensões e deslocamentos.

Em tubos retos e frequência não tão altas, existem três tipos de vibrações que dominam o movimento do tubo: longitudinal, de torção e de flexão. Entretanto, acima da frequência limite f_{lim} (altas frequências) podem ocorrer outros tipos de vibrações mais complexas. A frequência limite pode ser determinada como:

$$f_{lim} = \frac{6h}{d\sqrt{15 + 12\mu}} f_{ring}, \quad f_{ring} = \frac{c}{\pi d}, \quad (2.17)$$

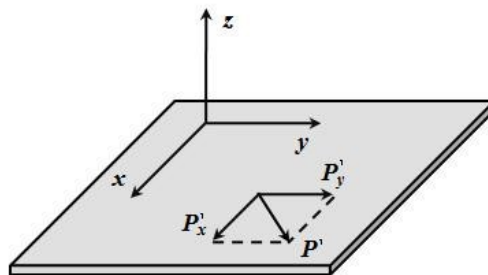
onde f_{ring} é a frequência de anel, h é a espessura da parede, d é o diâmetro médio, μ é a relação entre massas do fluido contido e da parede do tubo, c é a velocidade das ondas longitudinais na parede do tubo, $c = \sqrt{E/\rho}$, ρ é a densidade de massa do tubo. Os três tipos de movimento contribuem de forma independente para o fluxo de energia. Isto permite simplificar as medições. As três contribuições deveram ser avaliadas separadamente utilizando as Equações (2.13), (2.14) e (2.15), e em seguida somadas.

Em placas planas finas sob vibração, os movimentos normais e no plano são desacoplados e, portanto, podem ser considerados independentemente. Em uma placa plana fina sob movimento no plano, somente, a intensidade estrutural é constante em toda a espessura. Assim, o fluxo de energia por unidade de comprimento pode ser determinado por dois componentes conforme é exposto na Figura 2.3:

$$P'_x = hD_p \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} \dot{u}_x + \frac{1-\nu}{2} \frac{\partial u_y}{\partial x} \dot{u}_y \right), \quad (2.18)$$

onde D_p é o modulo de elasticidade da placa, $D_p = E/(1-\nu^2)$, ν é o coeficiente de Poisson. Uma expressão similar para a direção em y pode ser obtida substituindo os subscritos x por y e vice-versa.

Figura 2.3– Componente do fluxo de energia em uma placa plana fina.



Em placas planas finas sob flexão, além dos efeitos de flexão e cisalhamento surgem os efeitos de torção. Da mesma forma que no movimento no plano, o fluxo de energia por flexão pode ser dividido em duas componentes: em x e em y . Deste modo, o fluxo de energia por unidade de comprimento na direção x , como função das deformações e das velocidades pode ser determinado como sendo:

$$P'_x = \frac{Eh}{3(1-\nu^2)} \left[\frac{\partial(\varepsilon_{xx} + \varepsilon_{yy})}{\partial x} - (\varepsilon_{xx} + \nu\varepsilon_{yy})\dot{u}_x - \frac{(1-\nu)}{2} \varepsilon_{xy}\dot{u}_y \right], \quad (2.19)$$

ou também, como uma função do deslocamento normal u_z , a partir de:

$$P'_x = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \left[\frac{\partial(\Delta u_z)}{\partial x} \dot{u}_z - \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} \right) \frac{\partial \dot{u}_z}{\partial x} - (1-\nu) \frac{\partial^2 u_z}{\partial x \partial y} \frac{\partial \dot{u}_z}{\partial y} \right], \quad (2.20)$$

onde Δ é o Laplaciano, $\Delta = \partial^2/\partial x^2 + \partial^2/\partial y^2$.

O fluxo líquido de energia através de um ponto pode ser determinado como o fluxo de energia médio no tempo. No domínio da frequência o fluxo líquido de energia pode ser determinado utilizando o conceito da densidade espectral cruzada G de dois sinais:

$$\langle xy \rangle_t = \int_0^\infty Re\{G(x, y, f)\} df. \quad (2.21)$$

O fluxo de energia determinado a partir desta equação é denominado ativo porque se refere à parcela do fluxo total de energia que flui de uma determinada região (potência ativa). A parte restante do fluxo de energia, que oscila de um lado para outro da região, é denominada reativa e normalmente é representada pela parte imaginária da densidade espectral cruzada.

Um exemplo da aplicação desta equação é apresentado por Verheij (1980) na determinação do fluxo de energia das ondas de flexão, torção e longitudinais, em vigas e tubos a partir da resposta em dois pontos sobre a superfície (na prática, a partir dos sinais de dois acelerômetros).

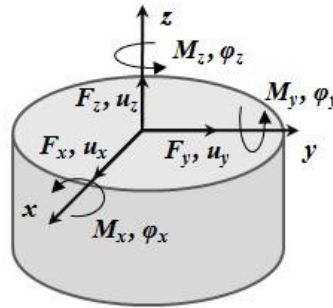
No caso de isoladores de vibração, o fluxo de energia em baixas frequências pode ser determinado considerando o comportamento do isolador como sendo uma mola (PAVIC, 2007). Deste modo, a força interna no isolador é aproximadamente proporcional à diferença entre os deslocamentos dos extremos do isolador, e da rigidez, em uma dada direção ($F \approx \zeta(u_1 - u_2)$). Então, os fluxos de potência de entrada e saída, em um isolador para o caso unidirecional podem ser estimados como:

$$\begin{aligned}
 P_{in} &= F\dot{u}_1 = \zeta(u_1 - u_2)\dot{u}_1 \\
 P_{out} &= F\dot{u}_2 = \zeta(u_1 - u_2)\dot{u}_2
 \end{aligned}
 \tag{2.22}$$

onde u representa o deslocamento, ζ a rigidez do isolador em uma direção dada, e os subscritos 1 e 2 referem-se à entrada e saída do isolador, respectivamente.

No entanto, poucas são as aplicações onde o isolador está submetido unicamente à forças axiais unidirecionais. Por isso, em uma análise mais completa são consideradas as forças, os momentos e os deslocamentos nas várias direções possíveis (Figura 2.4).

Figura 2.4– Forças, momentos e deslocamentos que contribuem no fluxo de energia em um isolador.



Para estimar os fluxos de energia, inicialmente é definido o vetor de carga interno generalizado $\{Q\}$ como sendo:

$$\{Q\} = \{F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z\}^T, \tag{2.23}$$

o qual pode ser avaliado a partir dos vetores de deslocamento generalizados $\{u_1\}$ e $\{u_2\}$:

$$\{Q\} \approx [K_1]\{u_1\} - [K_2]\{u_2\}. \tag{2.24}$$

Na equação anterior $\{u_1\} = \{u_{x1}, u_{y1}, u_{z1}, \varphi_{x1}, \varphi_{y1}, \varphi_{z1}\}^T$, $\{u_2\} = \{u_{x2}, u_{y2}, u_{z2}, \varphi_{x2}, \varphi_{y2}, \varphi_{z2}\}^T$, onde φ é o deslocamento angular. Cada uma das matrizes $[K]$ na Equação (2.24) contém 36 elementos de rigidez que acoplam os seis componentes do deslocamento com os seis componentes da força generalizada. O fluxo total de energia instantâneo na entrada e na saída do isolador pode ser estimado com:

$$\begin{aligned}
 P_{in} &\approx \{Q\}^T \{\dot{u}_1\} = (\{u_1\}^T [K_1]^T - \{u_2\}^T [K_2]^T) \{\dot{u}_1\}, \\
 P_{out} &\approx \{Q\}^T \{\dot{u}_2\} = (\{u_1\}^T [K_1]^T - \{u_2\}^T [K_2]^T) \{\dot{u}_2\}.
 \end{aligned}
 \tag{2.25}$$

Os valores obtidos com as Equações (2.22) são válidos apenas para as baixas frequências, quando é possível desconsiderar os efeitos da massa do isolador, e quando os elementos das matrizes de rigidez $[K]$ podem ser considerados constantes.

Em altas frequências os efeitos da massa do isolador não podem ser desconsiderados. As forças internas no isolador já não são mais proporcionais aos deslocamentos nos terminais do isolador, e as forças nos dois terminais do isolador deixam de ser iguais. As relações entre as forças e os deslocamentos passam a ser dependentes da frequência, e devido às inevitáveis perdas internas, o fluxo de energia no terminal de entrada é maior que o fluxo de energia no terminal de saída do isolador. O fluxo de energia passa a ser definido em termos das rigidezes de transferência entre os dois terminais.

Considerando um isolador sob carga e movimento axial unicamente, podem ser definidos quatro componentes da rigidez dinâmica, K_{11} , K_{22} , K_{12} e K_{21} , como sendo:

$$K_{mn} = j\omega \frac{F_m}{V_n} e^{j\theta_{mn}} \Big|_{V_{k \neq n} = 0} \quad m, n, k = 1, 2 \quad (2.26)$$

onde V e F são as amplitudes da velocidade e da força, respectivamente, e θ_{mn} é o ângulo de fase entre a força e a velocidade. Cada componente K_{mn} da matriz de rigidez é um valor complexo, dependente da frequência, e depende inteiramente das propriedades do isolador.

Quando as amplitudes das velocidades V_1 e V_2 e a diferença de fase entre as vibrações dos pontos 1 e 2, ϕ_{12} , são conhecidas, o fluxo de energia nos dois terminais do isolador pode ser determinado conforme:

$$\begin{aligned} P_1 &= \frac{1}{2\omega} [V_1^2 |K_{11}| \text{sen}(\theta_{11}) + V_1 V_2 |K_{12}| \text{sen}(\theta_{12} - \phi_{12})], \\ P_2 &= \frac{1}{2\omega} [V_2^2 |K_{22}| \text{sen}(\theta_{22}) + V_1 V_2 |K_{21}| \text{sen}(\theta_{21} - \phi_{12})]. \end{aligned} \quad (2.27)$$

Devido à reciprocidade, os componentes cruzados da rigidez são iguais, $K_{21} = K_{12}$. Quando o amortecedor é simétrico em relação aos dois terminais, os componentes da rigidez K_{11} e K_{22} , também são iguais, $K_{11} = K_{22}$.

Quando o isolador está sob movimentos em mais de uma direção a análise fica mais complexa. No entanto, Pavic (2007) recomenda considerar o seguinte procedimento na análise: inicialmente, estabelecer apropriadamente a matriz de rigidez, isto é, as relações entre forças e deslocamento longitudinais e as relações entre momentos e deformações angulares. Em seguida, reconstruir os vetores de força e momento nos terminais do isolador a partir do conhecimento dos deslocamentos. Finalmente, obter o fluxo total de energia como o produto escalar do vetor força resultante e do vetor de velocidades de translação, além do produto do vetor de momentos resultante e o vetor de velocidades angulares.

Os isoladores de vibração construídos a partir de materiais tipo elastômero são utilizados no isolamento de máquinas. Os elastômeros são materiais que possuem propriedades mecânicas dependentes da frequência, da pré-carga estática, da temperatura e das tensões dinâmicas. A rigidez dinâmica de um isolador, algumas vezes, pode ser modelada como uma função das condições de operação (KARI, 2003). Quando o isolador é altamente não linear na faixa de operação ou se as áreas de contato do isolador com o sistema são muito grandes e não podem ser consideradas como pontos de contato, as análises apresentadas acima não aplicam.

2.4 FLUXO DE ENERGIA EM TUBOS

A propagação de ondas vibroacústicas em paredes cilíndricas preenchidas com fluido é um fenômeno complexo devido à troca de energia não somente entre os modos, mas também entre o tubo sólido e o fluido, ao longo de todo o comprimento do tubo. Para estabelecer o fluxo de potência através do tubo em uma faixa de frequências é necessário conhecer os modos de vibração presentes nesta faixa. Assim, o fluxo de energia será igual à soma da potência transmitida através do tubo sólido pelas ondas presentes (flexão, torção e ondas quase-longitudinais), a potência transmitida a partir do tubo para o fluido e a potência que o fluido transmite a cada uma das ondas presentes no tubo (QI e GIBBS, 2003):

$$P = P_T + P_L + P_{B1} + P_{B2} + P_F + P_{LF} + P_{B1F} + P_{B2F} + P_{FL} + P_{FB1} + P_{FB2}, \quad (2.28)$$

onde P_T é o fluxo de energia devido à onda de torção na parede do tubo. P_L é o fluxo de energia devido à onda longitudinal na parede. P_B é o fluxo de energia devido à onda de flexão, sendo que existem dois termos de flexão por causa das polarizações permitidas. P_F é o fluxo de energia devido à onda plana formada no líquido interno. P_{LF} , P_{B1F} e P_{B2F} são os componentes de energia estrutural, na parede do tubo, gerados pela onda plana no líquido. P_{FL} , P_{FB1} e P_{FB2} são as contribuições estruturais para o fluxo de energia no líquido.

As contribuições do líquido para o fluxo de energia devido aos movimentos de flexão, P_{B1F} e P_{B2F} , são muito pequenas e podem ser negligenciadas. Para excitações estruturais, a maioria da energia está na parede do tubo e P_{FL} , P_{FB1} e P_{FB2} também podem ser negligenciadas. Para o caso de excitação no líquido, a maior parte da energia está no líquido e P_{LF} , P_{B1F} e P_{B2F} podem ser negligenciadas. E assim, o fluxo de energia de propagação estrutural P_s e o fluxo de energia de propagação pelo líquido P_f podem ser estimados a partir de:

$$\begin{aligned} P_s &= P_T + P_L + P_{B1} + P_{B2}, \\ P_f &= P_F. \end{aligned} \quad (2.29)\text{a, b.}$$

Para o caso onde as duas excitações, estrutural e líquido, acontecem o fluxo de energia pode ser estimado como:

$$P = P_T + P_L + P_{B1} + P_{B2} + P_F. \quad (2.30)$$

Em tubos retos contendo fluido com baixa turbulência haverá pouca conversão dos tipos de onda. Os componentes do fluxo de energia do lado direito da equação anterior podem ser considerados independentes (QI e GIBBS, 2003). Entretanto, em sistemas de tubos finitos existe interação entre os tipos de onda (flexão, torção e axial) devido à presença de descontinuidades, dobras, desalinhamentos e conexões (GIBBS e QI, 2005).

2.4.2 Determinação da potência vibratória estrutural em tubos

Baseado na densidade espectral cruzada, Verheij (1980) propõe alguns métodos para determinar o fluxo de energia em vigas e tubos, em baixas frequências onde apenas três tipos de onda aparecem: flexão, longitudinal e torção. A vantagem deste método consiste na determinação do fluxo de energia a partir da medição de duas quantidades cinemáticas, eliminando assim a necessidade de medir quantidades dinâmicas como forças e momentos.

Para vigas em flexão, a potência média pode ser determinada, em um campo distante de descontinuidades e excitações, a partir da medição de dois acelerômetros localizados a uma distância Δ . Considerando aproximações de diferenças finitas, a potência média é determinada como:

$$\bar{P}_B = \frac{2(Bm')^{1/2}}{\Delta} \int_0^\infty \frac{\text{Im}\{G(a_2, a_1, f)\}}{\omega^2} df, \quad (2.31)$$

onde B é a rigidez de flexão da viga, m' é a massa por unidade de comprimento e G é a densidade espectral cruzada dos sinais dos acelerômetros.

No caso de medições no campo próximo, a potência pode ser medida como um arranjo de quatro acelerômetros separados igualmente por uma distância Δ :

$$\begin{aligned} \bar{P}_B &= \frac{B}{\Delta^3} \left[4 \int_0^\infty \frac{\text{Im}\{G(a_2, a_3, f)\}}{\omega^3} df \right. \\ &\quad - \int_0^\infty \frac{\text{Im}\{G(a_2, a_4, f)\}}{\omega^3} df \\ &\quad \left. - \int_0^\infty \frac{\text{Im}\{G(a_1, a_3, f)\}}{\omega^3} df \right]. \end{aligned} \quad (2.32)$$

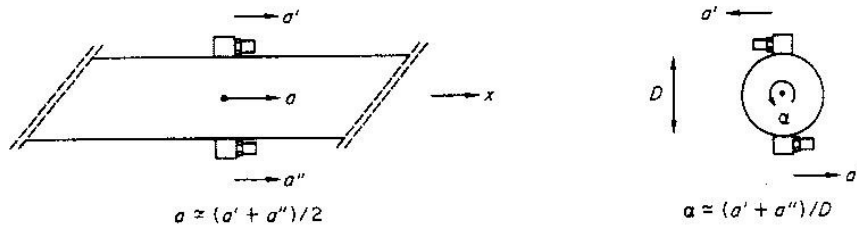
No caso de ondas longitudinais e de torção, a potência pode ser determinada a partir das acelerações medidas em dois locais, como sendo respectivamente:

$$\bar{P}_L \cong -\frac{SE}{\Delta} \int_0^{\infty} \frac{\text{Im}\{G(a_1, a_2, f)\}}{\omega^3} df, \quad (2.33)$$

$$\bar{P}_T \cong -\frac{T}{\Delta} \int_0^{\infty} \frac{\text{Im}\{G(\alpha_1, \alpha_2, f)\}}{\omega^3} df, \quad (2.34)$$

onde S é área da seção transversal, E o módulo de elasticidade, a a aceleração longitudinal, T a rigidez de torção e α a velocidade angular. Entretanto, para uma medição apropriada de a e α pode ser utilizado dois acelerômetros em cada posição, como apresentado na Figura 2.5.

Figura 2.5– Configuração de acelerômetros utilizada na determinação experimental da aceleração longitudinal e angular em um tubo.



Fonte: (VERHEIJ, 1980).

O procedimento consiste em somar os sinais dos dois acelerômetros no domínio do tempo, em cada posição, e posteriormente determinar a densidade espectral cruzada com os sinais resultantes. Então a potência média pode ser determinada com:

$$\bar{P}_L \cong -\frac{SE}{4\Delta} \int_0^{\infty} \frac{\text{Im}\{G(a_1''', a_1''', f)\}}{\omega^3} df, \quad (2.35)$$

$$\bar{P}_T \cong -\frac{T}{\Delta D^2} \int_0^{\infty} \frac{\text{Im}\{G(\alpha_1''', \alpha_1''', f)\}}{\omega^3} df, \quad (2.36)$$

onde a''' e α''' corresponde a $a' + a''$ nas situações da Figura 2.5. Caso as acelerações sejam analisadas no domínio da frequência, a densidade espectral cruzada das Equações (2.33) e (2.34) pela soma das quatro densidades espectrais cruzadas.

2.4.3 Determinação da potência sonora de propagação via fluido por meio da técnica da intensidade

O método da intensidade tem sido apresentado em alguns trabalhos como uma metodologia para avaliar a potência transmitida via líquido (QI e GIBBS, 2003; ALBER,

FISCHER e GIBBS, 2005). Assim, intui-se que este método apresenta um bom potencial de aplicação na determinação da potência transmitida pelo gás no condensador.

A potência sonora que se propaga através do fluido contido em um tubo pode ser estimada por meio do método da intensidade. A intensidade sonora pode ser avaliada a partir da densidade espectral cruzada entre os sinais de dois microfones de pressão próximos entre si (FAHY, 1977; FAHY, 1995). Esta metodologia tem sido aplicada na determinação da potência transmitida via fluido em sistemas de tubos conectados a bombas hidráulicas (QI e GIBBS, 2003) e na determinação da potência transmitida via fluido em válvulas (ALBER, FISCHER e GIBBS, 2005), utilizando sensores de pressão piezelétricos. A intensidade acústica em tubo com escoamento de fluido pode ser determinada a partir de (CHUNG e BLASER, 1980):

$$|I_f| = \frac{S_{AA}}{4\rho c \operatorname{sen}^2[k\Delta r/(1-M^2)]} \left\{ (1+M)^2 \left| \exp\left[j\left(\frac{k\Delta r}{1-M}\right)\right] - H_{AB} \right|^2 - (1-M)^2 \left| H_{AB} - \exp\left[j\left(\frac{k\Delta r}{1+M}\right)\right] \right|^2 \right\}, \quad (2.37)$$

onde $H_{AB} = S_{AB}/S_{AA}$, S_{AA} é a densidade espectral do sinal de pressão no ponto A (p_A), S_{AB} é a densidade espectral cruzada entre os sinais de pressão no ponto A (p_A) e no ponto B (p_B), M é o número de *Mach* do escoamento médio, Δr é a distância entre os dois transdutores de pressão, k o número de onda e ρc é a impedância acústica característica do meio. Esta equação considera as possíveis reflexões da onda (coeficiente de reflexão) causadas pela diferença de impedâncias quando são instalados os sensores de pressão e também pelas conexões na terminação do tubo.

A Equação (2.37) pode ser utilizada exclusivamente quando ondas planas se propagam no fluido. Em tubos com escoamento de fluido, a consideração de onda plana pode ser feita para frequências inferiores à frequência de corte a qual pode ser definida como (MUNJAL, 1987):

$$f_c = \frac{1,84c}{\pi d_i} (1-M^2)^{\frac{1}{2}}, \quad (2.38)$$

onde d_i o diâmetro interno do tubo e c a velocidade do som no fluido.

Geralmente, os erros que podem ser cometidos quando esta técnica é utilizada, se dividem em dois tipos: erros de viés (inerentes do método) e erros aleatórios. Os erros de viés

são inerentes à aproximação de diferenças finitas utilizada no desenvolvimento da técnica e depende fortemente da distância de separação Δr escolhida, e da faixa de frequência de análise. Por outro lado, os erros aleatórios podem ser reduzidos incrementando os cuidados na realização dos ensaios.

O erro aleatório nas medições de intensidade sonora pode ser determinado pelo erro aleatório na avaliação da densidade espectral cruzada. O erro aleatório pode ser estimado por meio do desvio padrão das N amostras registradas na medição do espectro cruzado (ALBER, FISCHER e GIBBS, 2005):

$$\tilde{s}(\text{Im}[S_{AB}]) = \left[\frac{1}{N} \left(1 + \frac{1}{2 \sin^2(k\Delta r)} \left(\frac{1}{\tilde{\gamma}_{pA,pB}^2} - 1 \right) \right) \right]^{\frac{1}{2}} \text{Im}(S_{AB}) \quad (2.39)$$

onde $\tilde{\gamma}_{pA,pB}^2$ é o quadrado da coerência entre dois sinais de pressão, da medição atual.

O erro devido à aproximação por diferenças finitas está relacionado com a limitação do método nas altas frequências. Este erro pode ser estimado de acordo com (FAHY, 1977):

$$e(I) = -\frac{2}{3} \left(\frac{k\Delta r}{2} \right)^2 + \frac{2}{15} \left(\frac{k\Delta r}{2} \right)^4, \quad (2.40)$$

onde $e(I)$ é o erro normalizado. Para um erro máximo de 0,5 dB, $k\Delta r$ deve ser menor a 0,8 ($k\Delta r < 0,8$).

Um segundo erro sistemático está relacionado com a diferença de fase que pode existir entre os dois canais utilizados na medição. Devido às imperfeições dos sistemas de medição sempre existe um pequeno atraso entre os dois canais de medição, o qual é referido com um desajuste de fase. Este erro chega a ser considerável, quando o tempo é curto para a propagação da onda entre os transdutores A e B. A seguinte equação pode ser utilizada para determinar o erro normalizado devido ao desajuste de fase ϕ_s entre os canais dos sensores (FAHY, 1995):

$$e_{dB}(I) = 10 \log(1 + e(I)) = 10 \log \left(1 + \frac{\phi_s}{k\Delta r} \right). \quad (2.41)$$

Este erro pode ser minimizado utilizando a técnica experimental de troca de sensores (*sensor-switching*) proposta por Chung (CHUNG, 1978).

Finalmente, a potência transmitida através do fluido pode ser determinada com:

$$P_{fb} = \frac{\pi d_i^2 I_f}{4}. \quad (2.42)$$

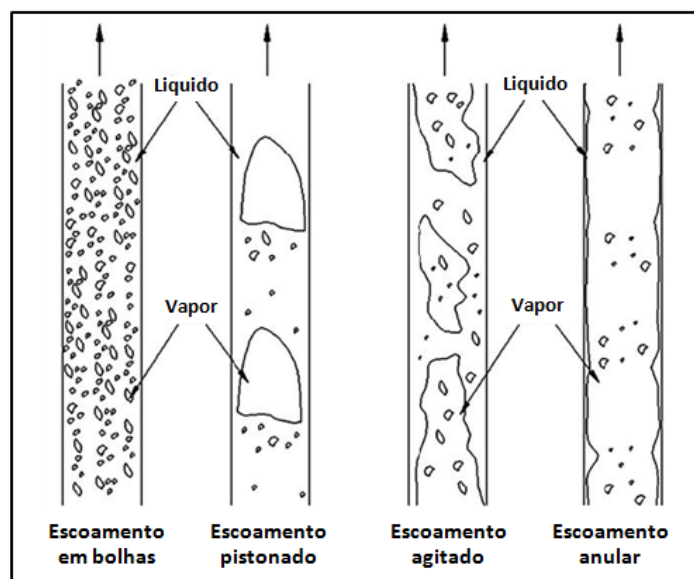
No método da intensidade, o erro devido à aproximação por diferenças finitas (Equação (2.40)) aumenta com o incremento da frequência para um espaçamento fixo entre os microfones. Entretanto, o erro devido à diferença de fase entre os canais de medição diminui com o incremento da frequência (Equação (2.41)).

2.4.4 Ruído induzido pelo escoamento

Em um sistema de refrigeração o ruído induzido pelo fluido refrigerante pode estar associado com as características cíclicas como, título, velocidade de vazão, queda de pressão, vazão de massa, e também com as características estruturais como a disposição da tubulação, bifurcações e dispositivos de expansão. O ruído induzido pelo refrigerante geralmente ocorre quando o estado do refrigerante que flui na tubulação é bifásico, e geralmente na entrada ou saída dos tubos dos trocadores de calor (condensador e evaporador) devido à queda de pressão causada pela conexão com tubos de diâmetros diferentes (JEONG, HAN, *et al.*, 2007; HAN, JEONG, *et al.*, 2009).

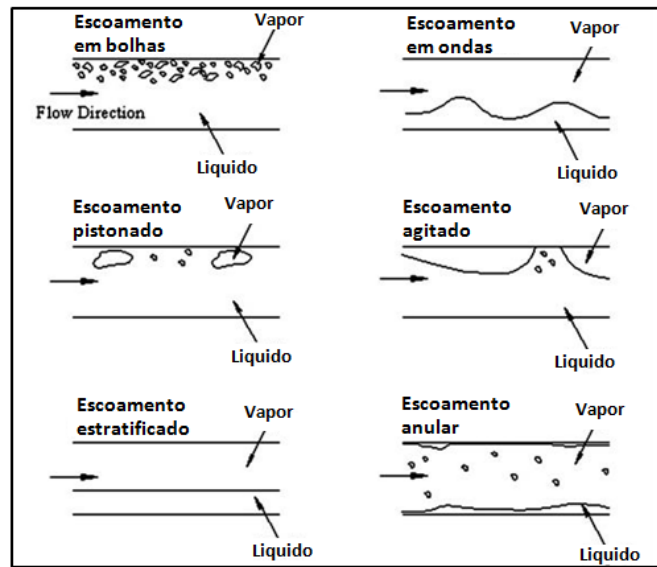
As características do som, muitas vezes variam de acordo com os padrões de escoamento do fluido refrigerante que passa através de um tubo na condição bifásica. Nas Figuras 2.6 e 2.7 são apresentados os modelos de escoamento bifásico em tubos verticais e em tubos horizontais respectivamente.

Figura 2.6- Modelos de escoamento bifásico em tubos verticais.



Fonte: (HAN, JEONG, *et al.*, 2010).

Figura 2.7– Modelos de fluxo bifásico em tubos horizontais.

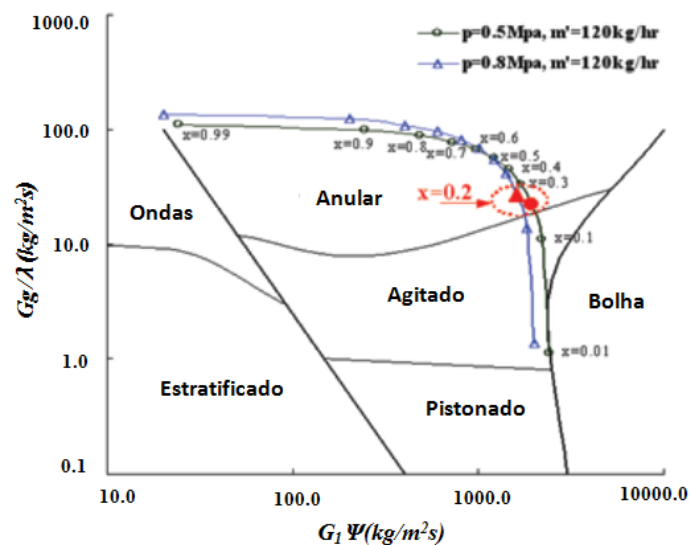


Fonte: (HAN, JEONG, *et al.*, 2010).

Vários estudos têm sido realizados sobre o ruído induzido pelo escoamento bifásico em sistemas de refrigeração.

Han et al. (2009) realizaram uma análise experimental para reduzir o ruído induzido pelo refrigerante em uma unidade interna de um sistema condicionador de ar. Neste trabalho os modelos de escoamento bifásico são determinados a partir do diagrama de escoamento bifásico de *Baker* (Figura 2.8) e ensaios experimentais.

Figura 2.8– Diagrama de escoamento bifásico de *Baker* para tubos horizontais utilizado no trabalho desenvolvido por Han.



Fonte: (HAN, JEONG, *et al.*, 2009).

Os autores associam o ruído gerado ao modelo de escoamento bifásico tipo agitado (*slug*) que está presente na saída do condensador. Modificações são realizadas nos diâmetros dos tubos do trocador de calor de modo a evitar o escoamento agitado sem comprometer a capacidade de refrigeração.

Quando uma bolha de gás em um escoamento intermitente colapsa, produz uma pressão sonora irradiada (p_a) relacionada com a variação de volume da bolha gerada (d^2V/dt^2), a densidade do líquido (ρ_L) e a distância entre o centro da cavidade e o ponto de medição da pressão sonora (HAN, JEONG, *et al.*, 2009):

$$p_a = \frac{\rho_L}{4\pi R} \frac{d^2V}{dt^2}. \quad (2.43)$$

A frequência na qual a excitação acontece está fortemente relacionada com a frequência de ressonância das bolhas definida como:

$$f_n = \frac{1}{2\pi R_0} \sqrt{\frac{3\kappa p}{\rho_L}}, \quad (2.44)$$

onde R_0 é o raio da bolha do escoamento agitado, f_n é a frequência de ressonância da bolha, p é a pressão hidrostática do líquido ao redor da bolha, κ é a razão de calores específicos à pressão e volume constante. Podem existir vários tamanhos de bolhas para cada um dos modelos de escoamento e com isto a excitação pode abranger uma ampla faixa de frequências.

O nível do ruído emitido por um refrigerador pode ser reduzido entre 2-5dB em uma faixa de frequência entre 315Hz a 3,15kHz através de uma adequada identificação do modelo de escoamento bifásico nas entradas e saídas dos trocadores de calor e do tubo capilar, que permita definir os parâmetros que devem ser modificados no sistema de tubos (geometrias e diâmetros), de forma a evitar modelos de escoamentos intermitentes agitado (HAN, JEONG, *et al.*, 2010).

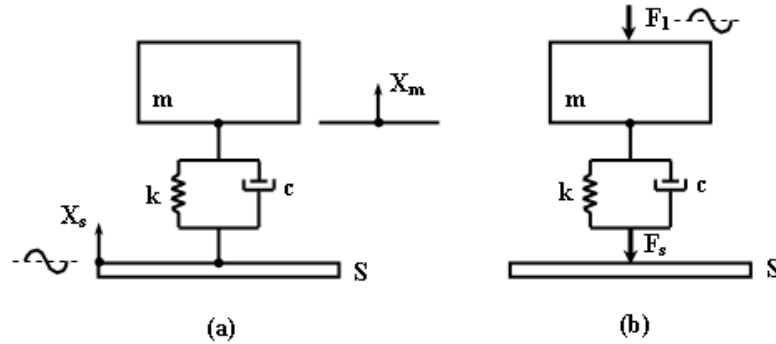
2.5 FLUXO DE ENERGIA EM ISOLADORES DE VIBRAÇÃO

2.5.1 Isolamento de sistemas

O isolamento de vibrações está relacionado ao uso de elementos resilientes com o objetivo de reduzir as transmissões das forças vibratórias ou movimentos para estruturas ou componentes mecânicos (UNGAR, 1992). Os principais aspectos do isolamento de vibrações podem ser entendidos por meio de um sistema massa-mola-amortecedor unidimensional conforme apresentado na Figura 2.9. Nesta figura são apresentados dois casos, e nestes, o isolador é representado pela combinação em paralelo de uma mola sem massa, de rigidez k (a qual produz uma força de restauração proporcional ao deslocamento), e um amortecedor sem

massa com amortecimento viscoso c (o qual produz uma força de retardamento proporcional à velocidade e oposta a esta). A massa rígida m tem movimento somente vertical e sem rotação.

Figura 2.9– Sistema massa - mola - amortecedor de um grau de liberdade.



Fonte: (UNGAR, 1992).

No caso (a) da Figura 2.9 o suporte S vibra verticalmente com uma amplitude X_s em uma determinada frequência e o isolador de vibrações mantém a amplitude do deslocamento da massa em um valor X_m . Neste caso, a razão entre as amplitudes do deslocamento da massa e da base ($T = X_m / X_s$) é conhecida como transmissibilidade. Para o caso (b) a transmissibilidade é definida como a razão entre as amplitudes das forças transmitidas para o suporte em relação à força aplicada na massa ($T_F = F_s / F_1$). Em alguns casos práticos, o suporte é muito rígido e o deslocamento chega a ser zero. Para este último caso em particular, a transmissibilidade pode ser determinada através da mesma equação que no caso (a) como sendo (UNGAR, 1992; RIVIN, 2003):

$$T = T_{F0} = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}}, \quad (2.45)$$

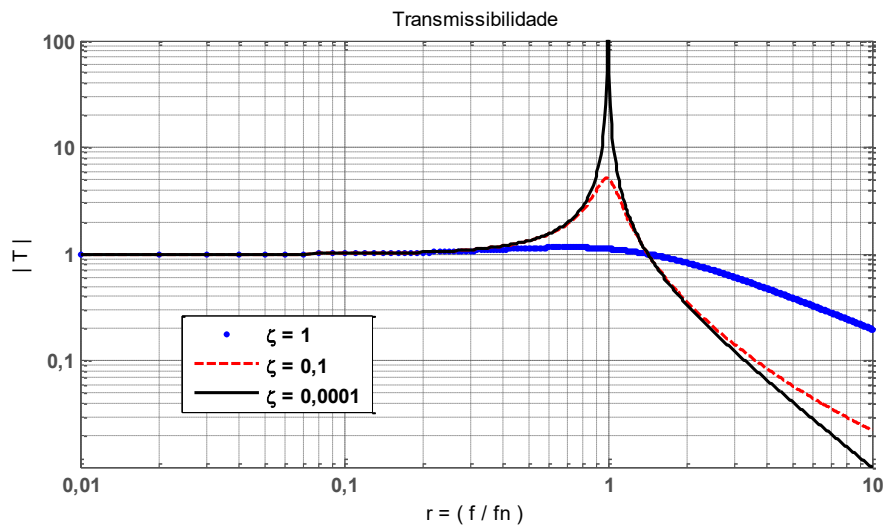
onde r é a razão entre a frequência de excitação e a frequência natural do sistema massa - mola - amortecedor ($r = f / f_n$) e ζ é a razão de amortecimento e relaciona o coeficiente de amortecimento viscoso do sistema c e o coeficiente de amortecimento crítico c_c , $\zeta = c / c_c$. O coeficiente de amortecimento crítico está definido como $c_c = 2\sqrt{km} = 4\pi f_n m$, e a frequência natural do sistema como:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{kg}{W}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{X_{st}}}, \quad (2.46)$$

onde g é a aceleração da gravidade, W é o peso associado com a massa m e X_{st} é a deformação estática da mola devido ao peso.

A função de transmissibilidade (Equação (2.45)) é apresentada na Figura 2.10. Nesta figura observa-se que para valores de $r \ll 1$, a transmissibilidade T é aproximadamente igual a 1 e o deslocamento ou a força é transmitida totalmente. Quando $r \approx 1$, a transmissibilidade é alta devido a ressonância. Nesta região a transmissibilidade é fortemente dependente do amortecimento do isolador. Na frequência para a qual $r = \sqrt{2}$ todos os sistemas independente de amortecimento, apresentam transmissibilidade total ($T = 1$).

Figura 2.10– Transmissibilidade de um sistema massa – mola – amortecedor com diferentes valores de amortecimento.



Nas frequências onde $r > \sqrt{2}$, a transmissibilidade é menor que 1 e decresce continuamente com o aumento de r . Esta região é conhecida como região de isolamento, e a transmissibilidade torna-se dependente da massa do sistema. A inércia da massa limita o movimento e a resposta do sistema para o deslocamento do suporte ou para a ação da força.

Em alguns isoladores o efeito do amortecimento é melhor representado pelo amortecimento estrutural ao invés do amortecimento viscoso. Assim, para este tipo de sistemas a transmissibilidade pode ser definida como:

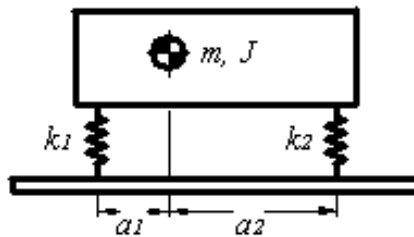
$$T = T_{F0} = \sqrt{\frac{1 + \eta^2}{(1 - r^2)^2 + \eta^2}}, \quad (2.47)$$

onde η é o fator de perda do sistema.

A maior parte das aplicações reais envolve o isolamento de sistemas tridimensionais, onde devem ser considerados os seis graus de liberdade: três de translação e três de rotação. Assim, uma massa rígida tridimensional, suportada elasticamente, tem seis frequências naturais.

Um sistema tridimensional pode ser idealmente representado por uma massa rígida m a qual é suportada por dois isoladores diferentes (ou por duas filas de isoladores estendidos na direção perpendicular ao plano do papel), com rigidezes k_1 e k_2 , posicionados a distâncias a_1 e a_2 do centro de massa (Figura 2.11). O comportamento dinâmico deste tipo de sistemas não é tão simples como o sistema unidimensional. Quando uma força vertical é aplicada sobre o centro de massa o sistema pode responder com um deslocamento vertical do centróide acompanhado de um movimento de balanço do mesmo. De forma similar, quando um movimento de balanço é aplicado no centróide, resultará em um movimento de balanço acompanhado com um movimento vertical da massa. Este fenômeno é conhecido como acoplamento dos movimentos vertical e de balanço.

Figura 2.11– Representação de um sistema de massa m suportada por dois isoladores.



Fonte: (UNGAR, 1992).

A frequência natural f_v na qual deverá ocorrer vibração puramente vertical sem balanço (frequência natural de vibração vertical desacoplada), é dada por (RIVIN, 2003; HIMELBLAU e RUBIN, 2010):

$$f_v = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m}}. \quad (2.48)$$

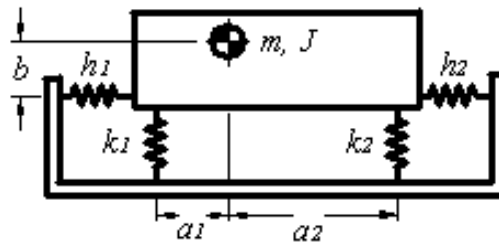
A frequência natural f_r na qual deverá acontecer puramente balanço (frequência natural desacoplada de balanço) mantendo o centro de gravidade sem movimento vertical, é dada por:

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1 a_1^2 + k_2 a_2^2}{J}}, \quad (2.49)$$

onde J é o momento polar de inércia avaliado com referência aos eixos que passam pelo centro de massa e que estão perpendicular ao plano do papel. Contudo, os sistemas tridimensionais possuem frequências naturais, fora das citadas acima, que envolvem movimentos acoplados de translação e rotação.

Na abordagem anterior foram desconsiderados os movimentos horizontais e, portanto, foram negligenciados os efeitos da rigidez horizontal dos isoladores. Estes efeitos podem ser representados no sistema por meio de duas molas horizontais com rigidez h_1 e h_2 , localizadas sobre o mesmo plano horizontal e a uma distância b abaixo do centro de massa (Figura 2.11).

Figura 2.12– Massa m suportada por dois isoladores verticais e dois isoladores horizontais colineares.



Fonte: (UNGAR, 1992).

O sistema da Figura 2.12 tem três graus de liberdade e, conseqüentemente, três frequências naturais (UNGAR, 1992). Quando os isoladores verticais são selecionados e posicionados de forma que tenha a mesma deformação estática, existe um pequeno acoplamento entre o movimento vertical e o movimento de balanço, e a frequência natural correspondente ao movimento horizontal pode ser determinada através da Equação (2.48). As outras duas frequências naturais, associadas como movimentos combinados de rotação e translação horizontal são dadas pelos dois valores de f_H , os quais podem ser obtidos através de:

$$\frac{f_H}{f_v} = \left(N \pm \sqrt{N^2 - SB} \right)^2, \quad (2.50)$$

onde:

$$N = \frac{1}{2} \left[S \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right) + B \right],$$

$$B = \frac{a_1^2 k_1 + a_2^2 k_2}{r^2 (k_1 + k_2)},$$

$$S = \frac{h_1 + h_2}{k_1 + k_2}.$$

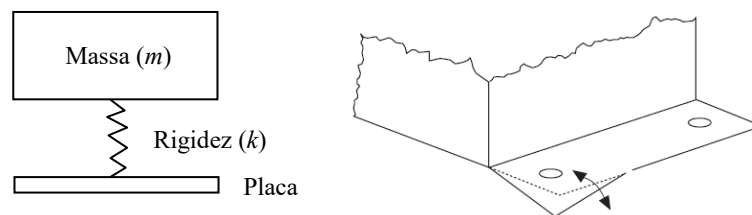
Nas equações anteriores, r^2 ($r^2 = J / m$) representa o quadrado do raio de rotação da massa em relação aos eixos que passam pelo centro de massa.

2.5.2 Efeitos da flexibilidade do suporte base e da massa do sistema

Nem todos os sistemas podem ser analisados utilizando as equações acima descritas, isto porque o suporte do sistema e a massa não podem ser representados como componentes com rigidez infinita, como consideradas nas Equações (2.45) e (2.46).

Na maioria dos casos, os sistemas são considerados como massas que possuem pés isolados, os quais são tipicamente uma placa. O comportamento dinâmico dos pés pode ser modelado como um sistema placa-mola-massa, (Figura 2.13) (GOYDER e WHITE, 1980; FULFORD e GIBBS, 1999; HYNÄ, 2002).

Figura 2.13- Sistema placa-mola-massa.

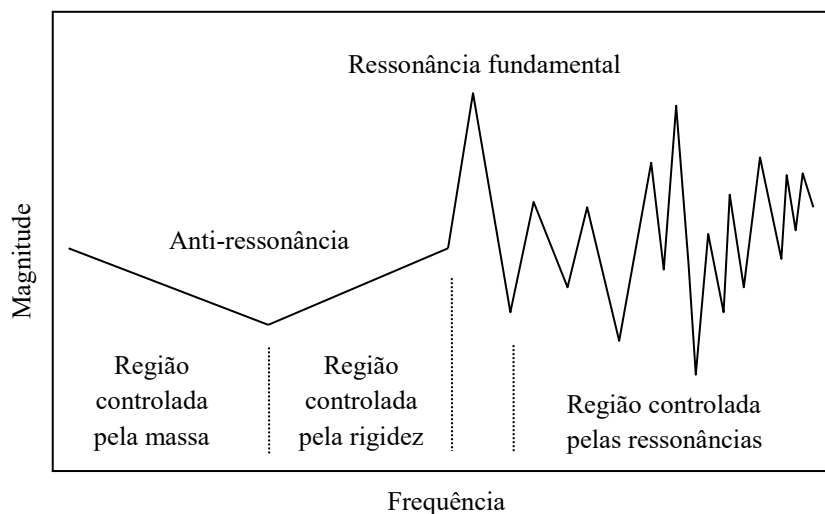


Nesse caso a massa representa o corpo do sistema e a mola representa a rigidez local dos pés. A rigidez da placa é determinada pelas condições de contorno, pelo material e pelas dimensões. Para o modelo da Figura 2.13 a mobilidade pontual pode ser obtida com (FULFORD e GIBBS, 1999):

$$Y = \frac{(k - \omega^2 m)}{i\omega m k}, \quad (2.51)$$

onde m é a massa do sistema, k é a rigidez local da placa base (pé da massa) e ω é a frequência angular. Nas frequências baixas a massa domina a expressão e na curva de mobilidade (Figura 2.14) a região controlada pela massa (a magnitude decresce 6 dB por oitava para um ângulo de fase $-\pi/2$) é observada. Em altas frequências é observada uma região de rigidez controlada (a magnitude incrementa 6 dB por oitava para um ângulo de fase $-\pi/2$). Entre essas duas regiões observa-se um entalhe causado pela frequência de antirressonância determinada pela massa e rigidez local ($\omega_0 = \sqrt{k/m}$).

Figura 2.14– Mobilidade pontual generalizada de uma da placa base.



Fonte: (FULFORD e GIBBS, 1999).

Depois da região controlada pela rigidez a placa começa a flexionar e sua frequência fundamental dá início à região controlada pelas ressonâncias em que são necessários mais detalhes do modelo.

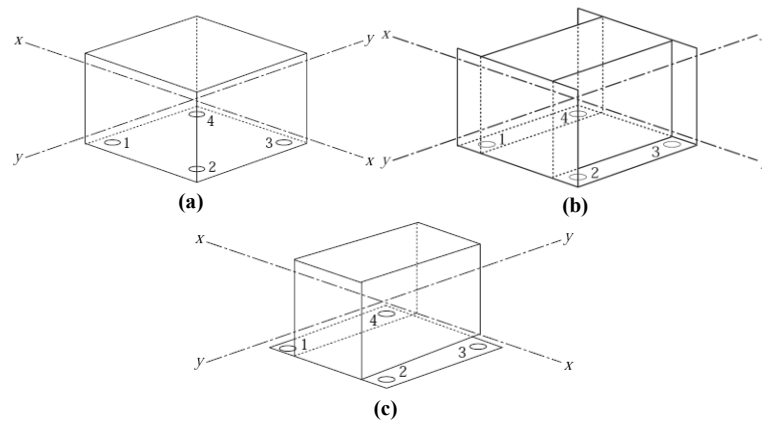
Na região controlada pela massa o sistema pode ser modelado como um corpo rígido. Se os eixos coordenados coincidem com os eixos de inércia principais do corpo do sistema, a mobilidade pode ser obtida por (FULFORD e GIBBS, 1999):

$$Y = \frac{1}{i\omega} \left(\frac{1}{m} + \frac{y_0 y}{I_{xx}} + \frac{x_0 x}{I_{yy}} \right), \quad (2.52)$$

onde x_0 e y_0 descrevem a posição da força com relação ao centro de gravidade, x e y são as coordenadas do ponto de resposta e I_{xx} e I_{yy} são os momentos de inércia.

Na região controlada pela rigidez, a mobilidade da placa é dependente do tamanho do material e das condições de contorno e o corpo do sistema pode ser ignorado na análise. No trabalho de Fulford e Gibbs (1999) são consideradas na análise duas condições de montagem: tipo placa e tipo flange como pode ser visualizados na Figura 2.15.

Figura 2.15 Base do sistema tipo: (a) placa, (b) flange (c) flange *cantilever*.

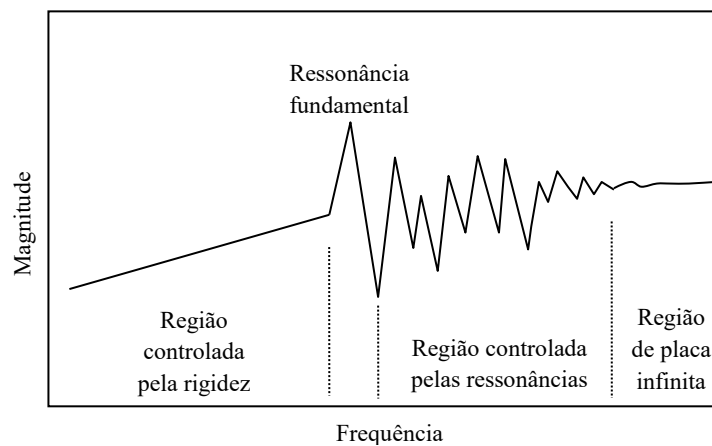


Fonte: (FULFORD e GIBBS, 1999).

Na região controlada pelas ressonâncias, as mobilidades pontuais e de transferência da base do sistema depende da interação dos modos da placa. Os modos da placa dependem das dimensões da placa, do material e das condições de contorno, e a interação modal depende da frequência, do ponto de excitação, da posição do receptor e do amortecimento do material.

A estimativa da mobilidade efetiva da estrutura receptora (suporte) é necessária quando é preciso avaliar a transmissão da potência. O suporte muitas vezes é o piso e não pode ser considerado como um corpo livre e com isso, a região controlada pela massa não será observada na curva da mobilidade pontual. Tipicamente a curva da mobilidade do piso se comporta conforme a Figura 2.16.

Figura 2.16– Mobilidade pontual generalizada do suporte do sistema (piso).



Fonte: (FULFORD e GIBBS, 1999).

2.5.3 Isoladores de vibração em altas frequências

Em altas frequências, o dispositivo de isolamento e a estrutura de suporte deixam de ser massas rígidas. Surgem ressonâncias internas nos isoladores e as fontes de vibração começam a ser afetadas pelo ‘carregamento’. O carregamento de uma fonte se refere à redução do movimento vibratório da fonte que resulta da aplicação de uma força que se opõe ao movimento. Na presença deste carregamento, não é possível avaliar o desempenho do isolamento do sistema utilizando as equações de transmissibilidade vistas na Seção 2.5.1. Neste caso é utilizado o conceito de efetividade de isolamento. A efetividade de isolamento, E , é definida como a razão entre a magnitude da velocidade de vibração da estrutura a ser protegida (chamada de ‘receptor’) que resulta se a estrutura é rigidamente conectada com a estrutura ‘fonte’ e, a magnitude da velocidade do receptor obtida se o isolador é inserido entre a fonte e o receptor no lugar da conexão rígida.

Quando a velocidade do receptor é proporcional à força F_R que atua no receptor, de forma que $V_R = Y_R F_R$, sendo Y_R designada como a mobilidade do receptor, então a efetividade do isolamento pode ser formulada em termos da razão entre as forças que atua sobre receptor, como também em termos da razão das velocidades do receptor (UNGAR, 1992):

$$E = \frac{V_{Rr}}{V_{Ri}} = \frac{F_{Rr}}{F_{Ri}}, \quad (2.53)$$

onde o r refere-se ao caso no qual uma conexão rígida substitui o isolador, e o i refere-se ao caso no qual o isolador está presente.

Pequenos valores de transmissibilidade T implicam em bom isolamento, e grandes valores de E implicam em isolamento efetivo.

Um isolador pode ser considerado sem massa, quando transmite qualquer força que é aplicada nele e, é considerado linear se a sua deformação é proporcional á força aplicada. A diferença da velocidade através de tal isolador em qualquer frequência é, então, proporcional à força aplicada e à razão entre magnitude da diferença de velocidades e a força aplicada. Esta razão é conhecida como mobilidade do isolador Y_I .

A efetividade de um isolador linear sem massa (ou com massa desprezível) pode ser determinada com (UNGAR, 1992):

$$E = \left| 1 + \frac{Y_I}{Y_S + Y_R} \right|, \quad (2.54)$$

onde Y_I é a mobilidade do isolador (razão entre a diferença de velocidades no isolador e a força aplicada), Y_S é a mobilidade da fonte e Y_R a mobilidade do receptor. O valor de Y_I é alto para um isolador de baixa rigidez (macio) e é zero para um isolador rígido. Na presença de

ressonâncias do receptor, a mobilidade Y_R é alta e, conseqüentemente, a efetividade do isolador baixa.

Quando a mobilidade da fonte Y_S é alta, a efetividade é pequena. Assim, para uma fonte de força constante (na qual a mobilidade Y_S é infinita) a efetividade do isolador é igual a um, o que implica que o receptor vibrará da mesma forma utilizando ou não isolador.

Em algumas análises, os efeitos da massa do isolador podem ser negligenciados (isto é o isolador pode ser considerado sem massa) se as frequências sob consideração são bastante baixas em relação à primeira frequência de ressonância interna do isolador (ou primeira frequência de onda estacionária). As ressonâncias internas do isolador tendem a reduzir severamente sua efetividade.

Em baixas frequências, o único efeito da massa do isolador é reduzir ligeiramente a frequência fundamental de ressonância do sistema. A frequência de ressonância modificada pode ser determinada com a rigidez do isolador e com uma massa total, resultado da soma da massa isolada mais uma fração da massa do isolador. Quando o isolador é constituído por uma mola ou por um material de amortecimento uniforme a fração da massa é 1/3. Quando o isolador consiste em uma viga uniforme e engastada a fração da massa é de aproximadamente 0,24.

Em altas frequências, o isolador entra em ressonância interna reduzindo a efetividade de isolamento e aumentando a transmissibilidade. Nas frequências de ressonância do isolador a transmissibilidade diminui com o aumento do amortecimento. Para reduzir os efeitos das ressonâncias de ondas estacionárias seria necessário selecionar um isolador com um amortecimento relativamente alto e com uma configuração tal que as suas frequências de ressonância sejam relativamente altas. Isto implica no uso de materiais com uma razão de rigidez-peso alta ou, de forma equivalente, como uma velocidade de onda longitudinal alta c_L ($c_L = \sqrt{E/\rho}$, onde E é o módulo de elasticidade do material e ρ a massa específica) e também do uso de uma configuração do isolador com pequenas dimensões globais.

A efetividade de isolamento em uma frequência específica de um sistema no qual os efeitos da massa do isolador não são desprezíveis pode ser determinada através de (UNGAR, 1992):

$$E = \left| \frac{\alpha}{Y_S + Y_R} \right| \left| 1 + \frac{Y_S}{Y_{Isb}} + \frac{Y_R}{Y_{Irb}} \left(1 + \frac{Y_S}{Y_{Isf}} \right) \right|, \quad (2.55)$$

sendo,

$$\frac{1}{\alpha^2} = \frac{1}{Y_{Irb}} \left(\frac{1}{Y_{Isb}} + \frac{1}{Y_{Isf}} \right),$$

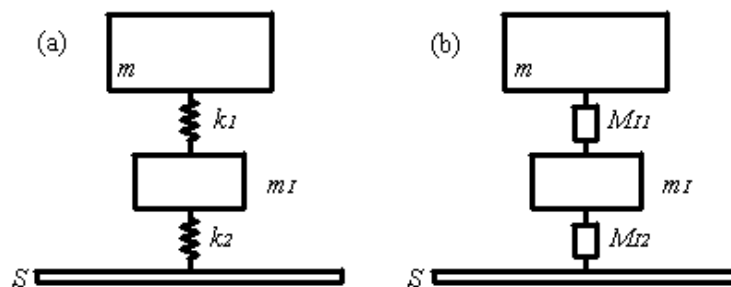
onde Y_{Isb} é a mobilidade do isolador (razão entre a força e a velocidade) medida sobre o lado do isolador que conecta à fonte, se o lado do isolador que conecta com o receptor é bloqueado (impedido para mover-se). Y_{Irb} é a mobilidade medida no lado do isolador que conecta com o receptor, se o lado da fonte é bloqueado. Y_{Isf} é a mobilidade medida no lado do isolador que conecta com a fonte, se o lado do receptor está livre.

2.5.4 Isolamento em duas fases

Em um isolador sem massa, a força que é aplicada sobre uma das extremidades do isolador deve ser balanceada por uma força de igual magnitude e oposta, aplicada na outra extremidade. Este não é o caso de isoladores que incorporam alguma quantidade de massa, pois a força aplicada em um dos lados é balanceada pela força resultante da soma da força de inércia e da força atuando no outro lado. Assim, diferentemente de um isolador sem massa, a força transmitida por um isolador com massa pode ser menor que a força aplicada (SNOWDON, 1968; UNGAR, 1992).

Alguns benefícios para reduzir a força transmitida em baixas frequências, nas quais os efeitos da massa nos isoladores não são significativos, podem ser obtidos adicionando uma massa concentrada dentro do isolador. Isto pode ser visualizado, por exemplo, quando a mola do amortecedor é cortada em duas partes e uma massa é localizada no meio destas partes, resultando em um isolador composto por duas molas com uma massa no meio (Figura 2.17). Devido a esta configuração de molas e massa, o isolamento é conhecido como isolamento de duas fases (UNGAR, 1992).

Figura 2.17– Isolador de duas fases com a massa do isolador incluída: (a) com molas, (b) com elementos de isolamento.



O sistema da Figura 2.17a tem duas frequências naturais f_b , as quais podem ser determinadas através de (SNOWDON, 1968; UNGAR, 1992):

$$\left(\frac{f_b}{f_0}\right) = Q \pm \sqrt{Q^2 + B^2}, \quad Q = \frac{1}{2} \left(B^2 + 1 + \frac{k_2}{k_1} \right), \quad (2.56)$$

onde

$$B = \frac{f_I}{f_0}, \quad f_I = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m_I}}, \quad f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{m(1/k_1 + 1/k_2)}}. \quad (2.57)$$

A frequência f_0 é a frequência natural do sistema na ausência da massa incluída m_I . A frequência f_I é a frequência natural da massa m_I se movendo entre as duas molas com a massa m mantida completamente imóvel. A maior das frequências f_b (a qual se obtém escolhendo o sinal positivo da raiz, na Equação (2.56)) sempre é maior que as frequências f_0 e f_I . A menor das frequências f_b (a qual se obtém escolhendo o sinal negativo da raiz, na Equação (2.56)) sempre é menor que as frequências f_0 e f_I .

A transmissibilidade de um sistema de duas etapas pode ser determinada através de:

$$\frac{1}{T} = \frac{1}{T_{F0}} = \frac{1}{B^2} \left(\frac{f}{f_0}\right)^4 - \left[1 + \frac{1 + k_2/k_1}{B^2}\right] \left(\frac{f}{f_0}\right)^2 + 1 \approx \left(\frac{f^2}{f_0 f_I}\right)^2, \quad (2.58)$$

onde a última expressão aproximada aplica para altas frequências, isto é, para frequências de vibração muito maiores que as frequências f_0 e f_I .

Embora as equações acima sejam destinadas somente para isoladores sem amortecimento, fornecem uma aproximação razoável do comportamento de sistemas com pouco amortecimento, exceto nas proximidades das frequências naturais. Para considerar o alto amortecimento ou as configurações complexas dos isoladores lineares (onde cada isolador é modelado por várias combinações em série e em paralelo de molas e amortecedores) é conveniente representar cada isolador pela sua mobilidade (Figura 2.17b).

Conforme foi definida na seção anterior, a mobilidade da fonte M_S é uma medida da suscetibilidade da vibração da fonte ao efeito do carregamento, e a efetividade de isolamento E é uma medida do desempenho do isolamento, o qual a diferença da transmissibilidade leva em conta os efeitos do carregamento. Na Figura 2.17b se S representa uma fonte linear e se a massa m representar um receptor linear como mobilidade Y_R , é possível obter um sistema de

duas etapas linear e sua efetividade pode ser determinada com (SNOWDON, 1968; UNGAR, 1992):

$$E = |E_1 + \Delta E|, \quad E_1 = 1 + \frac{Y_I}{Y_S + Y_R}, \quad (2.59)$$

onde:

$$Y_I = Y_{I1} + Y_{I2}, \quad \Delta E = \frac{(Y_{I1} + Y_S)(Y_{I2} + Y_R)}{Y_m(Y_S + Y_R)}. \quad (2.60)$$

Nestas equações E_I corresponde a efetividade do sistema de uma etapa (sistema de um grau de liberdade) que corresponde a um sistema sem incluir a massa do isolador. Y_I representa a mobilidade dos dois isoladores em série e ΔE representa o incremento da efetividade obtida pela adição da massa incluída m_I cuja mobilidade é Y_m . Da Equação (2.60) observa-se, que ΔE é inversamente proporcional a Y_m , o que indica que a inclusão de maiores massas resulta, geralmente, em um maior incremento da efetividade.

2.6 METODOLOGIAS EMPREGADAS NA SIMULAÇÃO E NA ANÁLISE VIBROACÚSTICA DE SISTEMAS

2.6.1 Método de Elementos Finitos

O método dos elementos finitos (FEM) é uma técnica numérica utilizada para obter soluções de equações diferenciais ou integrais, com condições de contorno definidas, que descrevem uma grande variedade de problemas físicos.

Existem muitas referências que servem para este tema (COOK, MALKUS, *et al.*, 2002; ZIENKIEWICZ, TAYLOR e ZHU, 2005). Existem outros inteiramente dedicados à aplicação do FEM em problemas de vibrações (PETYT, 1998). Todavia, ainda existem livros relacionados com vibrações e acústica que dedicam capítulos ao método de elementos finitos (MEIROVITCH, 1975; FAHY e GARDONIO, 2007).

A premissa básica do método consiste em dividir um domínio complexo em uma série de pequenas regiões nas quais as equações diferenciais são resolvidas de forma aproximada. Montando o conjunto de equações para cada região, o comportamento em todo o domínio do problema é inteiramente determinado.

Cada região é referida como elemento e o processo de subdivisão de um domínio em um número finito de elementos é conhecido como discretização. Os elementos são conectados em pontos específicos, referidos como nós, e o processo de montagem requer que a solução seja contínua ao longo dos limites comuns entre elementos adjacentes.

As características físicas do material são distribuídas uniformemente nos elementos. No entanto, as características cinemáticas de cada um destes elementos são concentradas nos nós. Assim, tem-se para cada grau de liberdade de cada nó uma equação algébrica, implicando em uma linha e em uma coluna nas matrizes geradas.

Na área estrutural, os elementos incluem formulações matemáticas para modelo de barras, vigas, placas e outros.

Métodos variacionais, como o Método dos Resíduos Ponderados, o Método de Ritz e o Método dos Mínimos Quadrados, permitem obter soluções aproximadas da solução de certo problema de condições de contorno.

No caso de uma análise dinâmica, um sistema pode ser representado por meio da equação (COOK, MALKUS, *et al.*, 2002):

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{f\}, \quad (2.61)$$

onde $[M]$ é a matriz de massa, $[C]$ a matriz de amortecimento, $[K]$ a matriz de rigidez, $\{u\}$ o vetor de deslocamento e $\{f\}$ o vetor de força aplicadas no sistema.

O sistema dinâmico representado pela Equação (2.61) pode ser resolvido utilizando dois tipos de análise: análise modal ou análise direta (harmônica).

Na análise modal, o processo de solução inicia com a solução do problema de autovalores e autovetores definido pela equação:

$$([K] + \omega_i^2[M])\{\phi_i\} = 0, \quad (2.62)$$

onde ω_i são as i -ésimas frequências naturais ou autovalores e $\{\phi_i\}$ são as formas modais ou autovetores do sistema. A solução deste sistema fornece duas matrizes: uma matriz diagonal, $[\Lambda]$, contendo os autovalores do sistema e uma matriz, $[\Phi]$, contendo os autovetores do sistema. As duas matrizes possuem dimensões $n \times n$, sendo n o número de graus de liberdade do sistema.

Estas duas matrizes são utilizadas para a transformação de coordenadas físicas $\{u\}$ para coordenadas modais $\{q\}$, partindo do fato que o vetor solução $\{u\}$ pode ser escrito como uma combinação linear de autovetores da forma $\{u\} = [\Phi]\{q\}$. Considerando que o sistema possui amortecimento proporcional e, uma resposta e uma excitação ambas harmônica, o sistema tem uma solução do tipo:

$$\{\ddot{u}\} = [\Phi]([\Lambda] - \omega^2[I] + i\omega[\bar{C}])^{-1}[\Phi]^T\{\ddot{f}\}. \quad (2.63)$$

onde $[\bar{C}]$ é a matriz de amortecimento normalizada, $[\bar{C}] = [\Phi]^T[C][\Phi]$.

Pode ser também definida uma matriz de receptâncias $[\alpha(\omega)]$ tal que:

$$\{\tilde{u}\} = [\alpha(\omega)]\{\tilde{f}\}, \quad (2.64)$$

onde:

$$[\alpha(\omega)] = [\Phi]([\Lambda] - \omega^2[I] + i\omega[\bar{C}])^{-1}[\Phi]^T. \quad (2.65)$$

Cada elemento da matriz $[\alpha(\omega)]$ é dado por:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \frac{\tilde{u}_j}{\tilde{f}_k} = \sum_{n=1}^N \frac{\phi_{j,n}\phi_{k,n}}{\omega_n^2 - \omega^2 + i2\gamma_n\omega_n\omega}, \quad (2.66)$$

para o caso de amortecimento viscoso. Para o caso de amortecimento hysterético, os elementos da matriz podem ser determinados por meio de:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \frac{\tilde{u}_j}{\tilde{f}_k} = \sum_{n=1}^N \frac{\phi_{j,n}\phi_{k,n}}{\omega_n^2 - \omega^2 + i\eta\omega_n^2}. \quad (2.67)$$

Na equação (2.66), γ_n representa a razão de amortecimento modal do n -ésimo modo, o qual pode ser definido como sendo $\gamma_n = \frac{a_1}{2\omega_n} + \frac{a_2\omega_n}{2}$, onde a_1 e a_2 são os fatores multiplicadores das matrizes de massa e rigidez no modelo de amortecimento viscoso proporcional $C = a_1[M] + a_2[K]$.

Na equação (2.67) η representa o fator de amortecimento estrutural.

Na análise direta, a solução é obtida considerando que o sistema tem uma resposta harmônica do tipo $\{u\} = \{\tilde{u}\}e^{i\omega t}$ quando submetido a uma força de excitação do tipo $\{f\} = \{\tilde{f}\}e^{i\omega t}$. Por tanto a Equação (2.61) pode ser escrita da forma:

$$-\omega^2[M]\{\tilde{u}\} + i\omega[C]\{\tilde{u}\} + [K]\{\tilde{u}\} = \{\tilde{f}\}. \quad (2.68)$$

Reescrevendo a equação acima, a solução do problema pode ser obtida com:

$$\{\tilde{u}\} = ([K] - \omega^2[M] + i\omega[C])^{-1}\{\tilde{f}\}. \quad (2.69)$$

A inversão da matriz acima pode ser feita utilizando vários métodos e deve ser realizada para cada frequência ω de interesse.

Cada uma das análises mencionadas acima tem vantagens e desvantagens. A análise direta, por exemplo, exige a inversão de uma matriz de dimensões $n \times n$ (n é o número de graus de liberdade do sistema) para cada frequência ω . Isto pode implicar um alto custo computacional. No caso do método modal, o custo computacional está associado com o

número de modos do sistema, aumentando conforme o número de modos utilizados na análise³.

Uma regra aproximada para escolher o tipo de análise consiste em utilizar o método modal para problemas com baixo número de modos e alto número de ‘*steps*’ de frequência, e utilizar a análise direta para problemas com alto número de modos e baixo número de ‘*steps*’ de frequência (CORDIOLI, 2009). No entanto, a análise direta é a única metodologia de solução quando as propriedades da estrutura variam com a frequência.

³ Na prática, é comum utilizar só certa quantidade de modos na análise modal para diminuir o custo computacional. Este procedimento é conhecido como truncamento modal onde geralmente apenas são utilizados os modos do sistema contidos até uma frequência, ω_a , igual a duas vezes a frequência máxima de interesse.

3 ANÁLISE VIBROACÚSTICA EXPERIMENTAL DO REFRIGERADOR

3.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo é realizada uma análise experimental do refrigerador, iniciando com a descrição da medição da potência acústica gerada pelo refrigerador na condição de regime permanente. Em seguida, uma análise experimental é realizada para identificar os principais caminhos de transmissão de energia. Com base nestas análises são definidas as principais contribuições para o ruído radiado em cada uma das bandas de frequência analisadas. Duas técnicas empregadas para a análise dos caminhos de transmissão são apresentadas. Apesar de apenas utilizar uma delas, se faz necessária a revisão das técnicas tradicionais para o entendimento e interpretação (correlação) dos resultados.

3.2 POTÊNCIA ACÚSTICA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO.

3.2.1 Métodos

A potência acústica é considerada talvez a principal característica de uma fonte sonora. Na análise do fluxo de energia vibroacústica de um sistema fonte-caminho-receptor⁴, a potência acústica pode ser considerada como a quantidade da energia transmitida pela fonte que se transforma em ruído irradiado. Deste modo, justifica-se a determinação desta característica como parte do trabalho aqui apresentado.

Existem vários métodos para a determinação da potência acústica, no entanto, neste estudo foi escolhido o método que utiliza câmaras reverberantes e uma fonte sonora de referência. Este método é conhecido como o método da comparação e foi escolhido pela sua simplicidade na execução. Detalhes sobre os procedimentos de medição e cálculo são descritos na norma ISO 3741 (INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION, 1999).

O nível de potência sonora usando uma fonte de referência é determinado através da equação:

$$L_W = L_{Wr} + (L_p - L_{pr}) \quad [dB], \quad (3.1)$$

onde L_W é o nível de potência sonora em banda de 1/3 de oitava da fonte sob estudo, L_{Wr} é o nível de potência sonora da fonte de referência calibrada em condições meteorológicas

⁴ Considera-se um sistema fonte-caminho –receptor sistemas onde uma fonte é conectada a uma estrutura e o ruído pode ser gerado através de caminhos estruturais o aéreos.

correspondente a uma impedância característica de $\rho c = 400 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^3$, L_p é o nível médio de pressão sonora em 1/3 de oitava medida na câmara quando somente a fonte sob estudo está ligada e L_{pr} é o nível médio de pressão sonora em 1/3 de oitava medida na câmara quando somente a fonte de referência está ligada.

Contudo, apesar da simplicidade, alguns cuidados devem ser observados para obter resultados confiáveis. Por exemplo, na determinação de L_p e L_{pr} deverão ser consideradas as recomendações em relação ao ruído de fundo. Caso a diferença entre os níveis da fonte em estudo e o ruído de fundo seja inferior a 15 dB, fatores de correção devem ser utilizados.

Todavia, para refrigeradores e eletrodomésticos em geral, recomendações adicionais são citadas nas normas NBR 13910-1, ISO 8960 e NBR 13910-2-1 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 1997) (INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION, 1991) (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 1997).

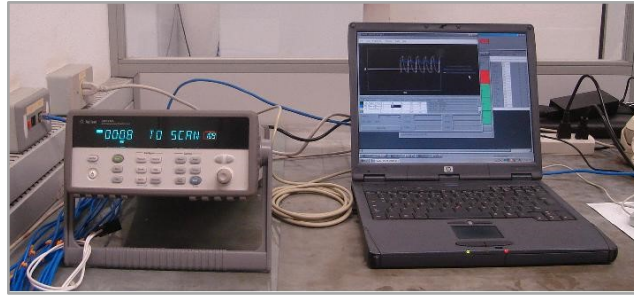
Nestas normas os aspectos como o volume máximo da fonte, limite mínimo de frequência da câmara, temperatura e umidade da câmara, calibração dos instrumentos de medição, posicionamento do refrigerador e dos microfones, tempo de medição, ruído de fundo, são definidos.

3.2.2 Ensaio e resultados

Para um refrigerador em condições normais de uso, o compressor do sistema de refrigeração apresenta períodos intermitentes de funcionamento. Desta forma, o sistema é submetido a cargas transitórias quando o compressor liga, seguido de um período de tempo no qual o compressor funciona em uma condição que pode ser considerada como regime permanente e, finalmente, um período transitório no qual o compressor desliga.

Neste trabalho limitou-se à determinação da potência sonora em regime permanente. O regime considerado como permanente foi determinado através do monitoramento de temperaturas em diferentes pontos dentro e fora do refrigerador. Este procedimento foi realizado com a instalação de termopares tipo T (Cobre/Constantan) e com um sistema de aquisição de dados *Agilent 34970A* (Figura 3.1).

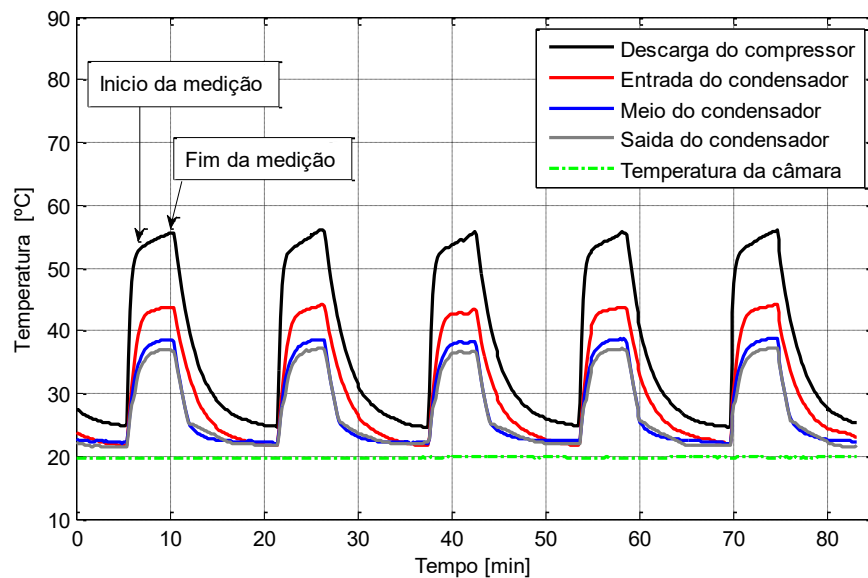
Figura 3.1– Sistema de monitoramento do ciclo de funcionamento do refrigerador.



A partir das temperaturas monitoradas foi possível definir o início e fim da medição acústica. Um exemplo das temperaturas monitoradas está apresentado na Figura 3.2.

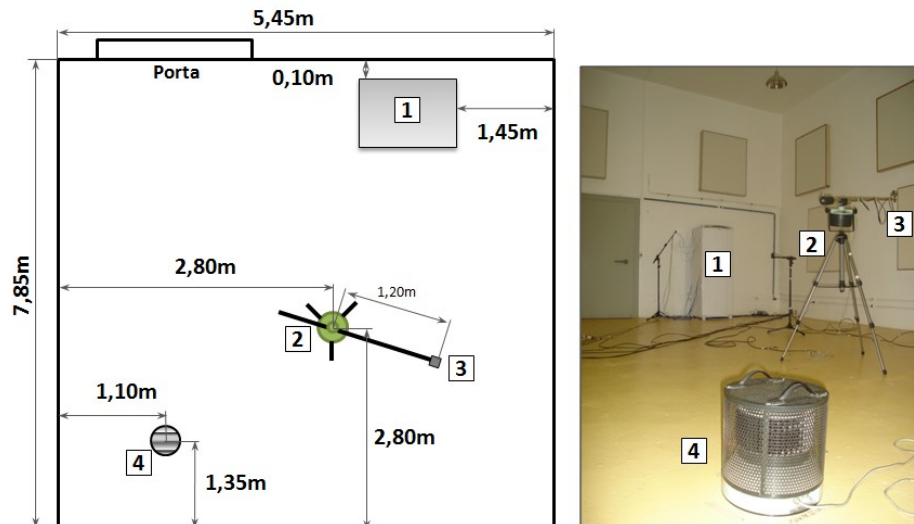
Após da instalação dos termopares e do sistema de monitoramento de temperaturas, o refrigerador foi posicionado na câmara reverberante e o ensaio disposto conforme observado na Figura 3.3.

Figura 3.2– Definição do regime permanente no ciclo de funcionamento do refrigerador.



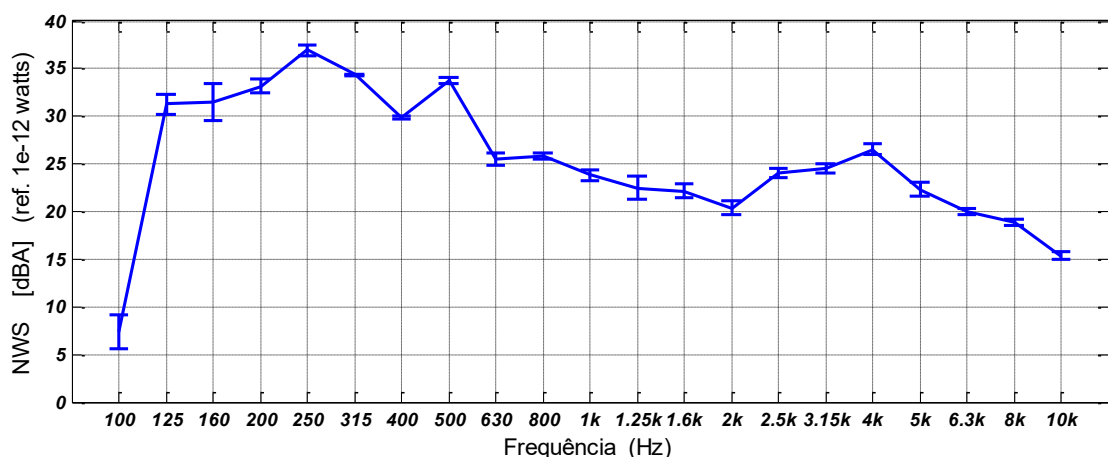
O desvio padrão máximo encontrado foi de 2dB nas bandas de 100 e 160Hz. Com base na norma ISO 3741 estes valores de desvio padrão podem ser considerados como aceitáveis para estas bandas de frequência. Em adição às fontes de incerteza listadas na norma, estes valores também podem ser atribuídos às mudanças nas condições do sistema de refrigeração (temperaturas) no regime considerado como permanente.

Figura 3.3– Ensaio de medição de potência sonora na câmara reverberante: (1) Refrigerador, (2) *Rotating Boom*, (3) Microfone de campo difuso, (4) Fonte de referência.



O desvio padrão máximo encontrado foi de 2dB nas bandas de 100 e 160Hz. Com base na norma ISO 3741 estes valores de desvio padrão podem ser considerados como aceitáveis para estas bandas de frequência. Em adição às fontes de incerteza listadas na norma, estes valores também podem ser atribuídos às mudanças nas condições do sistema de refrigeração (temperaturas) no regime considerado como permanente.

Figura 3.4– Nível médio da potência sonora do refrigerador e o desvio padrão para cada banda de frequência.

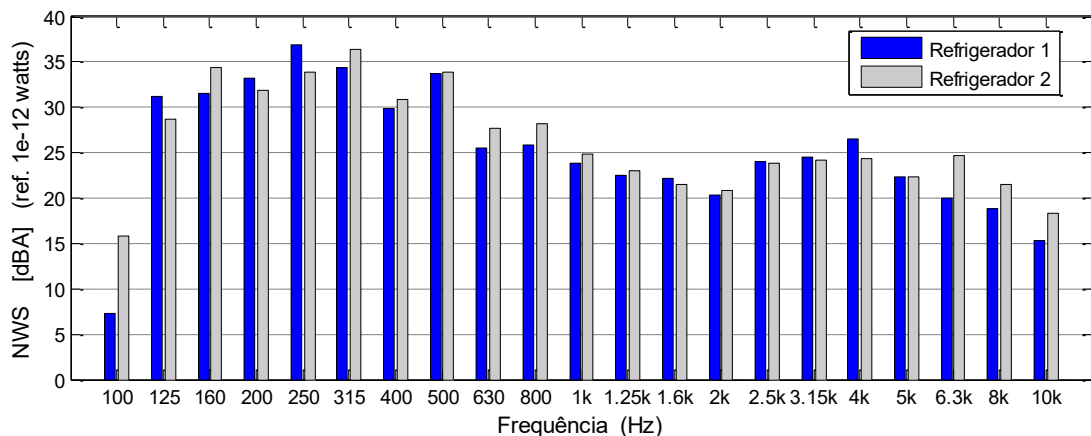


Variações na potência sonora também podem acontecer entre refrigeradores do mesmo modelo as quais podem ser associadas aos processos de manufatura. Com o objetivo de entender as possíveis variações deste item, a potência sonora de um segundo refrigerador

disponível foi avaliada. As potências sonoras dos dois refrigeradores são comparadas na Figura 3.5.

Pode-se observar desta figura que as diferenças entre os níveis de potência sonora dos refrigeradores nas bandas de 100Hz, 125Hz, 250Hz 6,3kHz, chegam a sobrepassar os 3dB.

Figura 3.5– Comparação entre os níveis de potência sonora de dois refrigeradores da mesma marca e modelo.



Das análises acima é possível obter uma visão geral do grau de incerteza na determinação da potência sonora do sistema de refrigeração a qual pode ser associado ao processo de medição bem como às variações no processo de manufatura.

3.3 ANÁLISE EXPERIMENTAL DOS CAMINHOS DE TRANSMISSÃO

3.3.1 Fundamentos teóricos

Entre as principais técnicas para a quantificação e qualificação dos caminhos de propagação de energia vibroacústica em um sistema, encontra-se a análise de caminhos de transferência, TPA. Trata-se de uma técnica experimental utilizada para estimar e classificar as contribuições dos caminhos de transmissão de energia vibroacústica entre uma fonte e o receptor (LMS INTERNATIONAL, 1995).

Esta técnica tem sido amplamente utilizada para a resolução de problemas vibroacústicos principalmente na área automotiva (PLUNT, 2005) (VAN DER AUWERAER, MAS, *et al.*, 2007).

De forma geral, o TPA tradicional consiste em duas etapas: a determinação das funções de transferência entre a fonte e o receptor de cada um dos caminhos identificados, e a determinação dos carregamentos operacionais do sistema que agem em cada um deles.

Considerando um sistema linear, a resposta y_m em um ponto determinado do receptor pode ser definida como o somatório das contribuições dos n caminhos entre a fonte e o receptor. Cada contribuição é obtida da multiplicação da entrada operacional x_n pela função de transferência do respectivo caminho, H_{nm} . Com base na definição anterior, a resposta no receptor pode ser determinada como:

$$y_m(j\omega) = \sum_n H_{nm}(j\omega) x_n(j\omega). \quad (3.2)$$

No entanto, em um sistema as entradas operacionais geralmente estão presentes como forças (F_n) ou velocidade de volume (Q_j) e as respostas no receptor limitam-se a pressões sonoras (p_m) ou níveis de vibração (\dot{x}_m). Deste modo, a Equação (3.2) pode ser reescrita de forma mais completa como:

$$y_m = \sum_{n=1}^k H_{nm}(\omega) F_n(\omega) + \sum_{j=1}^r H_{jm}(\omega) Q_j(\omega), \quad (3.3)$$

onde $H_{nm}(\omega)$ são as funções de transferência dos n caminhos estruturais e $H_{jm}(\omega)$ correspondem às funções de transferência acústicas entre a fonte e o ponto de resposta no receptor.

Para determinar as funções de transferência estruturais, a excitação do sistema é realizada utilizando excitadores eletrodinâmicos (*shakers*) ou martelos de impactação. Geralmente este procedimento requer o desacoplamento da fonte da estrutura receptora.

No caso das funções de transferência acústicas, são utilizadas metodologias que envolvem fontes de velocidade de volume e na maior parte dos casos, a teoria da reciprocidade (VERHEIJ, 1997); (FAHY, 2003).

As entradas operacionais, especificamente as forças, dificilmente podem ser medidas de forma direta sem afetar o acoplamento entre a fonte e a estrutura. Entretanto, existem alguns métodos para a determinação das forças de forma indireta. Esses métodos são: o método da rigidez dinâmica, o método da matriz inversa, e o método simplificado da matriz inversa.

O método da rigidez dinâmica complexa é utilizado quando a conexão entre a fonte e a estrutura é realizada por meio de isoladores de vibração. Assim, a força é determinada através da expressão:

$$F_n(\omega) = k_n(\omega)[x_{n1}(\omega) - x_{n2}(\omega)], \quad (3.4)$$

onde $F_n(\omega)$ é a força operacional transmitida pelo caminho n , $k_n(\omega)$ é a rigidez complexa definida para isoladores resilientes de vibração, $x_{n1}(\omega)$ é o deslocamento do lado da fonte (lado ativo) e $x_{n2}(\omega)$ é o deslocamento do lado da estrutura receptora (lado passivo) do n -ésimo caminho.

O método da matriz inversa é utilizado quando os elementos conectores são rígidos e, conseqüentemente, não existe um movimento relativo considerável entre o lado ativo e passivo da conexão. Utilizando este método, as forças podem ser determinadas como sendo:

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ \vdots \\ F_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & \cdots & H_{1N} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{M1} & \cdots & H_{MN} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \vdots \\ \ddot{x}_M \end{bmatrix}, \quad (3.5)$$

onde H_{ij} são funções de resposta em frequência (FRF) - inertância, medidas entre os pontos de conexão da fonte e alguns pontos de resposta sobre a estrutura (indicadores); M é o número da resposta; N o número de forças e \ddot{x}_i são as acelerações operacionais medidas no lado da estrutura receptora.

A fim de obter uma única resposta e de evitar problemas numéricos associados ao mau condicionamento da matriz de inertâncias, sugere-se que o número de respostas M seja maior que o número de entradas N . A relação M/N costuma ser maior ou igual a 2. A inversão da matriz pode ser realizada utilizando o método de mínimos quadrados ou o método de Decomposição de Valores Singulares (SVD).

Um terceiro método consiste no método da matriz inversa simplificada. Neste método, a força é estimada de forma simples através da multiplicação da função de transferência pela resposta medida no lado do receptor:

$$F_i = H_{ij} \ddot{x}_j, \quad (3.6)$$

onde F_i é a força estimada no ponto i ; H_{ij} é a função de transferência entre o ponto de aplicação da força (ponto i) e a resposta no ponto j ; \ddot{x}_j é a resposta medida no ponto j (usualmente aceleração). Este método torna-se atrativo pela sua praticidade, no entanto grandes erros podem ser cometidos na estimativa da força uma vez que este método desconsidera os efeitos cruzados das outras forças que atuam no sistema.

No caso das fontes acústicas, as entradas operacionais podem ser determinadas utilizando três métodos: o método da superfície vibrante, método da intensidade acústica e o método da matriz inversa. Todos os métodos partem do princípio de fontes monopolos equivalentes conforme apontado por (VERHEIJ, 1997). Uma superfície irradiadora pode ser dividida em pequenas áreas, as quais se comportam como pequenas fontes monopolo.

O método da superfície vibrante considera que a vibração da superfície da fonte, medida na direção normal, representa a velocidade que pode ser utilizada na determinação da velocidade de volume. Dividindo a superfície da fonte em sub-áreas de tamanho S_i , a velocidade de volume correspondente pode ser definida como sendo:

$$q_i = S_i \dot{x}_i. \quad (3.7)$$

Para este método recomenda-se que as dimensões das áreas sejam menores que meio comprimento de onda ($\lambda/2$) da faixa de frequência de análise (LMS INTERNATIONAL, 1995).

No método da intensidade acústica são utilizadas medições de intensidade sonora realizadas no campo próximo da fonte. Este método apresenta bons resultados nas médias e altas frequências, porém a medição da intensidade acústica limita-se à condição estacionária da fonte e à medições de intensidade em câmaras com condições anecóicas (FAHY, 1995).

O método da matriz inversa segue o mesmo raciocínio explicado para a determinação das forças por meio do método da matriz inversa. Neste caso, é necessária uma fonte de velocidade de volume conhecida para a determinação das funções de transferência nos pontos definidos como indicadores.

Apesar do TPA ser uma técnica amplamente utilizada, possui algumas desvantagens. A principal desvantagem está na necessidade de determinar um grande número de FRF para serem utilizadas no cálculo dos carregamentos operacionais e das próprias contribuições dos caminhos (TOOME, 2012).

A determinação das FRF pode requerer um tempo considerável e, em alguns casos, pode ser uma tarefa difícil de ser realizada (por exemplo, devido à dificuldade para acessar algum ponto na estrutura onde seja necessária a medição de respostas e/ou realizar excitações).

Para tentar contornar este tipo de problema (KOUSUKE e JUNJI, 2006) apresentaram uma técnica alternativa onde apenas são necessárias medições do sistema nas condições típicas de funcionamento. Esta técnica é conhecida como OTPA (*Operational Transfer Path Analysis*) em que o principal atrativo é a não necessidade de medir as FRFs dos caminhos.

O OTPA é um método baseado na aplicação da matriz de transmissibilidades (KOUSUKE e JUNJI, 2006) (TCHERNIAK e SCHUHMACHER, 2009), sendo a transmissibilidade a relação entre duas respostas do sistema. Assim, para gerar a matriz de

transmissibilidades são necessárias apenas medições de referência em pontos indicadores sobre a estrutura e nos pontos de resposta no receptor, para gerar relações entre as respostas.

De forma similar ao TPA tradicional, o OTPA pode ser definido por meio da equação:

$$\mathbf{y}(j\omega) = \mathbf{x}(j\omega)\mathbf{H}(j\omega), \quad (3.8)$$

onde $\mathbf{y}(j\omega)$ é o vetor de respostas medidas no receptor, $\mathbf{x}(j\omega)$ é o vetor de medições de referência medidas nas fontes, $\mathbf{H}(j\omega)$ é a matriz de funções de transferência operacionais. O termo $j\omega$ denota valor complexo com dependência da frequência.

Os vetores $\mathbf{y}(j\omega)$ e $\mathbf{x}(j\omega)$ podem ser constituídos de sinais de vibração, pressão acústica, forças, etc.

De forma expandida, a Equação (3.8) pode ser escrita como sendo:

$$[y_1 \quad \cdots \quad y_n] = [x_1 \quad \cdots \quad x_m] \begin{bmatrix} H_{11} & \cdots & H_{n1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{1m} & \cdots & H_{mn} \end{bmatrix}, \quad (3.9)$$

onde m representa o número de pontos de referência (entradas) e n o número de respostas (saídas). A dependência da frequência dos sinais é omitida para simplificar a equação. A Equação (3.9) deve ser avaliada para cada frequência.

Em condições operacionais, o sistema pode ou não estar submetido a diferentes condições de carga e, conseqüentemente, de respostas. No entanto, quando considerado que o sistema é linear, a relação entre as entradas e saídas pode ser considerada constante. Desta forma, uma medição do sistema em condições operacionais pode ser dividir em uma série de r blocos de forma que a Equação (3.9) pode ser rescrita como sendo:

$$\begin{bmatrix} y_1^{(1)} & \cdots & y_n^{(1)} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ y_1^{(r)} & \cdots & y_n^{(r)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1^{(1)} & \cdots & x_m^{(1)} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ x_1^{(r)} & \cdots & x_m^{(r)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_{11} & \cdots & H_{n1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{1m} & \cdots & H_{mn} \end{bmatrix}, \quad (3.10)$$

ou de forma compacta como sendo:

$$\mathbf{Y} = \mathbf{XH}. \quad (3.11)$$

A Equação (3.11) pode ser utilizada para a determinação da matriz de transferência

H.

Quando a matriz de referência \mathbf{X} é uma matriz quadrada ($r = m$), a solução para a matriz de transferência pode ser obtida pela multiplicação da inversa em ambos os lados da Equação(3.11), ($\mathbf{H} = \mathbf{X}^{-1}\mathbf{Y}$).

Entretanto, quando o número de blocos de medição é maior que o número dos canais de referência ($r > m$) a Equação (3.11) torna-se sobredeterminada. Neste caso, a matriz \mathbf{H} pode ser determinada por meio de dois métodos amplamente utilizados: método dos mínimos quadrados e o método de decomposição de valores singulares (SVD).

Quando utilizado o método de mínimos quadrados, uma solução para a matriz \mathbf{H} pode ser possível, como sendo:

$$\mathbf{H} = (\mathbf{X}^T\mathbf{X})^{-1}\mathbf{X}^T\mathbf{Y} = \mathbf{X}^+\mathbf{Y}, \quad (3.12)$$

onde \mathbf{X}^+ é definida como a matriz pseudo inversa de \mathbf{X} , isto é, $\mathbf{X}^+ = (\mathbf{X}^T\mathbf{X})^{-1}\mathbf{X}^T$.

Contudo, o método de mínimos quadrados pode levar a uma estimação precária da matriz \mathbf{H} especialmente quando os sinais de referência do sistema (entradas) apresentam alguma correlação entre si e/ou quando a relação ruído-sinal dos sinais é alta (TOOME, 2012). Para contornar este tipo de problema, é proposta uma solução através do método de decomposição em valores singulares (SVD) seguida de uma análise de componentes principais (PCA).

O PCA é utilizado para definir a relevância dos dados na resposta acústica total e, desta forma, evitar problemas numéricos associados ao conteúdo de ruído nos sinais, no cálculo da matriz de funções de transferência \mathbf{H} .

O SVD estabelece que uma matriz retangular pode ser definida como sendo o produto:

$$\mathbf{X} = \mathbf{U}\mathbf{\Sigma}\mathbf{V}^T, \quad (3.13)$$

onde \mathbf{X} é a matriz referência de tamanho $r \times m$ contendo as medições dos pontos de entrada, \mathbf{U} é uma matriz unitária⁵ ortogonal de ordem $n \times n$, $\mathbf{\Sigma}$ é uma matriz diagonal ($n \times m$) contendo os valores singulares (elementos positivos ou zeros) e \mathbf{V}^T é a transposta da matriz unitária ortogonal \mathbf{V} de ($m \times m$).

Para determinar a solução à Equação (3.12), as seguintes relações são definidas:

$$\mathbf{X}^T\mathbf{X} = \mathbf{V}\mathbf{\Sigma}^T\mathbf{U}^T\mathbf{U}\mathbf{\Sigma}\mathbf{V}^T = \mathbf{V}(\mathbf{\Sigma}^T\mathbf{\Sigma})\mathbf{V}^T, \quad (3.14)$$

⁵ Uma matriz é considerada unitária quando $\mathbf{U}^T\mathbf{U} = \mathbf{I}$ e $\mathbf{U}\mathbf{U}^T = \mathbf{I}$ o que implica também que $\mathbf{U}^T = \mathbf{U}^{-1}$.

$$\mathbf{X}\mathbf{X}^T = \mathbf{U}\mathbf{\Sigma}\mathbf{V}^T\mathbf{V}\mathbf{\Sigma}^T\mathbf{U}^T = \mathbf{U}(\mathbf{\Sigma}\mathbf{\Sigma}^T)\mathbf{U}^T. \quad (3.15)$$

Então, a pseudoinversa \mathbf{X}^+ é calculada como sendo:

$$\mathbf{X}^+ = \mathbf{V}\mathbf{\Sigma}^{-1}\mathbf{U}^T. \quad (3.16)$$

Na Equação (3.16), $\mathbf{\Sigma}^{-1}$ representa a inversa da matriz $\mathbf{\Sigma}$. Para que isto seja possível a matriz $\mathbf{\Sigma}$ deve ser reduzida de forma que seja quadrada ($q \times q$) (DE KLERK e OSSIPOV, 2010). Esta redução é realizada com base em uma classificação dos componentes principais (TOOME, 2012). Os escores da classificação dos componentes principais (\mathbf{Z}) são obtidos da multiplicação da matriz de componentes principais ($\mathbf{\Sigma}$) pela matriz de autovetores (\mathbf{U}):

$$\mathbf{Z} = \mathbf{U}\mathbf{\Sigma} = \mathbf{X}\mathbf{V}. \quad (3.17)$$

Os menores escores encontrados na matriz \mathbf{Z} definem os elementos que podem ser descartados da análise por serem estes relacionados ao ruído do sistema de medição, ao ruído de fundo e aos efeitos cruzados entre os sinais de entrada. Este processo é a base da análise de componentes principais.

Após a redução da matriz $\mathbf{\Sigma}$, as matrizes \mathbf{U} e \mathbf{V} também são reduzidas de forma que a Equação (3.13) ainda seja válida.

Combinando as Equações (3.12) e (3.16), a matriz de transferência $\tilde{\mathbf{H}}$ pode ser determinada como sendo:

$$\tilde{\mathbf{H}} = \mathbf{V}\mathbf{\Sigma}^{-1}\mathbf{U}^T\mathbf{Y}. \quad (3.18)$$

Todavia, após a redução utilizando a análise de componentes principais, a Equação (3.18) passa a ser:

$$\tilde{\mathbf{H}}_r = \mathbf{V}_r\mathbf{\Sigma}_r^{-1}\mathbf{U}_r^T\mathbf{Y}, \quad (3.19)$$

onde $\tilde{\mathbf{H}}_r$ pode ser considerada como uma matriz de transferência livre de ruídos e dos efeitos cruzados entre os sinais de entrada.

Finalmente, a resposta pode ser sintetizada com a equação:

$$\mathbf{Y}_s(j\omega) = \mathbf{X}_{ope}(j\omega)\tilde{\mathbf{H}}_r(j\omega), \quad (3.20)$$

onde \mathbf{Y}_s é a matriz de respostas sintetizada no domínio da frequência e \mathbf{X}_{ope} corresponde a matriz contendo uma medição operacional representativa, escolhida para sintetizar a resposta.

Cada linha da matriz \mathbf{Y}_s corresponde à contribuição de cada caminho analisado para cada um dos pontos de resposta no receptor (colunas). No caso de um único ponto de

resposta, \mathbf{Y}_s torna-se um vetor, e a resposta total sintetizada pode ser determinada através da soma vetorial das linhas de \mathbf{Y}_s .

A análise é concluída com a avaliação da Equação (3.20) para cada linha de frequência da faixa de frequência definida.

No entanto, quando o sistema possui sinais de entrada que abrangem pressão e vibração é necessária uma normalização devido à diferença nas escala das grandezas (GAJDATSY, JANSSENS, *et al.*, 2010) (PUTNER, FASTL, *et al.*, 2012). Os valores de pressão acústica podem ser bem maiores em comparação com os sinais de aceleração levando a um mal condicionamento da matriz \mathbf{X} ou, simplesmente, a desconsiderar os valores de aceleração no processo de redução. Por esse motivo a normalização deve ser realizada antes de aplicar o algoritmo do SVD.

Apesar de ser uma técnica promissória, o OTPA tem algumas limitações e recomendações que devem ser observadas para obter resultados confiáveis. Recomendações do método são apresentadas no trabalho de (GAJDATSY, JANSSENS, *et al.*, 2010).

3.3.2 Experimentos

O sistema de refrigeração pode ser considerado como um sistema vibroacústico complexo no qual a fonte principal de ruído e vibração é o compressor. Estruturalmente, o compressor se conecta ao gabinete por meio de quatro isoladores de vibração à placa base, e através dos tubos de descarga e de sucção. Acusticamente, pode-se considerar que existe um caminho para o ruído gerado pela vibração da superfície do compressor. Ainda, a transmissão de energia também acontece através do fluido refrigerante através da pulsação da pressão nos tubos de descarga e de sucção.

Com base na definição acima, pode-se definir que o compressor transmite energia para o refrigerador principalmente através de seis caminhos:

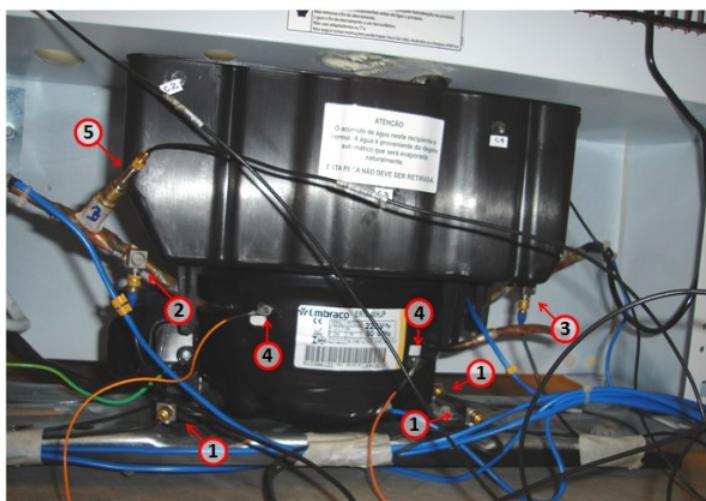
- Placa base do compressor (estrutural),
- Tubo de sucção (estrutural),
- Tubo de descarga (estrutural),
- Pressão de descarga (via fluido),
- Pressão de sucção (via fluido),
- Radiação acústica da carcaça do compressor (acústico).

Após estas considerações e com base no conhecimento dos métodos propostos na Seção anterior, foi escolhido o OTPA como metodologia para classificar e estimar as contribuições dos caminhos. Especificamente, pela dificuldade para determinar as funções de

transferência associadas à pulsação nos tubos de sucção e de descarga na presença de escoamento bifásico.

Desta forma, o sistema de refrigeração foi instrumentado com acelerômetros triaxiais nos pontos de conexão estrutural (na base do compressor e nos tubos), sensores piezelétricos de pressão nos tubos de descarga e de sucção do compressor, e para o caso da radiação acústica da carcaça, foram utilizados dois acelerômetros uniaxiais posicionados sobre a superfície do compressor (Figura 3.6). Todos os sensores posicionados próximos da fonte conforme recomendado por (PUTNER, FASTL, *et al.*, 2012) para evitar os efeitos cruzados dos carregamentos.

Figura 3.6– Sensores de vibração e de pressão: 1) Acelerômetros tri-axiais na base do compressor, 2) Acelerômetro tri-axial no tubo de sucção, 3) Acelerômetro tri-axial no tubo de descarga, 4) Acelerômetros na carcaça do compressor, 5) Sensor de pressão no tubo de sucção do compressor.



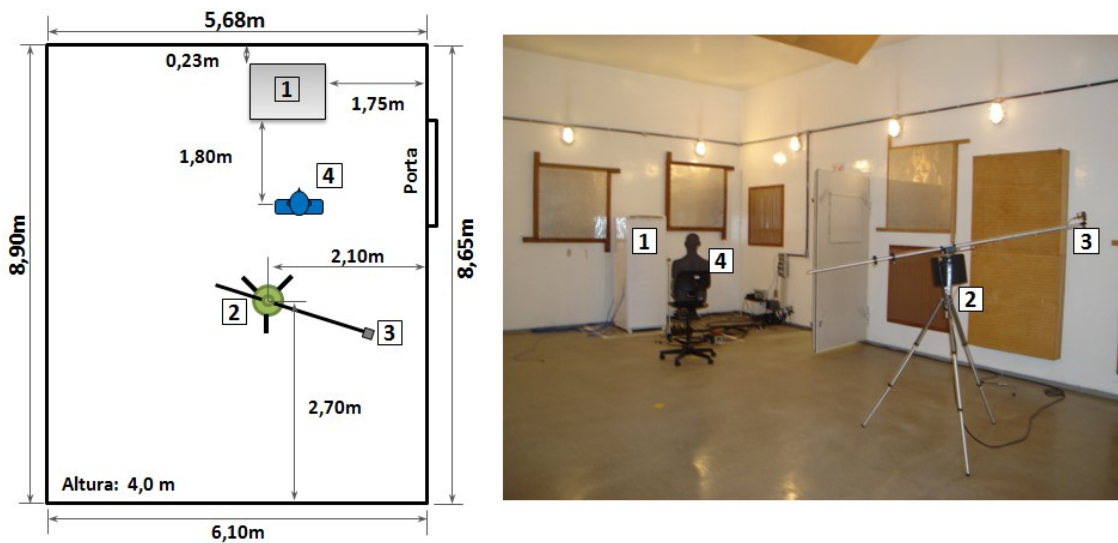
O ensaio foi realizado em uma câmara reverberante onde o sistema de refrigeração foi posicionado conforme pode ser visualizado na Figura 3.7.

Como pontos de resposta foi utilizado o torso *B&K* para a medição de pressão sonora bi-auricular. Todavia, um microfone de campo difuso instalado no *Rotating Boom* foi utilizado como uma referência secundária.

No total, oito ciclos de funcionamento do refrigerador foram medidos. As medições foram realizadas no domínio do tempo. O número total de canais utilizados foi 28 e a taxa de amostragem utilizada foi 32768Hz.

Destas medições foram selecionados alguns trechos dentro da condição de regime permanente, gerando um total 134 blocos. Em seguida por meio de um pós-processamento envolvendo a transformada de Fourier, cada bloco foi transformado no domínio da frequência.

Figura 3.7- Ensaio de medição em câmara reverberante utilizado na análise operacional de cainhos.
Localização de: 1) Refrigerador, 2) *Rotating Boom*, 3) Microfone de campo difuso, 4) Torso.



Com base no algoritmo proposto por (CARVALHO, 2008), uma rotina foi implementada em *MatLab* para a o cálculo das contribuições.

Na rotina gerada, inicialmente é realizada uma leitura e organização dos dados das medições. Em seguida, para cada frequência da faixa de frequência de análise são criadas as matrizes \mathbf{X} e \mathbf{Y} . Posteriormente, as Equações (3.13) e (3.18) são aplicadas. Após escolher uma medição de referência, a matriz \mathbf{X}_{ope} é criada e as contribuições dos caminhos são determinadas com a aplicação da Equação (3.19). Para a geração da matriz \mathbf{Y} foi escolhido aleatoriamente o sinal do microfone esquerdo do torso.

Os resultados do procedimento acima descrito são apresentados na Figura 3.8, e correspondem às contribuições em banda de um terço de oitava na faixa de frequência de 63Hz a 10kHz. Observa-se que a principal contribuição acontece através da placa base em toda a faixa de frequência de análise. Como contribuidores secundários encontra-se a vibração transmitida através dos tubos de sucção e de descarga do compressor. Todavia, para as faixas de frequências de 1,25kHz e 3,15kHz a contribuição da vibração transmitida pelo tubo de descarga chega a ser maior ou similar à contribuição da placa base do compressor.

Apesar de não ser um parâmetro que indica o grau de correlação da análise, a comparação das pressões acústicas medida e sintetizada é apresentada na Figura 3.9. Observa-se que o nível da pressão acústica sintetizada é menor em algumas frequências em relação ao valor médio da pressão sonora medida. Entende-se que as possíveis causas das diferenças são associadas aos mesmos fatores que afetam o cálculo da potência sonora apresentado na Seção

3.2 e aos problemas inerentes do método relacionados ao cálculo da matriz de transmissibilidades.

Figura 3.8– Análise de contribuições dos caminhos para o ruído radiado do refrigerador.

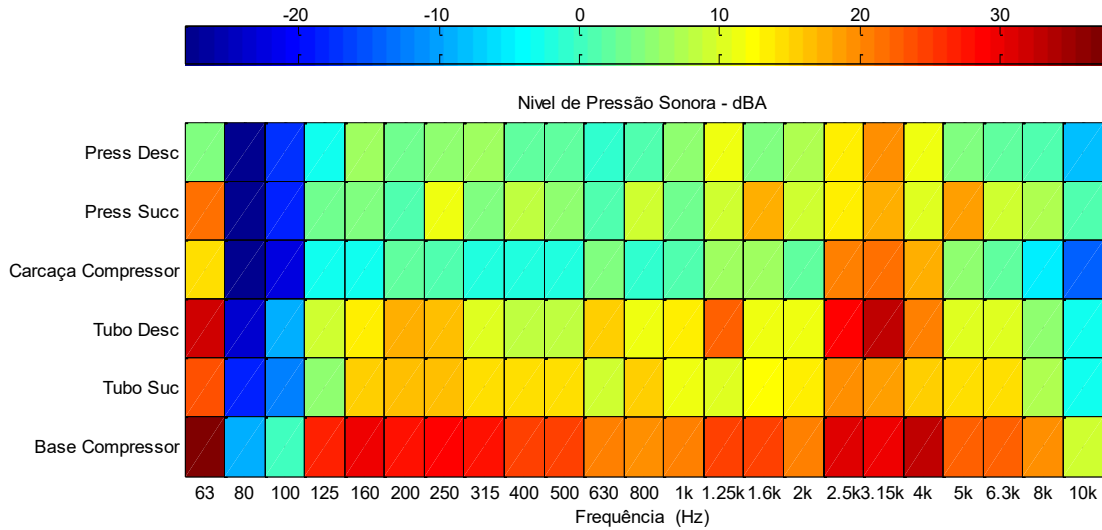
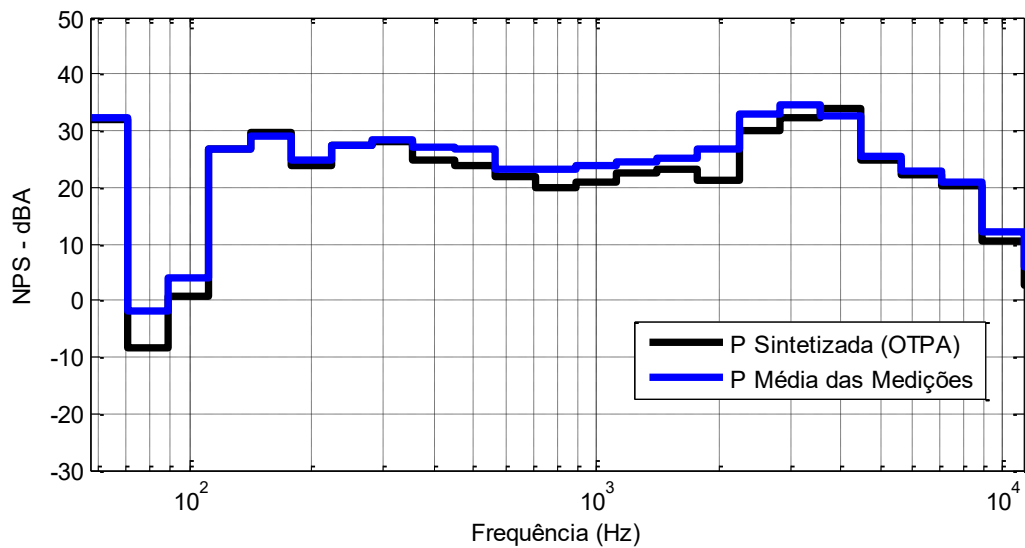
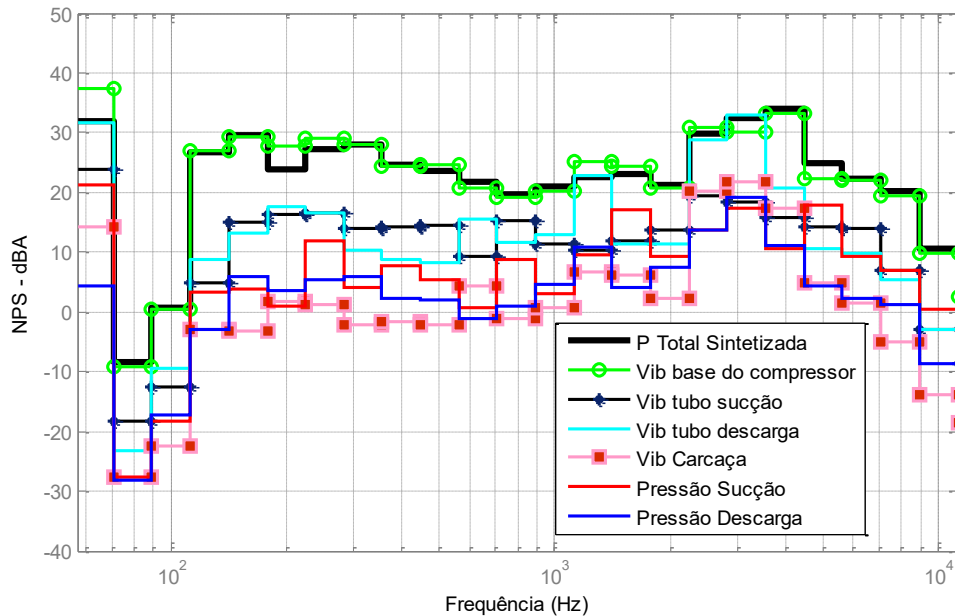


Figura 3.9– Comparação entre a pressão acústica medida e pressão acústica sintetizada por meio do algoritmo de OTPA.



Um item importante a ser destacado é o fenômeno de cancelamento devido às fases associadas a cada um dos caminhos das contribuições.

Figura 3.10 – Análise de contribuições: cancelamento.



Neste caso eliminar um caminho em fase oposta ao maior contribuidor pode não ser a melhor forma de reduzir o ruído total gerado (GAJDATSY, JANSSENS, *et al.*, 2010).

Conforme recomendado por (SANDIER, LECLERE e ROOZEN, 2012), os resultados desta técnica não devem ser considerados como valores absolutos das contribuições e sim como valores que auxiliam a classificar os principais caminhos de transmissão de energia. Estes valores somente fazem sentido quando as contribuições não são expressivamente maiores que a resposta global sintetizada. Caso contrário pode significar uma forte coerência entre as fontes e, conseqüentemente, estas não podem ser tratadas como fontes independentes. Com base na Figura 3.10 pode-se considerar que as fontes e caminhos apresentam alguma correlação entre si. No entanto, os resultados podem ser considerados como satisfatórios para a classificação dos principais caminhos de transmissão de energia.

3.4 SÍNTESE DOS RESULTADOS

Neste Capítulo inicialmente foi apresentado o nível de potência sonora do refrigerador em estudo. A partir dos resultados foi possível observar que os níveis de potência máxima acontecem em frequências abaixo de 1kHz. O grau de incerteza da potência sonora devido aos erros de medição podem ser de até ± 2 dB. Entre refrigeradores do mesmo modelo, o grau de incerteza atinge valores superiores a 3dB para algumas bandas de frequência.

Através da análise operacional de caminhos foi possível classificar os caminhos de transmissão de energia no refrigerador, nas bandas de frequência entre 63Hz a 10kHz. Nesta análise foi possível observar que os principais caminhos de transmissão de energia são: a

placa base, os tubos de sucção e de descarga do compressor. Também foi possível observar a importância da fase dos sinais para o ruído total gerado por um refrigerador. Nas bandas de 1,25kHz a 5kHz acontece um cancelamento devido às diferenças de fases entre os contribuidores.

Com base nestas análises, justifica-se um estudo mais aprofundado dos componentes do sistema de refrigeração, essencialmente aplicando métodos numéricos (FEM) buscando evitar as possíveis causas das incertezas encontradas no cálculo da potência sonora. Esta abordagem será realizada nos capítulos subsequentes.

4 ANÁLISE DINÂMICA ESTRUTURAL DO CONDENSADOR

4.1 INTRODUÇÃO

Em sistemas de refrigeração domésticos, os condensadores são dispositivos que tem como objetivo principal a troca de calor do fluido refrigerante para o ar do meio externo, de forma que o fluido refrigerante é resfriado enquanto escoar através do dispositivo (SIGWALT, 2010).

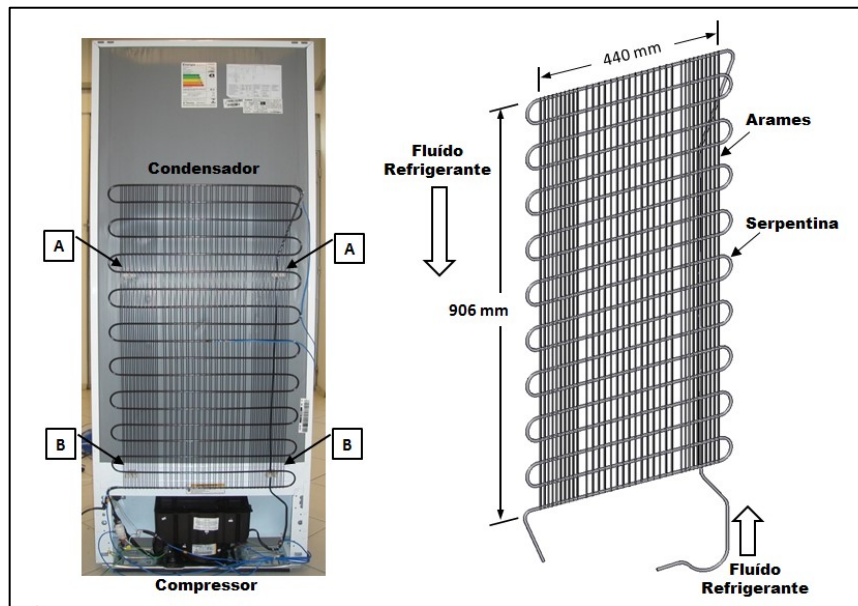
Os refrigeradores geralmente são previstos com condensadores do tipo arame sobre tubo. Este tipo de condensador está constituído por um tubo principal em forma de serpentina com passes múltiplos, no interior do qual o fluido refrigerante escoar enquanto muda de fase. Na parte externa há um feixe de arames cilíndricos soldados e dispostos na direção normal ao tubo. Os arames têm como fim principal servir como aletas, trocando calor por radiação e por convecção natural ou forçada com ar do meio externo (LIMA, 2008).

Neste capítulo, é realizada uma análise vibroacústica do condensador. Para a qual modelos numéricos estruturais do condensador e das suas conexões são gerados e validados experimentalmente. Os modelos são construídos baseando-se no método de elementos finitos. Previamente à geração dos modelos, as propriedades elásticas dos materiais são determinadas através de ensaios experimentais realizados em amostras dos materiais.

4.2 CARACTERÍSTICAS DO CONDENSADOR EM ANÁLISE

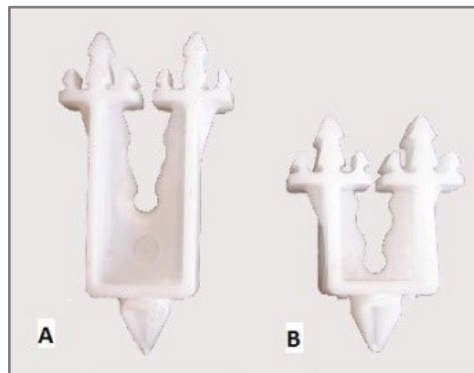
O sistema de refrigeração em estudo possui um condensador do tipo arame sobre tubo, localizado na parte posterior do refrigerador (Figura 4.1). O condensador está constituído por uma serpentina de 19 passes horizontais de tubo e 35 pares de arames posicionados na vertical (Figura 4.1). O tubo do condensador possui um diâmetro interno de 3,35 mm e um diâmetro externo de 4,77 mm. Os arames tem um diâmetro de 1,3 mm.

Figura 4.1- Condensador tipo arame sobre tubo.



O condensador é conectado estruturalmente ao gabinete do refrigerador em quatro pontos. Estes pontos são sinalizados na Figura 4.1 com as letras *A* e *B*. As conexões utilizadas para fixar o condensador são apresentadas na Figura 4.2.

Figura 4.2– Peças de conexão do condensador. Na esquerda, peça utilizada nos pontos superiores *A*. Na direita peça utilizada nos pontos inferiores *B*.



4.3 PROPRIEDADES MECÂNICAS DOS MATERIAIS DO CONDENSADOR

O tubo e o arame são os principais materiais que compõe o condensador. Para o desenvolvimento do modelo numérico do condensador a massa específica e o módulo de elasticidade destes materiais foram determinados conforme descrito a seguir.

4.3.1 Massa específica

As massas específicas foram determinadas utilizando a balança digital *METTLER Toledo - XS205* (Figura 4.3), disponível no laboratório de materiais - LabMAT, da UFSC.

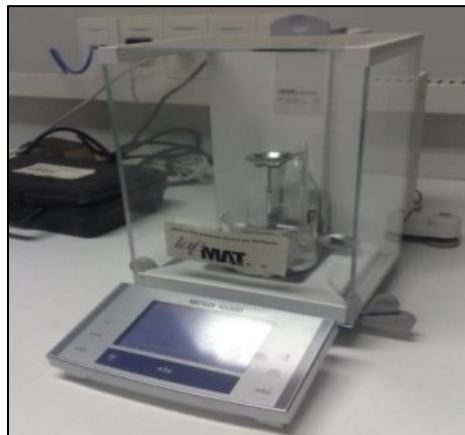
Esta balança utiliza o princípio de Arquimedes para determinar a massa específica de pequenas amostras de materiais.

No procedimento para determinar a massa específica, primeiro é determinada a massa da amostra no ar e, posteriormente, é determinada a massa aparente quando a amostra é imersa em um líquido auxiliar de massa específica conhecida (geralmente água destilada ou etanol). Finalmente, a massa específica da amostra pode ser determinada através da seguinte equação:

$$\rho = \frac{m_A}{m_A - m_B} (\rho_0 - \rho_L) + \rho_L, \quad (4.1)$$

onde m_A é a massa da amostra no ar, m_B a massa aparente da amostra, ρ_0 a massa específica do líquido auxiliar utilizado para determinar a massa aparente da amostra, ρ_L a densidade do ar (aprox. $0,0012\text{g/cm}^3$) e ρ a massa específica da amostra (METTLER TOLEDO, 2008).

Figura 4.3– Balança *METTLER Toledo - XS205* utilizada na determinação da massa específica dos materiais.



Para a determinação da massa específica dos materiais do condensador foram utilizadas seis amostras, cada amostra com aproximadamente 30 mm de comprimento. Como líquido auxiliar foi utilizada água destilada.

As massas específicas médias encontradas para o tubo e para o arame foram de $\rho_t = 7565,5\text{Kg/m}^3$ e $\rho_a = 7657,7\text{ Kg/m}^3$ respectivamente.

4.3.2 Módulo de elasticidade

Existe uma variedade de ensaios estáticos e dinâmicos que podem ser utilizados para a determinação das propriedades elásticas dos materiais isotrópicos (PAGNOTTA, 2008). No entanto, no presente trabalho foram escolhidos os ensaios dinâmicos para a caracterização e verificação das propriedades elásticas dos materiais. Especificamente, ensaios de vibração

realizados em amostras de materiais em formato de vigas, rigidamente engastadas em uma das suas extremidades. Nestes ensaios, a excitação do tipo impulsiva é aplicada à viga enquanto a resposta é medida utilizando um sensor de vibração. Após os ensaios, o módulo de elasticidade pode ser determinado a partir de equações que relacionam as frequências naturais obtidas do teste, com as dimensões da viga (de comprimento e da seção transversal) e com a massa específica do material.

Baseado nas informações e recomendações obtidas nas normas ASTM E1876-09 (ASTM INTERNATIONAL, 2009) e E756-05 (ASTM INTERNATIONAL, 2005) o módulo de elasticidade foi obtido a partir de ensaios realizados em vigas - amostras do tubo e do arame.

No caso do tubo, uma viga com comprimento livre de 240 mm foi rigidamente engastada em um bloco de aço de 4,3 kg. Para o arame, uma viga de 36 mm de comprimento livre foi rigidamente engastada em uma morsa.

Em ambos os ensaios, a excitação foi realizada com um mini martelo de impactação (*Brüel & Kjaer 8204*) e a resposta da viga foi medida utilizando um vibrômetro laser (*Ometron VH1000D*) (Figura 4.4). A utilização do vibrômetro a laser visou evitar o efeito de adição de massa que podem causar os sensores de contato em pequenas amostras de materiais (Figura 4.4).

Figura 4.4— Ensaio para a determinação do módulo de elasticidade do tubo do condensador.



A excitação foi realizada próxima à extremidade engastada e a resposta da viga foi medida próxima à extremidade livre. As FRF's obtidas dos ensaios são apresentadas nas Figura 4.5 e 4.6 para o tubo e para o arame respectivamente. As frequências naturais encontradas para o tubo foram: 70Hz, 439,5Hz, 1226Hz, 2388Hz e 3918Hz. Já no caso do arame foram encontradas duas frequências naturais: 688Hz e 4326Hz.

Figura 4.5– Mobilidade de transferência da viga de tubo do condensador.

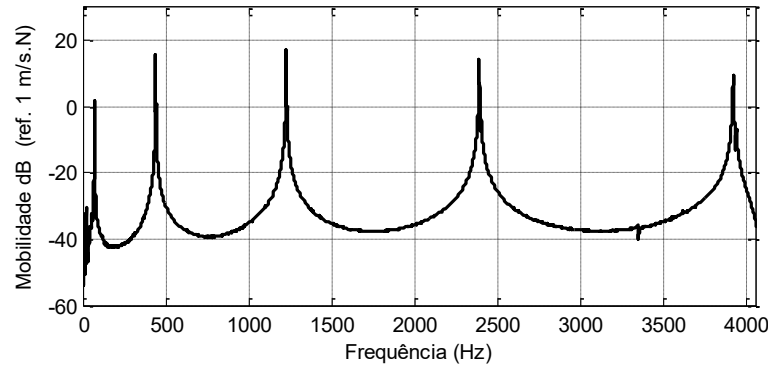
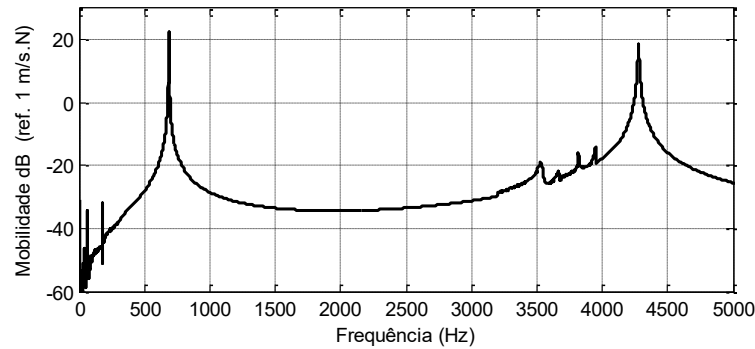


Figura 4.6– Mobilidade de transferência da viga de arame do condensador.



Para uma viga de seção transversal constante e com condições de contorno engastada-livre o módulo de elasticidade pode ser obtido a partir da equação (THORBY, 2008):

$$E_n = \frac{4\pi^2 f_n^2 \rho A L^4}{(\beta_n L)^4 I}, \quad (4.2)$$

onde f_n é a frequência natural do n -ésimo modo de vibração, ρ é a massa específica da viga; A , a área da seção transversal da viga; L , o comprimento da viga e I , o momento de inércia de área da seção transversal determinado entorno a um eixo normal a x e y e que passa através do centro da área da seção transversal.

Os valores da constante β dependem das condições de contorno da viga utilizadas no desenvolvimento da Equação (4.2). Para uma viga em balanço os valores de β em relação ao comprimento da viga podem ser calculados a partir da equação (THORBY, 2008):

$$1 + \cos \beta L \cosh \beta L = 0. \quad (4.3)$$

Os valores das constantes para os cinco primeiros modos de vibração foram calculados e, os resultados desta equação são apresentados na Tabela 4.1 .

Tabela 4.1 – Constantes βL da Equação (4.2).

$\beta_1 L$	$\beta_2 L$	$\beta_3 L$	$\beta_4 L$	$\beta_5 L$
1,87510	4,69409	7,85476	10,99554	14,13717

A Equação (4.2) foi desenvolvida baseada no Modelo de Vigas Euler, o qual desconsidera os efeitos rotacionais e de cisalhamento, por serem insignificantes quando comparados com o movimento vertical e a deformação a flexão da viga. Esta consideração torna-se válida se a relação entre o comprimento da viga e a altura da seção transversal for relativamente grande (>10) e se, além disso, a superfície externa da viga não apresenta deformação devido à flexão. Mais informações sobre o desenvolvimento desta equação podem ser encontradas em (MEIROVITCH, 1975).

Finalmente, com os valores das frequências naturais obtidas dos ensaios e as informações de massa específica, foram determinados os valores dos módulos de elasticidade do tubo e do arame. Estes valores são apresentados na Tabela 4.2 .

Tabela 4.2 Módulos de elasticidade do tubo e do arame em GPa para o n -ésimo modo.

Modo	$n = 1$	$n = 2$	$n = 3$	$n = 4$	$n = 5$
E_{tubo} (GPa)	185,49	186,18	184,79	182,57	170,78
E_{arame} (GPa)	184,07	185,03	-	-	-

Observa-se que para o tubo os três primeiros valores encontrados são mais próximos entre si. Assim, optou-se por determinar um valor médio do módulo de elasticidade com os três primeiros valores ($E_{\text{tubo}} = 185,49$ GPa).

No caso do arame os valores encontrados são próximos entre si. O valor médio foi calculado com os dois valores encontrados ($E_{\text{arame}} = 184,55$ GPa). No desenvolvimento dos modelos numéricos serão utilizados os valores médios encontrados.

4.4 MODELOS NUMÉRICOS ESTRUTURAIS

4.4.1 Considerações

Na primeira etapa do desenvolvimento dos modelos numéricos, um modelo CAD do condensador foi elaborado a partir das dimensões medidas diretamente da peça.

Neste processo foi possível realizar algumas observações das características construtivas da estrutura em análise. Um exemplo disso é a distância entre os passes de tubo do condensador, a qual muda ao longo do comprimento. Provavelmente as variações desta

distância não afetam o desempenho térmico da estrutura e não são consideradas como parâmetro de qualidade importante no processo de produção.

Outro item observado é o número elevado de soldas utilizadas para conectar o arame e o tubo. Este tipo de conexão pode ter rigidez e amortecimento associados difíceis de modelar.

No presente trabalho, as distâncias entre os passes de tubo foram consideradas constantes, formando desta forma uma estrutura periódica.

As conexões serão consideradas como conexões rígidas e no caso do amortecimento, será considerado um valor médio para toda a estrutura.

Utilizar um modelo completo do condensador para analisar o tipo e tamanho adequado dos elementos e das conexões entre elementos poderia dispensar um alto custo computacional e esforço físico no processo de validação experimental. Deste modo, com o intuito de validar as considerações acima e, adicionalmente, avaliar os tipos de elemento, optou-se por realizar inicialmente uma análise em uma seção apenas do condensador (Figura 4.7).

As considerações e conclusões tiradas da análise da seção serão utilizadas no desenvolvimento do modelo completo do condensador.

Figura 4.7– Seção do condensador. O tamanho da seção foi determinado baseado na periodicidade da estrutura.

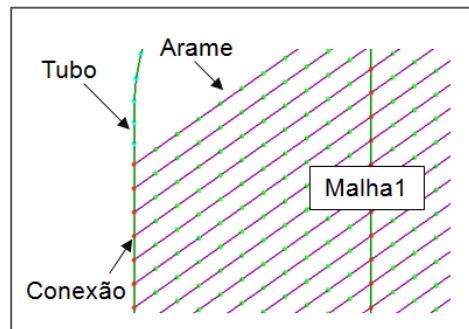


4.4.2 Metodologia de modelagem

Para a análise estrutural, foram construídas três tipos de malhas em elementos finitos.

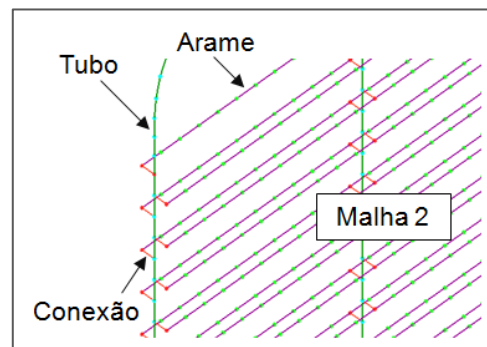
Na primeira malha, com um menor número de graus de liberdade, os tubos e os arames estão no mesmo plano horizontal de forma que estes elementos se interceptam em nós que são comuns e que compartilham o mesmo plano (Figura 4.8). Neste modelo foram utilizados elementos tipo *PIPE16* (*ANSYS*) para ambos o tubo e o arame.

Figura 4.8– Malha 1.



No segundo modelo, os arames foram localizados em planos paralelos ao plano do tubo principal, simulando assim uma condição mais próxima à real (Figura 4.9). Neste modelo foram utilizados elementos tipo *PIPE16* para o tubo e para o arame. Para conectar o tubo com os arames foram utilizados elementos tipo *MPC 184* (“*Multipoint Constraint Element*” - *ANSYS*) com a opção “viga rígida”, através dos quais foi possível transmitir movimentos nos 6 graus de liberdade.

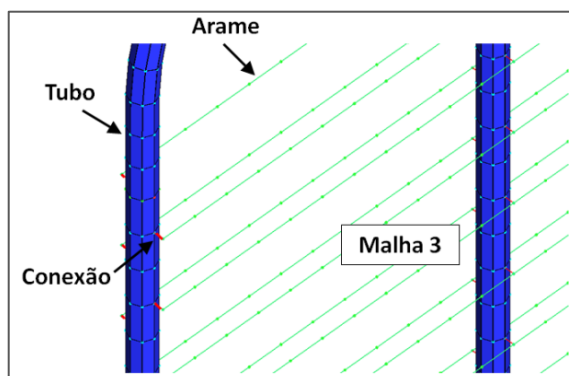
Figura 4.9– Malha 2.



Finalmente, no terceiro modelo, o tubo foi modelado utilizando elementos tipo *SHELL63*, para o qual foi necessário aproximar a circunferência da seção transversal do tubo à de um polígono regular. Nesta primeira análise, a seção transversal do tubo foi aproximada a um hexágono com 8 elementos na circunferência. O arame foi modelado utilizando o elemento tipo *PIPE16* e as conexões entre o tubo e o arame com elementos tipo *MPC 184*.

As malhas foram geradas com um tamanho médio do elemento de 5mm. O tamanho dos elementos esteve limitado pelo posicionamento dos arames, uma vez que devem existir nós que permitam gerar os elementos de conectores que representam as soldas.

Figura 4.10– Malha 3.



Alguns autores recomendam que para obter resultados satisfatórios nas análises vibroacústicas deve-se utilizar um número mínimo de 12 elementos por comprimento de onda de flexão (FAHY e GARDONIO, 2007). Contudo, em estruturas com diferentes dimensões este cálculo torna-se difícil de realizar como etapa prévia à geração dos modelos.

No presente trabalho, análises modais dos modelos foram realizadas na faixa de frequência de 0 a 1kHz e as formas modais encontradas foram analisadas em relação ao número e tamanho de elementos utilizados. Por meio desta análise foi possível constatar que o tamanho do elemento considerado consegue representar de forma adequada os modos de vibração da estrutura. As formas modais dos modelos são apresentadas no próximo item.

4.4.3 Validação da metodologia de modelagem

A metodologia de modelagem proposta acima foi validada com base na comparação dos resultados das análises modais numéricas e experimentais realizadas na seção do condensador. Através da análise modal é possível comparar, além das frequências naturais da estrutura, as suas formas modais correspondentes para cada frequência.

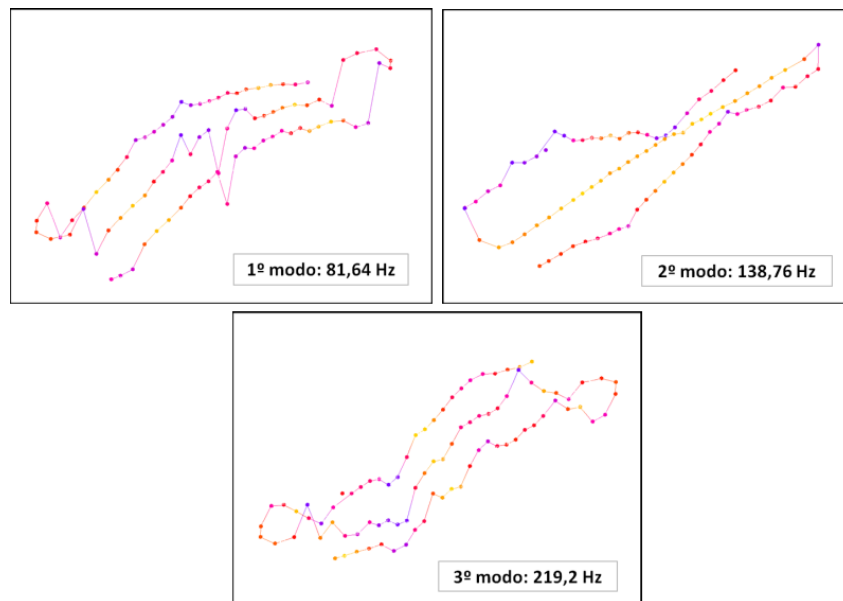
No caso da análise modal experimental, foram realizados dois ensaios. No primeiro ensaio a seção do condensador foi suspensa através de fios elásticos com o objetivo de reproduzir uma condição de contorno livre-livre (Figura 4.11). A excitação do tipo impulsiva foi realizada em um ponto fixo sobre o tubo utilizando um martelo de impactação (*B&K* 8204), enquanto que a resposta foi medida em 87 pontos sobre o tubo utilizando um mini acelerômetro (*B&K* 4517).

Nesta análise, foi possível identificar os três primeiros modos de vibração da seção (Figura 4.12). Cabe ressaltar que não foi possível identificar claramente outras formas modais.

Figura 4.11– Ensaio de análise modal da seção do condensador utilizando martelo de impactação e acelerômetro.

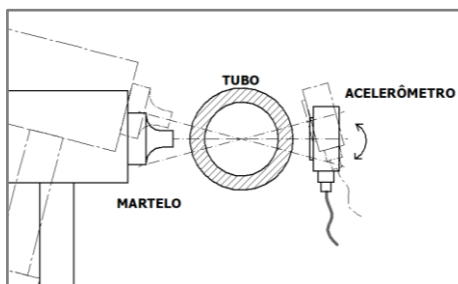


Figura 4.12– Modos de vibração da seção do condensador identificados na primeira análise modal experimental.



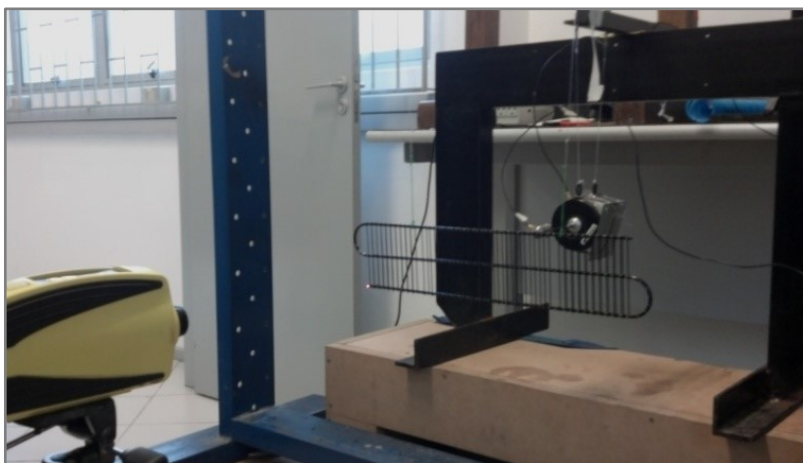
O limitado sucesso deste ensaio é atribuído às dificuldades apresentadas para impactar a estrutura de forma correta (normal ao plano formado pelos arames) e à dificuldade de posicionar o acelerômetro sobre o tubo na mesma direção da impactação (Figura 4.13).

Figura 4.13– Problema de posicionamento apresentado na análise modal experimental da seção do condensador.



Como consequência dos resultados do primeiro teste, uma segunda análise modal experimental foi realizada na seção do condensador. Desta vez, a estrutura foi excitada utilizando um excitador electrodinâmico (*B&K 4810*) e a resposta da estrutura foi medida em 170 pontos, utilizando um vibrômetro laser. A força no ponto de excitação foi medida com uma cabeça de impedância. A configuração deste ensaio pode ser vista na Figura 4.14.

Figura 4.14 - Análise modal experimental utilizando excitador electrodinâmico e vibrômetro laser.

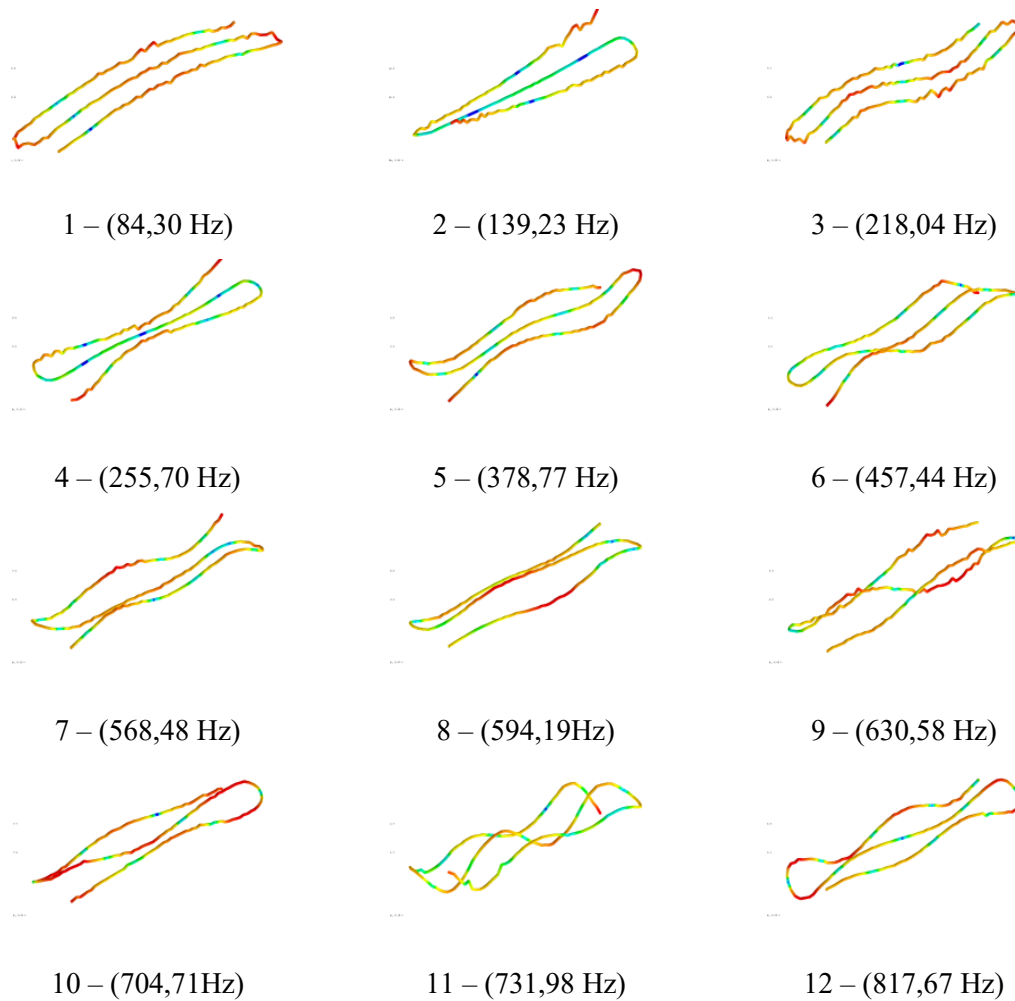


A estrutura foi suspensa por fios elásticos e o excitador suspenso por fios de nylon. A análise foi realizada na faixa de frequência de 0 a 1024 Hz.

Esta análise apresentou melhores resultados que a análise experimental anterior, no entanto dispensou um tempo de realização do experimento três vezes maior devido ao posicionamento do laser em relação à estrutura (distância e altura), a dificuldade para encontrar o foco do laser em cada posição e ao número de pontos de medição.

Deste ensaio foi possível identificar claramente 12 modos de vibração na faixa de frequência da análise. Os modos identificados são apresentados na Figura 4.15.

Figura 4.15– Resultados da análise modal experimental da seção do condensador.



Observa-se que as frequências dos três primeiros modos nos dois ensaios são bastante similares. Todavia, o primeiro modo identificado no segundo teste apresentou uma diferença de 3,2% em relação ao teste inicial.

Os valores do amortecimento estrutural encontrados para estes modos são apresentados na Tabela 4.1 .

Tabela 4.1 – Amortecimento estrutural dos 12 modos de vibração da Figura 4.15.

Modo	1	2	3	4	5	6
η (%)	0,20	0,56	0,25	0,11	0,44	0,58
Modo	7	8	9	10	11	12
η (%)	0,22	0,07	0,09	0,03	0,10	0,05

As análises modais numéricas foram realizadas utilizando o método *Block Lanczos* disponível no programa de elementos finitos *ANSYS*. Os resultados das análises são apresentados nas Figura 4.16, Figura 4.17 e Figura 4.18 para os modelos das malha 1, 2 e 3 respectivamente. Destas figuras é possível observar que os 3 tipos de modelos possuem semelhanças nos quatro primeiros modos de vibração.

Figura 4.16– Modos de vibração da malha 1.

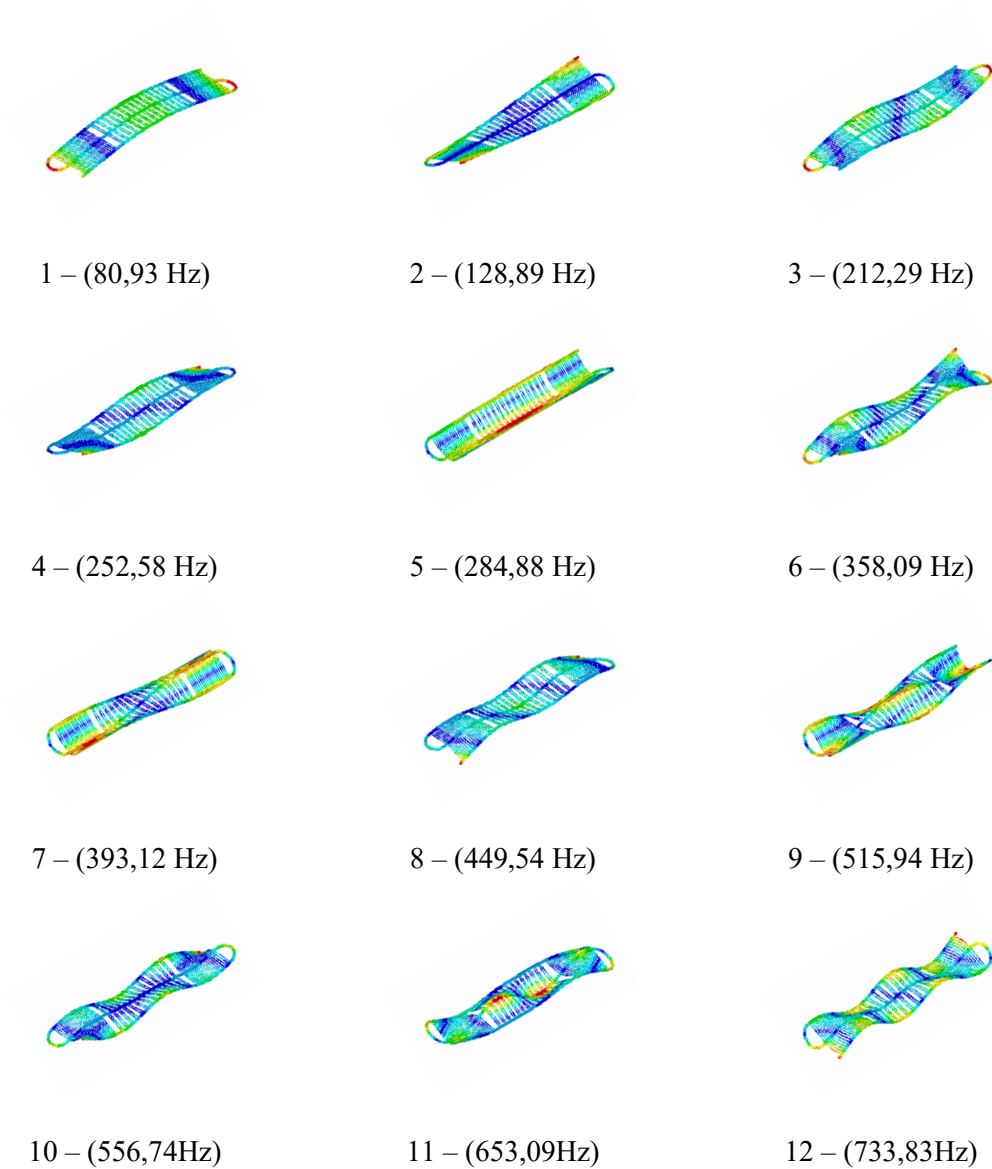


Figura 4.17– Modos de vibração da malha 2.

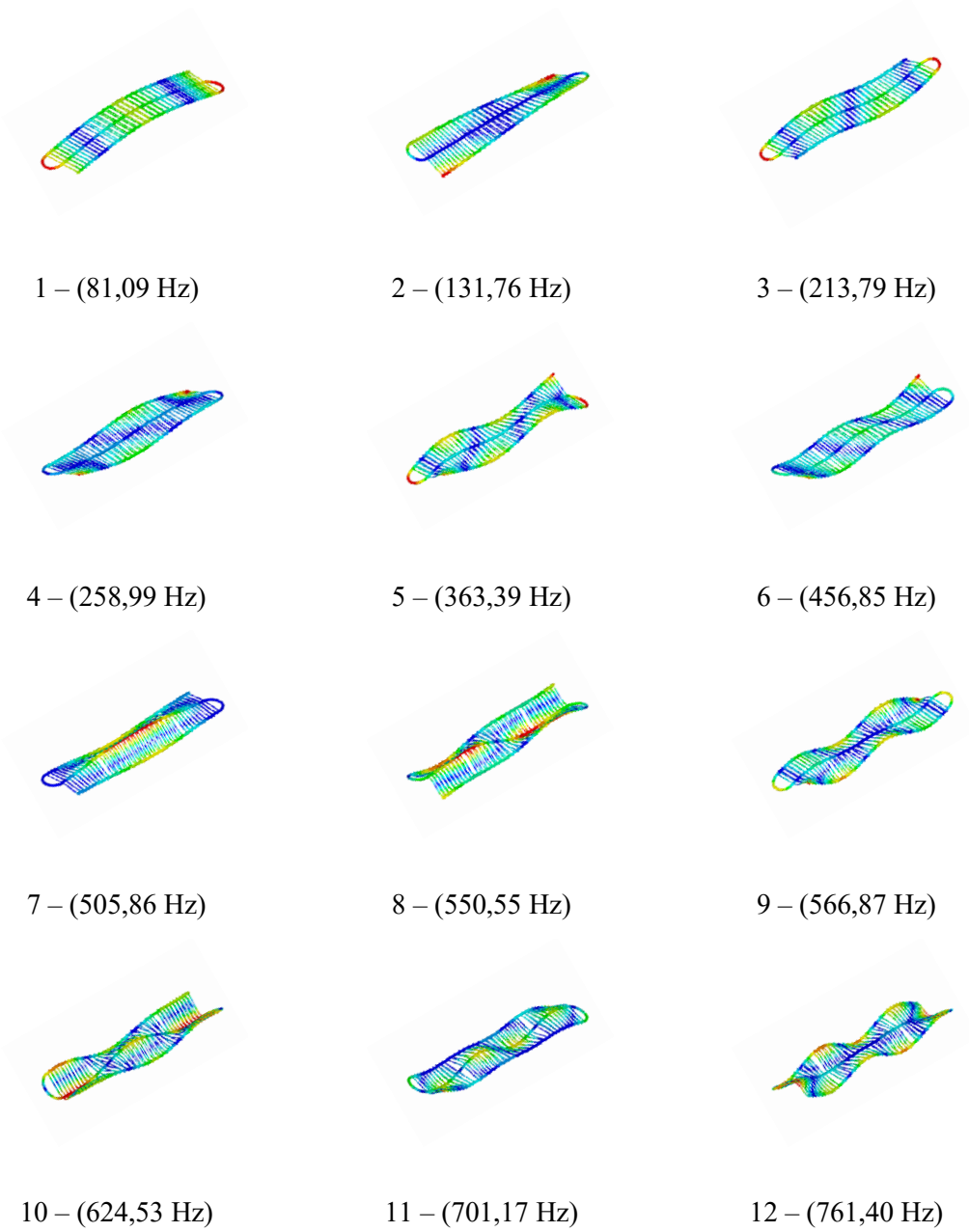
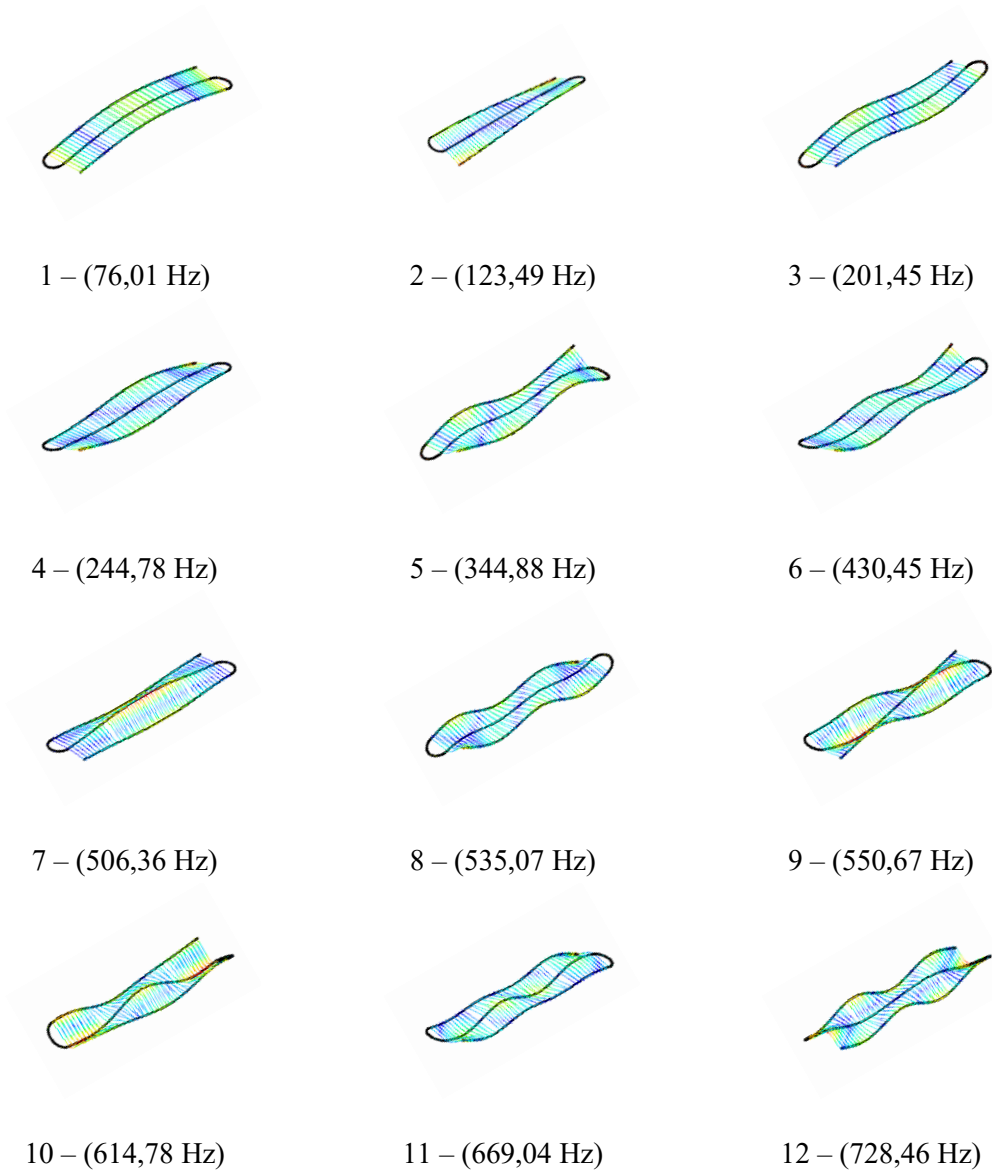


Figura 4.18– Modos de vibração da malha 3.



Quando comparados os resultados experimentais e numéricos, é possível observar que as formas modais das malhas 2 e 3 correlacionam melhor com os modos experimentais. Todavia, observa-se que em todos os modelos avaliados, algumas formas modais aparecem mais cedo, e que nenhum dos modelos apresenta os modos na mesma ordem que a experimental. Para explicar esta observação os resultados das análises numérica e experimental são apresentados na Tabela 4.1 .

Tabela 4.1 – Frequências naturais (Hz) dos principais modos de vibração da seção do condensador.

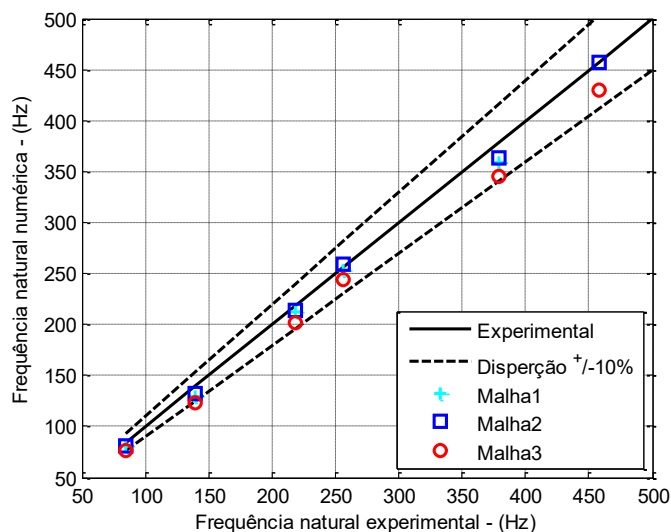
Modo	Experimental	Malha 1	Malha 2	Malha 3
1	84,30	80,93	81,09	76,01
2	139,23	128,89	131,76	123,49
3	218,04	212,29	213,79	201,45
4	255,70	252,58	258,99	244,78
5	378,38	284,88	363,39	344,88
6	457,44	358,09	456,85	430,45
7	568,48	393,12	505,86	506,36
8	594,19	449,54	550,55	535,07
9	630,58	515,94	566,87	550,67
10	704,71	556,74	624,53	614,78
11	731,98	653,09	701,17	669,04
12	817,67	733,83	761,40	728,46

As cores na Tabela 4.1 auxiliam a compreensão da correspondência entre os modos experimentais e numéricos. Observa-se que as primeiras quatro formas modais são similares entre os modelos. Acima do 4º modo, o modelo da malha 1 não representa adequadamente a estrutura. Nesta tabela, os espaços em branco correspondem aos modos do modelo numérico que diferem totalmente dos modos encontrados no teste.

De forma a complementar a informação acima citada, os resultados dos modelos para os seis primeiros modos foram comparados em um gráfico de 45° (Figura 4.19). Neste gráfico a correlação ideal é representada por uma linha contínua a 45° a qual é acompanhada de duas linhas tracejadas que representam uma dispersão de +/- 10 %. Observa-se que o modelo da malha 3 subestima os valores das frequências naturais.

Dos resultados acima expostos, pode-se concluir que a metodologia de modelagem considerada nas malhas 2 e 3 são adequadas para representar as formas modais do condensador. Todavia, o modelo da malha 3 pode subestimar os valores das frequências naturais em até 11%. Sugere-se que isto ocorreu devido ao tipo de elemento casca utilizado e pela aproximação realizada ao considerar a seção transversal circular do tubo à de um hexágono.

Figura 4.19- Análise de correlação dos 6 primeiros modos de vibração.



Com o intuito de aprimorar o modelo da malha 3 estes itens foram avaliados. A motivação para realizar estas análises parte do potencial dos modelos utilizando elementos tipo casca no processo de avaliação da eficiência de radiação da estrutura e na análise dos esforços transmitidos pela pulsação do fluido refrigerante.

Entre os elementos do tipo casca disponíveis no *ANSYS*, dois tipos de elementos foram considerados como adequados para gerar os modelos: SHELL63 e SHELL181.

O elemento SHELL63 é baseado na teoria de *KIRCHOFF-LOVE* para cascas. Esta teoria desconsidera as tensões de cisalhamento transversais. Deste modo, as deformações podem ser subestimadas especialmente quando a espessura da casca em relação ao seu comprimento é considerável (casca espessa).

As tensões de cisalhamento podem ser desconsideradas em placas finas que possuam uma relação espessura-comprimento inferior a 1/10 ($t/L_1, L_2 < 10$) (BUCALEM e BATHE, 1997).

Por outro lado o elemento tipo SHELL181 é baseado na teoria de *REISSNER-MINDLIN* a qual considera a distribuição de tensões de cisalhamento ao longo da espessura. Como consequência os elementos baseados nesta teoria apresentam um comportamento mais suave devido à presença de esforços de cisalhamento e, deste modo, podem representar de forma adequada problemas de cascas espessas (CORONADO, REIGLES, *et al.*, 2011).

Baseado nas informações acima, os elementos tipo casca do modelo foram substituídos por elementos tipo SHELL181. Os resultados da análise modal são apresentados na Tabela 4.1 .

Observa-se que os dois modelos apresentam frequências naturais muito similares. Conclui-se, desta forma, que o tubo pode ser modelado utilizando qualquer dos dois tipos de elemento sem diferenças significativas nos resultados.

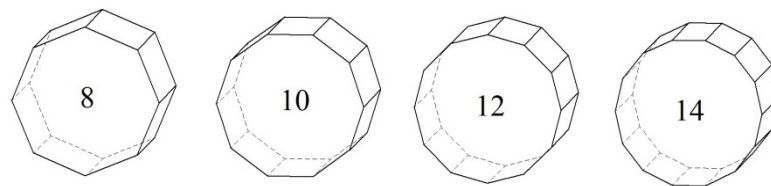
Tabela 4.1 – Resultados da análise modal utilizando elemento tipo casca com diferentes teorias.

		<u>Modo</u>					
		1	2	3	4	5	6
Freq. – (Hz)	SHELL63 (Kirchoff-Love)	76,01	123,49	201,45	244,78	344,88	430,45
	SHELL181 (Reissner-Mindlin)	76,01	122,94	201,27	244,12	344,41	430,26

Outro item a ser avaliado no modelo da malha 3 é a quantidade de elementos utilizados para representar a circunferência do tubo. No modelo utilizado nas análises anteriores, foram utilizados 8 elementos na circunferência. A quantidade de elementos certamente está relacionada com o grau de precisão do modelo. No entanto, com o aumento do número de elementos aumenta o custo computacional.

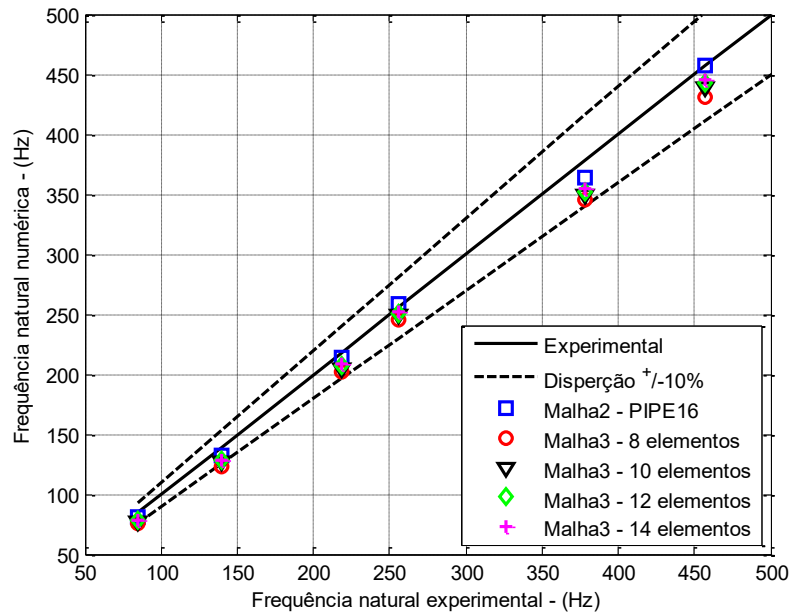
Com o intuito de estabelecer o aumento da precisão do modelo em relação ao aumento do número de elementos na circunferência foram gerados três modelos adicionais com 10, 12 e 14 elementos (SHELL63) na circunferência (Figura 4.20).

Figura 4.20– Número de elementos na seção transversal do tubo.



Os resultados destes modelos foram comparados em um gráfico de 45° com os resultados obtidos do modelo da malha 2 (PIPE16) e da malha 3 com 8 elementos (Figura 4.21). Observa-se que todos os modelos que utilizam elementos tipo casca subestimam os valores das frequências naturais.

Figura 4.21– Análise de correlação dos 6 primeiros modos de vibração da malha 3 com 8, 10, 12 e 14 elementos na circunferência.



As diferenças percentuais em relação aos modos experimentais são apresentadas na Tabela 4.1 . Observa-se que o modelo com 8 elementos apresenta frequências naturais com diferenças maiores que 10% em relação às frequências naturais experimentais.

Tabela 4.1 – Valores de resíduo em relação às frequências naturais experimentais. Análise do número de elementos na circunferência.

Modo	Malha 2	Malha 3			
		8 - Elem	10 - Elem	12 - Elem	14 - Elem
1	-3,81	-9,84	-8,04	-7,04	-6,44
2	-5,37	-11,31	-9,21	-8,08	-7,39
3	-1,95	-7,61	-5,95	-5,04	-4,49
4	1,29	-4,27	-2,64	-1,75	-1,22
5	-3,96	-8,85	-7,54	-6,83	-6,41
6	-0,13	-5,90	-4,21	-3,28	-2,72

Em comparação com o modelo da malha de 8 elementos, quando utilizado 10, 12 e 14 elementos o número de graus de liberdade aumenta em 14,6%, 29,3% e 43,9%. Em média o grau de precisão é incrementado em 1,7%, 2,6% e 3,18%, respectivamente. A menor relação custo-benefício foi obtida com a malha de 10 elementos.

A partir das informações acima, neste trabalho optou-se por utilizar 10 elementos na circunferência para representar o tubo do condensador uma vez que o pequeno aumento na precisão do modelo não justificaria o aumento no tempo de processamento.

Finalmente, nesta seção pode-se concluir que para uma análise estrutural do condensador é possível obter resultados satisfatórios utilizando elementos tipo tubo (PIPE16) para representar ambos o tubo e o arame, e elementos *Multipoint Constraint* – (MPC184 opção viga rígida) para representar as soldas no modelo.

O tubo também pode ser representado utilizando elementos tipo casca, de qualquer tipo de teoria (SHELL63 ou SHELL181). Modelos com malhas onde o tubo é representado com 10 elementos na circunferência apresentam formas modais similares às experimentais, com um custo computacional razoável, no entanto tendem a subestimar as frequências naturais.

4.5 MODELO ESTRUTURAL DO CONDENSADOR

Baseado nos resultados apresentados acima, dois modelos do condensador foram realizados. O primeiro modelo utilizando elementos tipo tubo (PIPE16) e o segundo modelo utilizando elementos tipo casca (SHELL63), com 10 elementos na circunferência, para representar o tubo do condensador. Nos dois modelos os arames foram representados utilizando elementos tipo tubo (PIPE16) e as soldas utilizando elementos tipo *Multipoint Constraint* – (MPC184 opção viga rígida).

Para a verificação destes modelos optou-se por comparar a respostas harmônicas, numérica e experimental do condensador. Com isso, foi realizado um ensaio experimental no condensador.

No ensaio, o condensador foi engastado a um bloco de concreto utilizando quatro suportes fabricados em aço e cola estrutural. O engaste foi realizado nos mesmos pontos onde o condensador é fixado ao refrigerador. A configuração deste experimento pode ser vista na Figura 4.22.

Esta condição de contorno foi escolhida com o intuito de fixar a linha de descarga (a qual é o trecho de tubo que interliga o compressor com o condensador) e desta forma evitar que a resposta da estrutura fosse dominada pelos seus múltiplos modos de vibração.

Figura 4.22– Ensaio do condensador na condição rigidamente engastada.



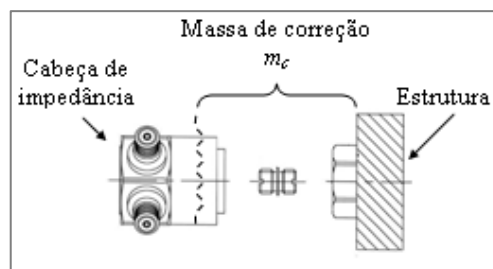
A excitação foi realizada utilizando um excitador eletrodinâmico (*B&K 4809*) e um sinal de ruído branco na faixa de 0 a 1kHz. O excitador foi suspenso previamente utilizando cordas elásticas. Finalmente, a resposta pontual foi medida utilizando uma cabeça de impedância.

Após a medição, a inércia medida foi corrigida em relação aos efeitos da massa do sensor, conforme a equação (EWINS, 1984) (MAIA e SILVA, 1997):

$$A_{ii_cor} = \frac{A_{ii_med}}{1 - m_c A_{ii_med}}, \quad (4.4)$$

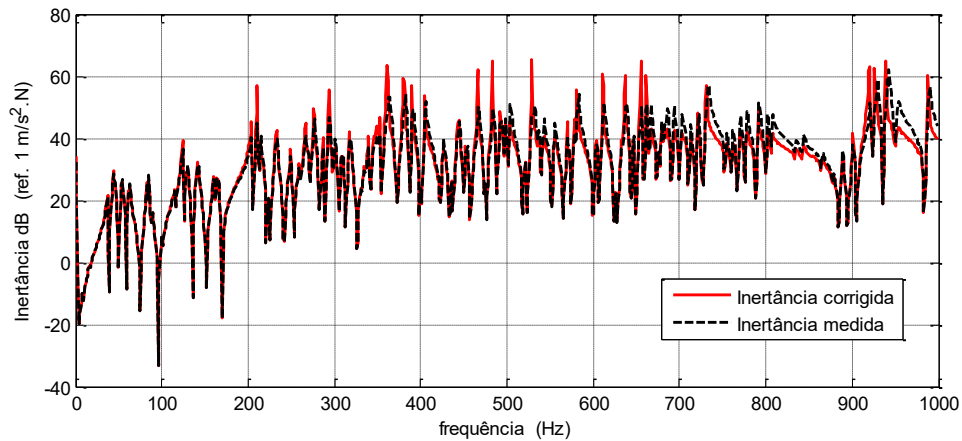
onde A_{ii_med} é a inércia medida, m_c é a massa na frente do sensor e A_{ii_cor} é a inércia corrigida. A massa de correção é determinada com a informação da massa na frente do sensor, e com a massa do elemento utilizado para conectar o sensor à estrutura (Figura 4.23). A massa na frente do sensor geralmente é disponibilizada pelos fabricantes e está na carta de informações do sensor.

Figura 4.23– Massa de correção da inércia.



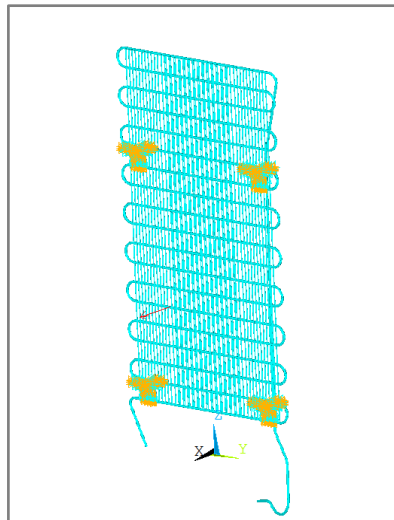
A massa de correção utilizada neste ensaio foi de 4,27 gramas. Os efeitos da massa na inércia podem ser vistos na Figura 4.24. Nesta Figura pode ser observado que os efeitos da massa começam a ser importantes em frequências acima de 200Hz.

Figura 4.24– Inércia experimental e após de ser corrigida pelos efeitos da massa do sensor e do elemento de conexão.



Para a solução dos modelos numéricos foram consideradas condições de contorno de engaste rígido. Uma força unitária foi aplicada sobre o tubo conforme apresentado Figura 4.25.

Figura 4.25– Modelo do condensador com condições de contorno e carga utilizada na verificação numérica – experimental.



Nos modelos foi considerada uma razão de amortecimento estrutural de $\zeta = 0,225\%$. Este valor corresponde ao valor médio de amortecimento modal experimental obtido da Tabela 4.1 . Os resultados dos dois modelos são apresentados nas Figura 4.26 e Figura 4.27.

Figura 4.26– Inertância pontual experimental e numérica. Modelo utilizando elementos tipo PIPE16 para representar o tubo do condensador.

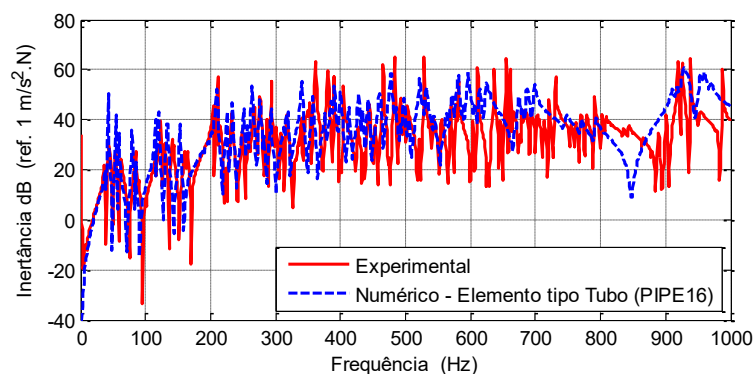
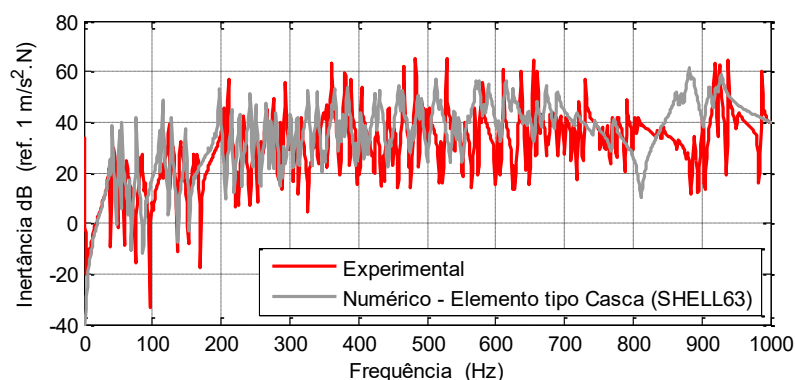


Figura 4.27– Inertância pontual experimental e numérica. Modelo utilizando elementos tipo SHELL63 para representar o tubo do condensador.



Observa-se que os dois modelos apresentam respostas similares à experimental para frequências até 300 Hz. Como esperado, no modelo que utiliza elementos tipo casca, as primeiras frequências naturais são inferiores às fornecidas pelo outro modelo.

A magnitude da resposta dos modelos é superestimada para os primeiros modos (até aprox. 100 Hz) e é subestimada acima de 300 Hz. Isto provavelmente por causa do valor constante de amortecimento considerado no modelo. No entanto, é observado na resposta experimental, que os primeiros modos possuem um grau alto de amortecimento. O que pode estar associado com algum tipo de amortecimento proporcionado pelo engaste.

Na faixa de frequências entre 100 e 300 Hz o amortecimento parece ser adequado uma vez que a magnitudes da resposta numérica e experimental são similares.

Observa-se que o modelo utilizando elementos tipo tubo (PIPE16) apresenta uma boa correlação com o resultado experimental até 400 Hz. Ainda sobre as condições acima, pode ser considerado que os modelos representam satisfatoriamente a estrutura.

4.6 CONDIÇÕES DE CONTORNO DO CONDENSADOR

Como foi descrito no início deste capítulo, o condensador é conectado ao refrigerador por meio de quatro conexões. Estas conexões definem fisicamente as condições de contorno do condensador, e com isso afetam diretamente seus modos de vibração. Todavia, através das conexões, a energia vibratória é transmitida do condensador para o gabinete. Isto justifica uma análise das conexões e das condições nas quais são conectados ao condensador.

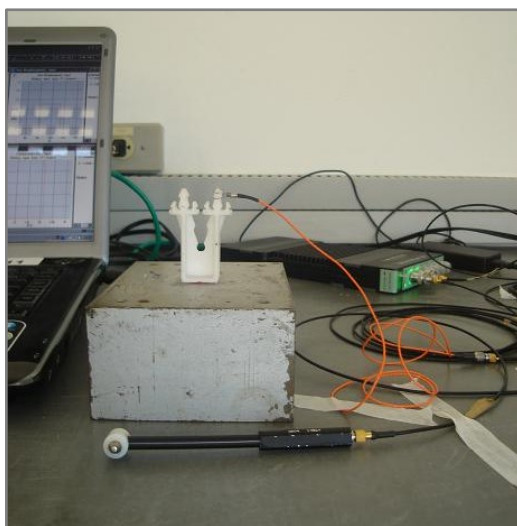
Na análise das condições de contorno do condensador, o trabalho foi dividido em duas partes: a primeira parte abrange o estudo das peças de conexão e em uma segunda parte é definida a forma como é modelado o contato entre com o condensador e as conexões.

4.6.1 Análise das conexões do condensador

Uma vez analisado o condensador, o próximo passo consistiu em analisar as conexões através das quais a energia vibratória é transmitida para o gabinete, o que foi realizado de forma experimental e numérica.

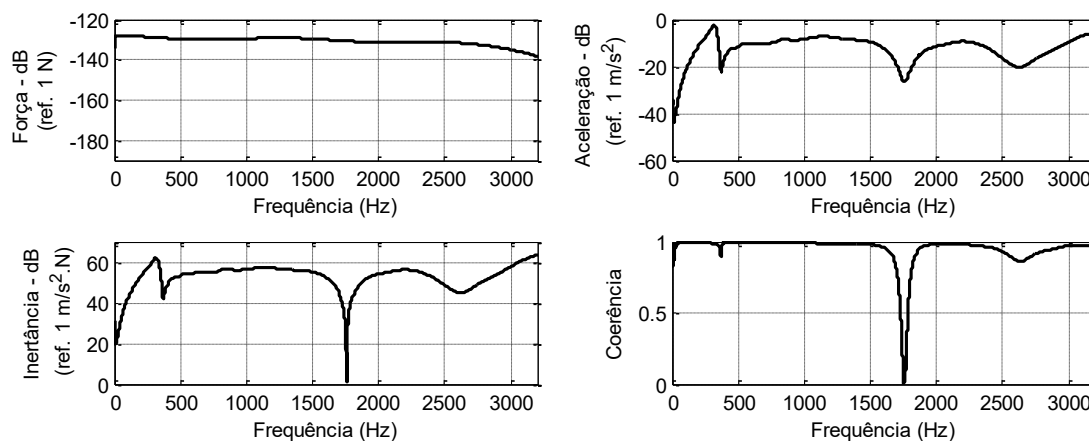
Num primeiro teste experimental, uma conexão foi engastada em um bloco de aço de aproximadamente 5kg de massa (Figura 4.28). Utilizando um martelo de impactação e um acelerômetro de baixa massa, uma FRF pontual foi medida no extremo superior da peça.

Figura 4.28– Teste para determinar a FRF pontual da conexão.



O objetivo deste teste foi ter uma noção inicial do comportamento dinâmico da conexão (ressonâncias, amortecimento, etc.). Os resultados do teste são apresentados na Figura 4.29.

Figura 4.29– Resultados do teste de impactação realizado na conexão. Esquerda superior espectro da força, esquerda inferior FRF inertância. Direita superior aceleração e direita inferior coerência dos sinais.



Na inertância da Figura 4.29, esquerda inferior, observou-se claramente apenas uma frequência de ressonância localizada em 319Hz. Provavelmente, esta frequência está relacionada com o primeiro modo de balanço da peça.

Em seguida utilizando o método da banda de meia potência, foi estimado um fator de amortecimento de $\eta_1 = 0,19$ para esta frequência. O alto grau de amortecimento do primeiro modo ajuda a explicar a dificuldade apresentada na realização deste teste, para excitar a conexão com energia suficiente de forma a obter uma melhor resposta, em toda a faixa de frequência de análise.

Uma vez concluído o teste experimental e visando a compreensão aprofundada do comportamento dinâmico da conexão, foi desenvolvido um modelo numérico utilizando o método de elementos finitos.

No entanto, como uma etapa prévia à elaboração do modelo, foi necessária a determinação das propriedades do material da conexão. Neste caso, e devido ao tamanho das amostras que podiam ser retiradas da conexão, o que impede determinar as propriedades utilizando métodos conhecidos, foi decidido determinar as propriedades do material através de um procedimento que envolva a técnica de ajuste de modelos.

Neste procedimento, um teste dinâmico foi realizado sobre uma amostra do material da conexão em formato de viga. Em seguida, um modelo em elementos finitos da viga foi elaborado utilizando propriedades de módulo de elasticidade, massa específica e amortecimento próximos dos valores esperados. Através de um processo iterativo, os valores das propriedades do modelo são ajustados até que a condição de ajuste, previamente escolhida para a análise, seja atingida (PAGNOTTA, 2008).

Algumas das técnicas mais utilizadas para o ajuste de modelos são: a comparação das frequências naturais, o Coeficiente de correlação modal (MAC) e o Coeficiente de correlação de FRFs (GARCIA, 2006).

Neste trabalho, o ajuste foi realizado baseado na comparação entre as frequências naturais determinadas experimental e numericamente. Assim, neste procedimento, as propriedades do modelo são ajustadas até que as frequências naturais e os níveis da FRF do modelo sejam próximos dos valores experimentais.

Para determinar as propriedades do material, uma viga de dimensões (37,5×5,8×1,2mm) foi construída a partir de uma das conexões. Em seguida, a viga foi engastada em uma porca de aço com a ajuda de cola estrutural (Figura 4.30).

Figura 4.30– Amostra da conexão utilizada, em formato de viga, na determinação das propriedades do material.



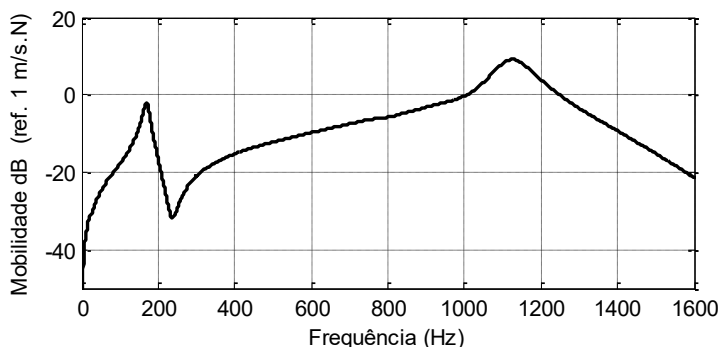
Após estas preliminares, o ensaio foi preparado conforme observado na Figura 4.31. No ensaio, a viga foi fixada em uma morsa. A excitação da viga foi realizada utilizando um martelo de impactação (*B&K 8204*) e a resposta foi medida utilizando um vibrômetro laser (*Ometron VH1000D*). O ensaio foi limitado à faixa de 0 a 1,6kHz.

Figura 4.31– Ensaio para a determinação das propriedades do material da conexão.



Como resultado do teste, na Figura 4.32 é apresentada uma FRF pontual que foi medida em um ponto localizado a 7,3 mm da base da viga. Nesta figura observa-se que os dois primeiros modos de flexão da viga aparecem em $f_1^{exp} = 169,5 \text{ Hz}$ e $f_2^{exp} = 1127,5 \text{ Hz}$.

Figura 4.32– FRF pontual sobre a viga de material da conexão.



O amortecimento foi estimado para cada ressonância utilizando o método da banda da meia potência (MAIA e SILVA, 1997), por meio da equação:

$$\eta = \frac{f_B - f_A}{f_n}, \quad (4.5)$$

onde f_A e f_B são as frequências 3dB abaixo do pico de cada ressonância que ocorre na frequência f_n . Os resultados do teste foram: $\eta_1 = 0,107$ e $\eta_2 = 0,086$ para o primeiro e segundo modo, respectivamente.

Cabe ressaltar que este método não é recomendado para estimar o amortecimento em estruturas que possuam um alto amortecimento estrutural. Isto pode ser considerado quando o amortecimento da estrutura é $\eta > 0,1$ (YESILYURT e GURSOY, 2013). Neste trabalho foi considerado que o material possui um fator de amortecimento constante médio de $\eta_m = 0,097$.

Após o teste da viga, um modelo em elementos finitos da viga foi construído utilizando o programa ANSYS® e elementos tipo SOLID185. Como valores iniciais das propriedades no modelo foram utilizadas as propriedades disponíveis na literatura (CALLISTER 2007). Deste modo, foi observado que os materiais poliméricos como o Nylon, o poliestireno (PS) e os polietilenos de baixa e de alta densidade possuem módulos de elasticidade que podem variar entre 3,8GPa a 1,0GPa, o coeficiente de Poisson entre 0,39 a 0,33, e as massas específicas entre 1350 a 905 kg/m³.

No entanto, para a massa específica um valor inicial foi estimado seguindo o mesmo procedimento descrito no início desta seção (método de Arquimedes) utilizando uma das conexões. O resultado do teste indicou uma massa específica de 846 kg/m³. Com base na

informação acima, foi decidido utilizar no modelo valores iniciais das propriedades: $E = 3\text{GPa}$, $\nu = 0,33$, $\rho = 846\text{ kg/m}^3$.

O ajuste do modelo foi realizado baseado no critério da minimização da função objetivo (HWANG e CHANG, 2000) (RAGAUSKAS e SKUKIS, 2007):

$$\Phi(X) = \sum_{k=1}^n \frac{(f_k^{Exp} - f_k^{Num})^2}{(f_k^{Exp})^2} \Rightarrow \min, \quad (4.6)$$

onde n é o número de modos utilizados para a análise, f_k^{Exp} e f_k^{Num} são as frequências naturais experimental e numérica, respectivamente.

Os parâmetros de ajuste, neste caso, foram restritos ao módulo de elasticidade E e a massa específica ρ . Deste modo, foi definido o intervalo de busca dos parâmetros ao espaço S tal que:

$$S = \{E, \rho : E_1 \leq E \leq E_2 ; \rho_1 \leq \rho \leq \rho_2\}, \quad (4.7)$$

onde $E_1 = 1,0\text{ Gpa}$, $E_2 = 3,0\text{ GPa}$ e $\rho_1 = 800\text{kg/m}^3$ e $\rho_2 = 900\text{kg/m}^3$.

Após estas definições, um algoritmo foi implementado utilizando a linguagem de programação paramétrica do ANSYS® (APDL). A minimização da Equação (4.6) é realizada utilizando o método de aproximação de subproblemas. O qual é um método avançado de ordem zero, que somente requer os valores das variáveis dependentes e não das suas derivadas.

Os resultados do processo de ajuste são apresentados na Figura 4.33. Após 16 iterações o algoritmo convergiu em valores de módulo de elasticidade e massa específica de $E = 1,315\text{ GPa}$ e $\rho = 858,12\text{ kg/m}^3$, respectivamente.

Na Tabela 4.1 são apresentados os valores das frequências naturais do modelo nas condições inicial e final do ajuste. Cada uma das frequências naturais é acompanhada do resíduo ou diferença entre as frequências naturais experimentais e numéricas. O resíduo é definido como sendo:

$$\Delta_i = \frac{f_i^{Exp} - f_i^{Num}}{f_i^{Exp}} \times 100 \% . \quad (4.8)$$

Figura 4.33 - Resultados do processo de ajuste das propriedades do material das conexões do condensador.

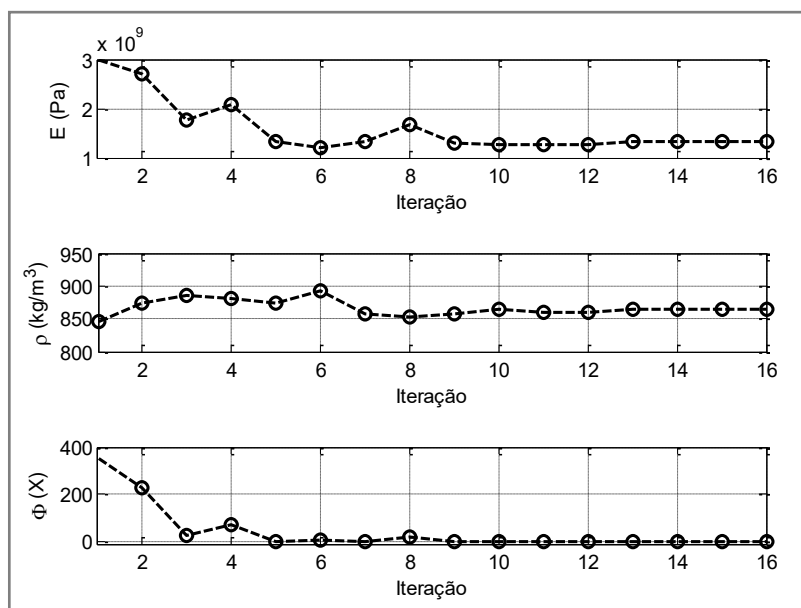
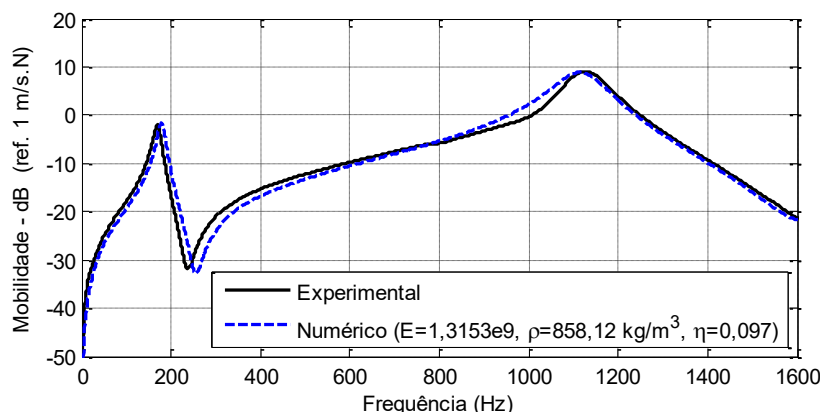


Tabela 4.1 - Frequências naturais antes e depois do processo de ajuste das propriedades do material.

	f_1 (Hz)	$\Delta_1\%$	f_2 (Hz)	$\Delta_2\%$
Experimental	169,5	-	1127,5	-
Numérico Inicial	272	-60,47	1698,5	-50,64
Numérico Final	178,8	-5,50	1116,7	0,96

Para finalizar o processo de ajuste, foi realizada uma análise harmônica no modelo da viga. Desta vez, utilizando os valores encontrados no processo de ajuste e considerando um fator de amortecimento médio de $\eta_m = 0,097$. O resultado está apresentado na Figura 4.34 onde é possível considerar que o ajuste das propriedades foi satisfatório.

Figura 4.34– FRF numérica da viga de material da conexão com os valores das propriedades ajustadas.



Finalizado o processo de determinação das propriedades do material, os modelos das conexões foram realizados. As geometrias das conexões foram geradas em um programa CAD a partir de fotografias de alta resolução tiradas das peças. Em seguida, as malhas foram geradas e uma análise modal das conexões foi realizada. Os resultados da análise modal da conexão *A* (Maior) e da conexão *B* (menor) são apresentados nas Figura 4.35 e Figura 4.36 respectivamente.

Observa-se que o primeiro modo de balanço da conexão *A* é muito próximo do pico encontrado na Figura 4.29. No caso da conexão *B* a maior parte dos modos está concentrada na faixa entre 620 a 670Hz e esta pode ser uma informação que pode ser útil no projeto das conexões.

4.6.2 Condições de fixação entre as conexões e o condensador

Para explicar como a fixação é realizada, na Figura 4.37 é apresentada a condição na qual a conexão superior direita está em contato com o condensador. Nesta figura pode ser observado que a conexão está em contato com seis dos arames do condensador e simultaneamente também suporta o tubo da linha de descarga. Este tipo de condição se repete na conexão inferior direita. Nas outras duas conexões o contato com o condensador acontece apenas através dos seis arames.

Figura 4.35– Modos de vibração da conexão A.

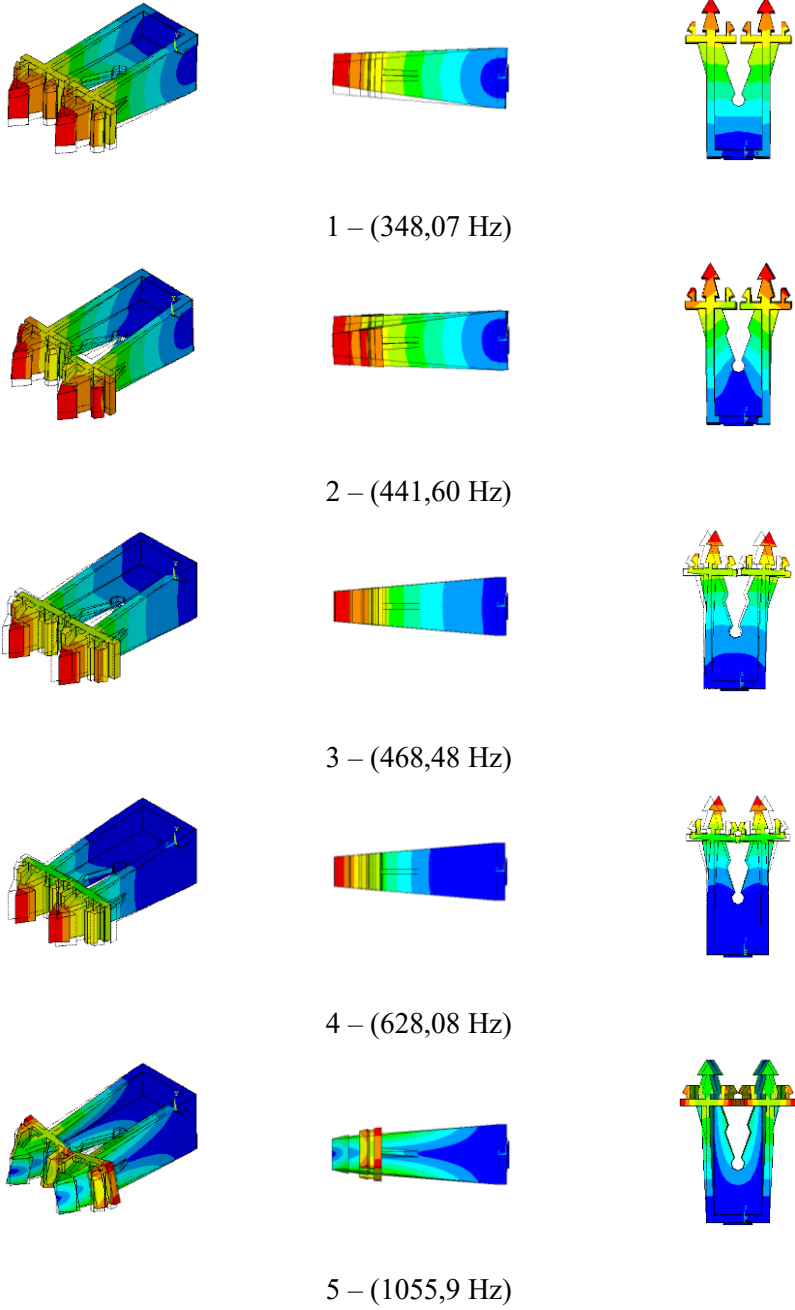
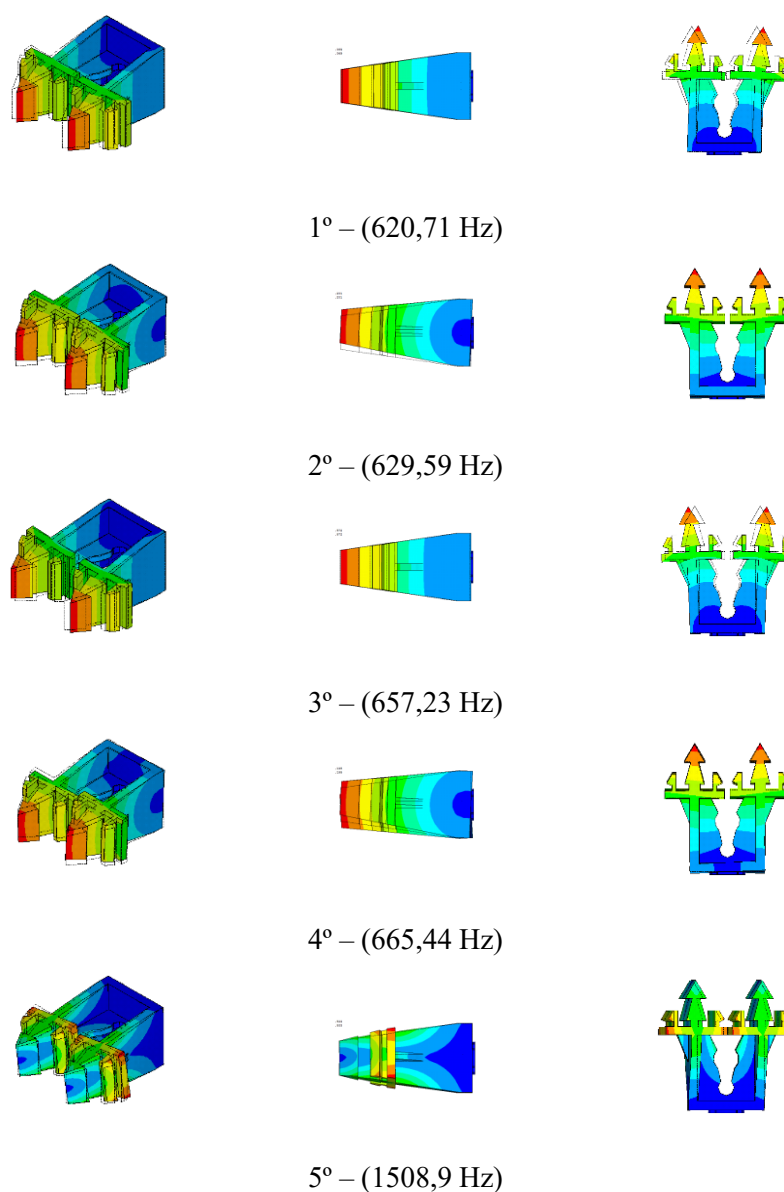


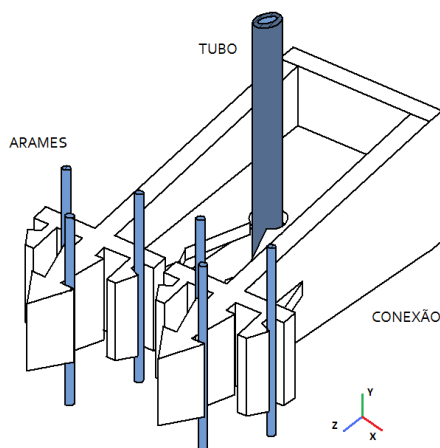
Figura 4.36– Modos de vibração da conexão B.



Foi observado que o contato com os arames ocorre principalmente por interferência, limitando os movimentos nos seis graus de liberdade (os três graus de translação e os três graus de rotação).

No caso do tubo da linha de descarga, este se encontra apoiado numa seção fina da conexão de forma que são permitidos os movimentos de rotação nos três eixos e permitindo translação axialmente no eixo y , sem restrição.

Figura 4.37– Condições de contorno do condensador.



Baseado nestas observações, nos modelos foi considerado que os movimentos de translação e rotação dos arames nos pontos de contato são transmitidos totalmente para a conexão. O atrito foi desconsiderado neste caso. Assim, estes pontos de conexão foram modelados utilizando elementos MPC184 – opção viga rígida.

No caso da linha de descarga foi considerado que no ponto de contato os movimentos de translação na direção x e z são transmitidos do tubo para a conexão totalmente. A rotação nos três eixos é permitida assim como o movimento em y . Esta conexão foi modelada utilizando elementos tipo MPC184.

4.7 SÍNTESE DOS RESULTADOS

Neste capítulo, inicialmente foram determinadas as massas específicas médias para o tubo e para o arame. O módulo de elasticidade foi obtido a partir de ensaios realizados em vigas.

Posteriormente a determinação das propriedades dos materiais, duas propostas de modelagem do condensador foram apresentadas. A diferença entre as duas é que uma utiliza elementos tipo tubo (PIPE16) e a outra utiliza elemento tipo casca (SHELL 181). Ambos os tipos de modelagem apresentaram resultados satisfatórios para a faixa de frequência entre 0 e 1kHz.

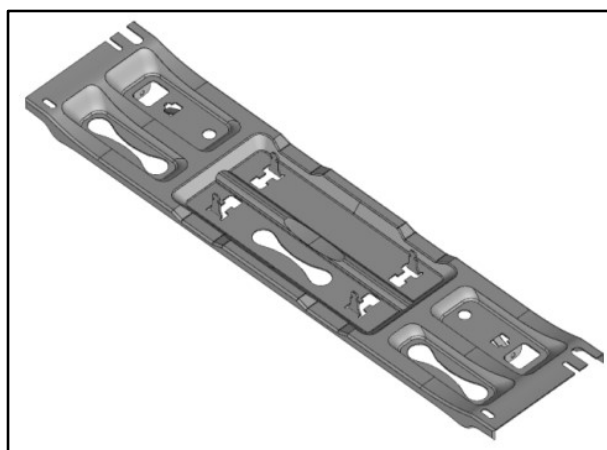
Neste capítulo também foi realizado uma análise das conexões e foram determinadas as propriedades dos materiais. Observou-se que entre a faixa de 0 e 1kHz as conexões do condensador, superiores e inferiores, apresentaram 5 modos de vibração. A conexão superior apresentou o primeiro modo em 348,07Hz e a inferior em 620,71Hz. Os modos de vibração aumentam a possibilidade de ter um fluxo maior de energia.

5 PLACA BASE E ISOLADORES DE VIBRAÇÃO DO COMPRESSOR

5.1 INTRODUÇÃO

A placa base é um dos principais caminhos de propagação das vibrações do compressor para o gabinete do refrigerador. O acoplamento com o compressor é realizado por meio de quatro isoladores de materiais elastoméricos. A fixação ao gabinete é realizada com quatro parafusos posicionados nas extremidades da placa (Figura 5.1).

Figura 5.1– Placa base do compressor.



Com dimensões gerais de $574 \times 135 \times 28,6$ mm, a placa base é construída a partir de uma chapa de aço galvanizada de 1,13 mm de espessura.

Neste capítulo será apresentada uma análise vibroacústica da placa base do compressor. Esta análise abrange a geração de um modelo numérico em Elementos Finitos, validado experimentalmente.

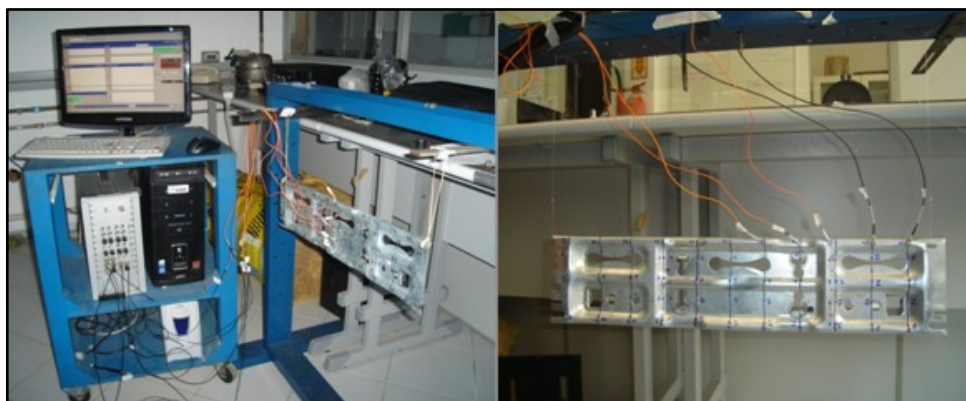
A rigidez dinâmica e o amortecimento dos isoladores na direção vertical e transversal também são determinadas neste Capítulo, uma vez que são informações necessárias para a determinação dos carregamentos operacionais do sistema.

5.2 ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL DA PLACA BASE

A análise da placa base foi iniciada com uma análise modal experimental na condição livre-livre. Esta análise teve como objetivo principal proporcionar informações para a correlação dos modelos numéricos.

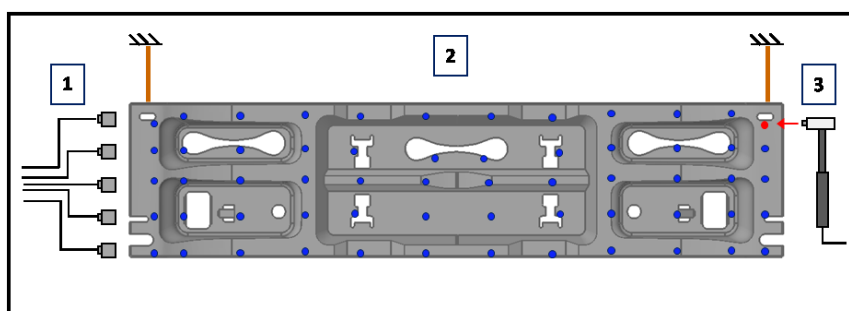
Na análise, a placa foi suspensa por fios elásticos com o objetivo de reproduzir uma condição livre-livre. A excitação do tipo impulsiva foi realizada utilizando um martelo de impactação (*B&K 8204*) enquanto a resposta foi medida em 60 pontos, uniformemente espaçados, utilizando cinco acelerômetros (*B&K 4517*). A configuração do experimento é apresentada na Figura 5.2.

Figura 5.2– Análise modal experimental da placa base.



Nesta ensaio, a impactação foi realizada em um único ponto localizado em um dos extremos da placa (Figura 5.3). Um total de 12 medições foram realizadas e, em cada medição, foi realizada uma média do resultado de quatro impactações. Após cada medição, os cinco acelerômetros foram reposicionados até abranger os 60 pontos de respostas pré-definidos.

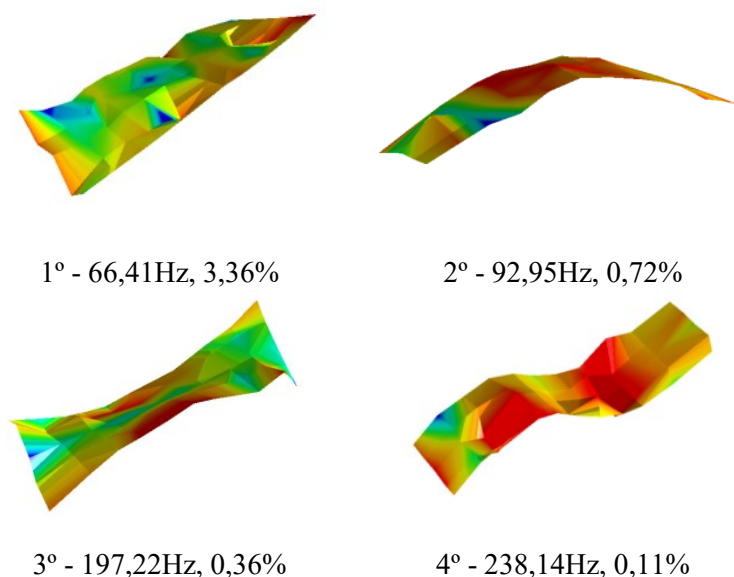
Figura 5.3– Esquema de medição da placa base. 1) Acelerômetros, 2) Placa Base e 3) Martelo de impactação.



Desta análise foi possível identificar quatro modos de vibração os quais são apresentados na Figura 5.4. Os modos 1º e 3º correspondem a modos de torção, enquanto os modos 2º e 4º são modos de flexão.

Dos resultados também foi possível observar o alto grau de amortecimento do primeiro modo, o qual pode estar relacionado ao amortecimento causado pelas condições de contorno.

Figura 5.4– Resultados da análise modal experimental da placa base. Modos de vibração, frequências naturais e amortecimento estrutural.



5.3 MODELOS NUMÉRICOS

A modelagem numérica foi iniciada com a elaboração do modelo geométrico da placa. O modelo geométrico da placa foi gerado a partir da medição das dimensões principais. No entanto, vários ajustes na geometria foram necessários. Estes ajustes foram realizados por meio de uma comparação entre as formas modais experimentais e numéricas.

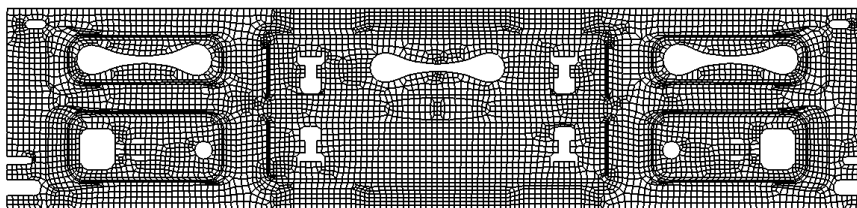
Para a modelagem numérica foram utilizadas as propriedades mecânicas apresentadas na Tabela 5.1 . O valor da massa específica foi determinado aplicando o método de Arquimedes.

Tabela 5.1 – Propriedades do aço utilizadas no modelo da placa base.

Material	E (GPa)	ρ (kg/m ³)	ν	η
Aço	195	7773,35	0,3	0,001

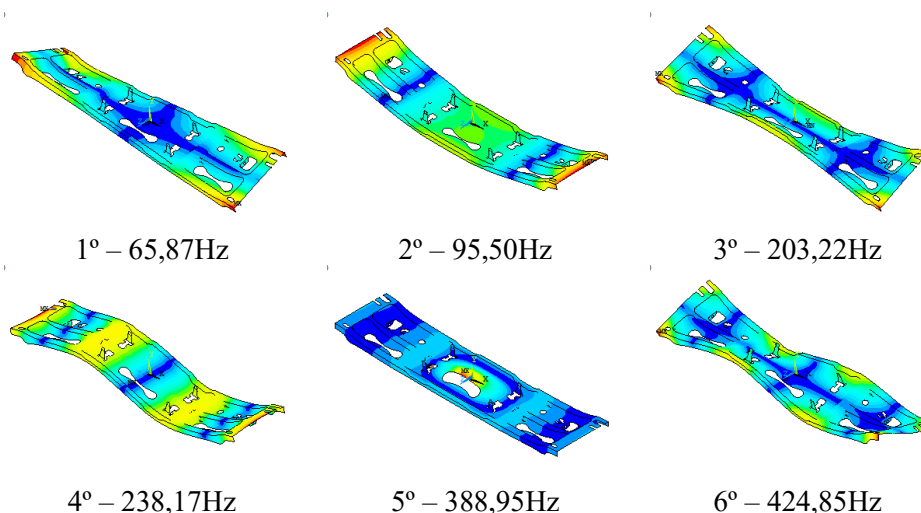
No desenvolvimento do modelo foi utilizado elemento tipo casca (*SHELL181*) com um tamanho médio de elemento de 4 mm, gerando um total de 7682 elementos (Figura 5.5). O tipo de elemento foi escolhido, uma vez que as dimensões da placa são 10 vezes maiores que a espessura (CORONADO, REIGLES, *et al.*, 2011). O tamanho do elemento foi escolhido visando representar de forma adequada a complexidade geométrica da placa.

Figura 5.5– Malha do modelo da placa base.



A análise modal foi realizada na condição livre-livre, na faixa de frequência de 0 a 500Hz utilizando o método de *Block Lanczos* disponível no programa de elementos finitos *ANSYS*. Os resultados desta análise são apresentados na Figura 5.6.

Figura 5.6– Modos de vibração numéricos da placa base.



As porcentagens de erro entre os resultados numéricos e experimentais podem ser conferidos na Tabela 5.2 . Observa-se uma boa concordância entre os resultados das análises.

Tabela 5.2 - Erro dos resultados numéricos.

Modo	Experimental	Numérico	Δ (%)
1	66,41	65,87	-0,81
2	92,95	95,50	2,74
3	197,22	203,22	3,04
4	238,14	238,17	0,01

Adicionalmente, uma análise harmônica foi realizada com o objetivo de verificar e ajustar o amortecimento do modelo. A condição de carga no modelo pode ser observada na Figura 5.7. Após o ajuste realizado por tentativa e erro, o fator de amortecimento encontrado foi de $\eta = 0,003$.

A inércia pontual numérica é comparada com a experimental na Figura 5.8. Apesar das divergências nos modos acima de 350 Hz, os resultados numéricos são considerados satisfatórios considerando as dificuldades para representar uma geometria exata da placa e os possíveis efeitos do processo de conformação.

Figura 5.7– Condições de carga utilizada para a análise harmônica.

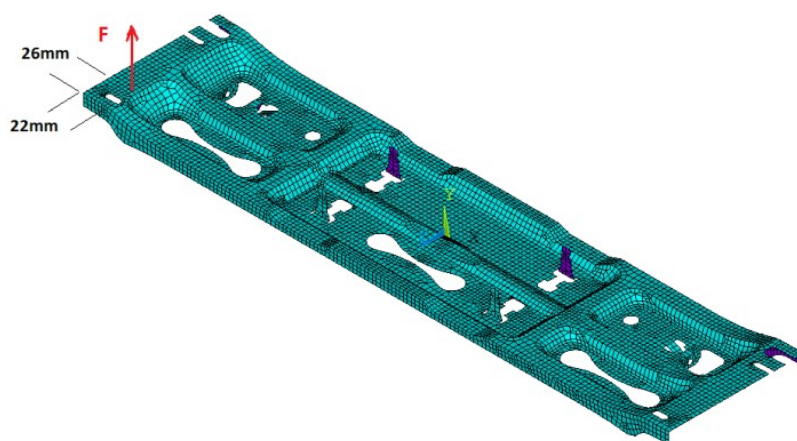
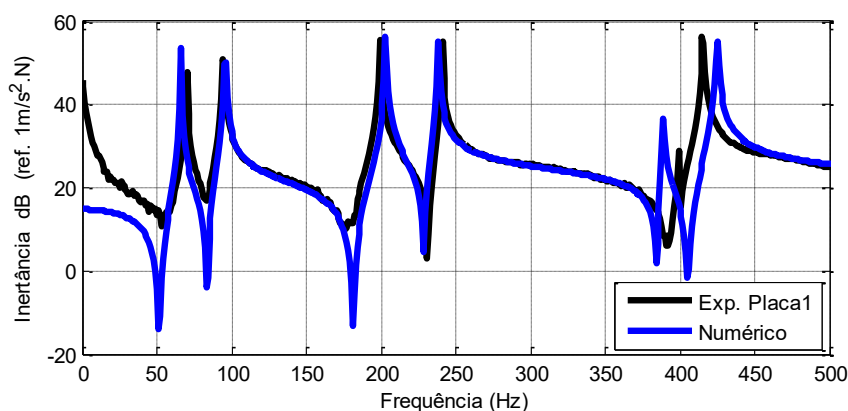


Figura 5.8– Comparação entre a inércia do modelo numérico e a obtida experimentalmente.



5.4 ISOLADORES DE VIBRAÇÃO

Os isoladores de vibração têm como objetivo principal reduzir a energia transmitida do compressor para o refrigerador. Fabricados a partir de materiais elastoméricos, seu comportamento é do tipo viscoelástico e, portanto, suas propriedades de isolamento podem variar principalmente com a temperatura, condições de pré-cargas, amplitude de deformação e com a frequência (JONES, 2001).

Uma vez que o desempenho de um isolador pode ser descrito por meio da rigidez dinâmica e pelo amortecimento, nesta seção são determinados estes dois parâmetros de forma experimental.

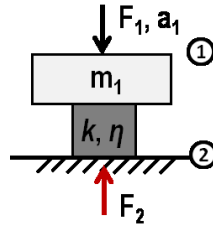
Basicamente, existem dois tipos de técnicas utilizadas para medir a rigidez dinâmica e o amortecimento: as baseadas em métodos ressonantes e as baseadas em métodos não ressonantes (OOI e RIPIN, 2011). Neste trabalho será empregado o método não ressonante para a determinação das propriedades.

Este método parte da formulação da equação de movimento para um sistema de um grau de liberdade com amortecimento histerético (Figura 5.9), como sendo (JONES, 2001):

$$m\ddot{x}(t) + k(\omega)(1 + i\eta(\omega))x(t) = F, \quad (5.1)$$

onde m é a massa do sistema, $k(\omega)$ é a rigidez como uma função da frequência e $\eta(\omega)$ é o fator de perda.

Figura 5.9– Representação do sistema de um grau de liberdade.



Quando o sistema é submetido a uma força do tipo $F(t) = \tilde{F}_1 e^{i\omega t}$, a resposta do sistema pode ser definida como sendo $x(t) = \tilde{X}_1 e^{i\omega t}$. Desta forma a Equação (5.1) pode ser redefinida como sendo:

$$\left(-m\omega^2 + k(\omega)(1 + i\eta(\omega))\right) \tilde{X}_1 = \tilde{F}_1, \quad (5.2)$$

onde \tilde{X}_1 e \tilde{F}_1 são valores complexos, dependentes da frequência.

Ainda, é possível definir a função receptância, $H_{11}(i\omega)$, como a razão entre o deslocamento e a força de entrada do sistema em função da frequência:

$$H_{11}(i\omega) = \frac{\tilde{X}_1}{\tilde{F}_1} = \frac{1}{\left(-m\omega^2 + k(\omega)(1 + i\eta(\omega))\right)}, \quad (5.3)$$

ou de forma simplificada e omitindo a dependência da frequência (ω):

$$H_{11} = \frac{1}{k((1 - r^2) + i\eta)}, \quad (5.4)$$

onde $r^2 = \omega^2/\omega_n^2$, e ω_n é a frequência natural do sistema ($\omega_n = \sqrt{k/m}$). A partir da medição da receptância pontual, é possível obter a rigidez dinâmica do isolador em função da frequência como sendo (LIN, FARAG e PAN, 2005):

$$k(\omega) = \frac{\text{Re}\{H_{11}\}}{|H_{11}|^2(1-r^2)}. \quad (5.5)$$

onde $r^2 = \omega^2/\omega_n^2$, e ω_n é a frequência natural do sistema.

No caso do amortecimento, o ângulo de fase entre os sinais de deslocamento e força, θ , relaciona-se com o fator de amortecimento por meio da equação:

$$\eta = \tan \varphi = \tan \theta (1 - \omega^2/\omega_n^2). \quad (5.6)$$

E, a partir da medição da receptância, o amortecimento pode ser determinado em uma função da frequência com:

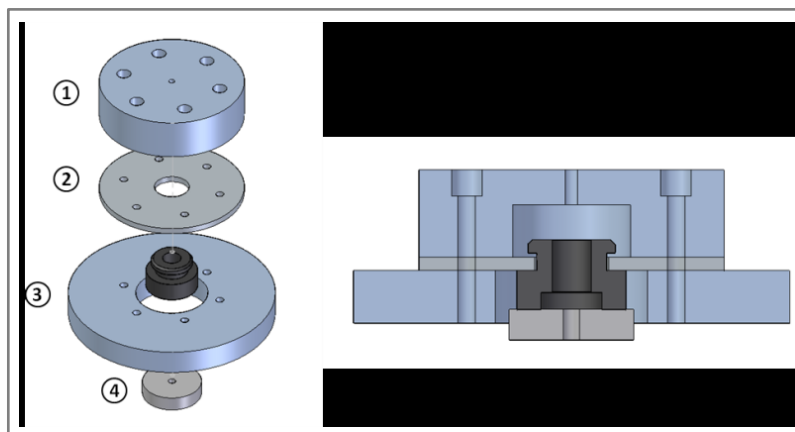
$$\eta = -\frac{\text{Im}\{H_{11}\}}{\text{Re}\{H_{11}\}}(1-r^2). \quad (5.7)$$

Uma das vantagens deste método consiste em ser desnecessário conhecer a massa do sistema. Contudo, a determinação da rigidez é muito dependente da estimativa adequada da frequência de ressonância, sendo necessário cuidado adicional durante o procedimento da sua estimativa a partir da medição (OOI e RIPIN, 2011).

Para a determinação da rigidez dos isoladores do compressor foi projetado e construído um dispositivo conforme observado na Figura 5.10. Este dispositivo foi projetado de forma a ser utilizado na posição vertical, principalmente com excitador eletrodinâmico acoplado no centro da peça número (1). As peças (2) e (4) do dispositivo são coladas ao isolador. As peças (1) e (4) são de fácil remoção e podem ser substituídas para simular diferentes condições de pré-carga estática.

O projeto do dispositivo considerou que em média a massa do compressor é de 6,6kg distribuída em quatro isoladores (1,65Kg por isolador). Desta forma utilizando o dispositivo, as propriedades do isolador podem ser avaliadas em diferentes condições de pré-carga.

Figura 5.10– Dispositivo projetado para a avaliação da rigidez dinâmica do isolador.



As massas correspondentes a cada uma das partes do dispositivo são apresentadas na Tabela 5.1 .

Tabela 5.1 – Massas das partes do dispositivo (kg).

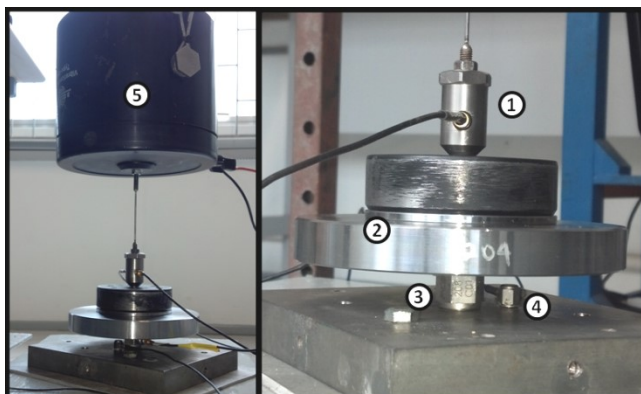
	Nº 1	Nº 2	Nº 3	Nº 4
Massa (kg)	0,518	0,083	1,204 0,786 0,329	0,041

Adicionalmente às peças listadas na Tabela 5.1 foram utilizados seis parafusos na fixação das peças Nº1, Nº2 e Nº3. A massa total dos parafusos é 0,020kg.

A rigidez dinâmica vertical foi avaliada para quatro condições nas quais foram consideradas diferentes massas sobre o isolador. As massas avaliadas foram: 0,625kg, 0,950kg, 1,407kg e 1.825kg. Desta forma, cada uma das massas submete o isolador a uma pré-tensão diferente.

A configuração do ensaio é apresentada na Figura 5.11. Para a excitação foi utilizado um excitador eletrodinâmico (B&K 4809) suspenso através de cordas elásticas, com um sinal de ruído branco de 0 a 500Hz. A inércia foi medida utilizando uma cabeça de impedância (B&K 8001) fixada na peça número (1) do dispositivo. Na base rigidamente engastada, um sensor de força (PCB 208C01) e um acelerômetro (B&K 4519-003) foram instalados como sensores de referência.

Figura 5.11– Ensaio para a determinação da rigidez dinâmica vertical do isolador. (1) Cabeça de impedância, (2) dispositivo, (3) sensor de força, (4) acelerômetro, (5) *Shaker*.



Os valores encontrados da rigidez dinâmica são apresentados na Figura 5.12. Observa-se claramente o aumento da rigidez com o aumento da massa do sistema. Também é possível observar que para valores próximos das ressonâncias do sistema (abaixo de 100 Hz) este método apresenta certas limitações. Este fato pode estar associado à baixa coerência entre os sinais de aceleração e força e pelas singularidades inerentes das Equações (5.5) e (5.7) em frequências próximas da frequência de ressonância.

Após um ajuste de curvas, foi possível propor um modelo linear ($y = ax + b$) para determinar a rigidez em frequências acima de 100Hz. O ajuste proposto está apresentado na Figura 5.13 e as constantes das equações na Tabela 5.1 .

Este tipo de ajuste segue o mesmo raciocínio proposto nos trabalhos de (LIN, FARAG e PAN, 2005) e (OOI e RIPIN, 2011).

Figura 5.12– Rigidez dinâmica do isolador na direção vertical para diferentes condições de pré-carga.

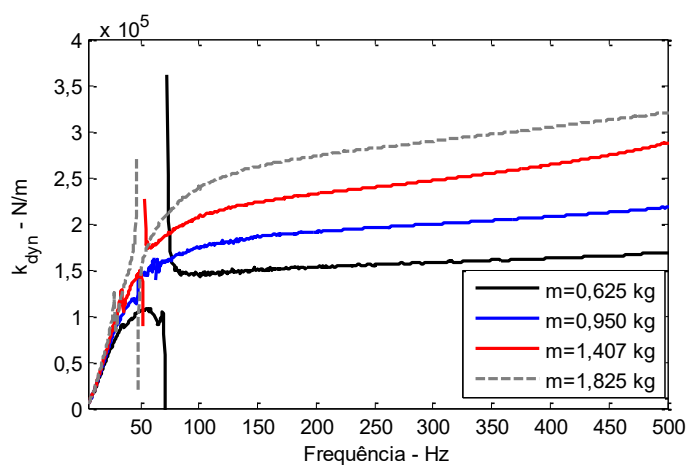


Figura 5.13– Curvas de rigidez vertical do isolador obtidas após o ajuste.

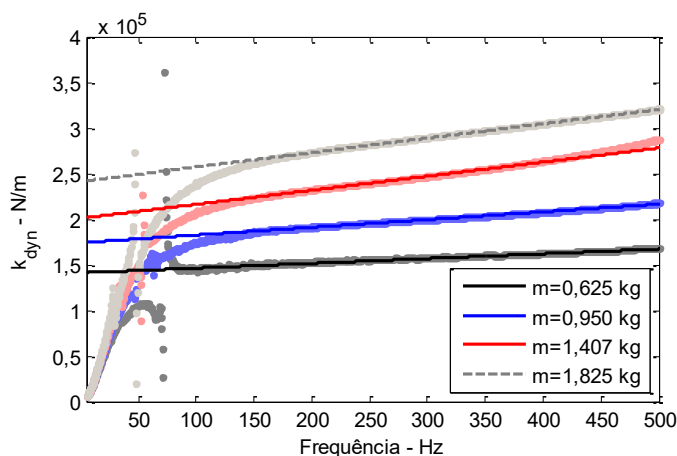
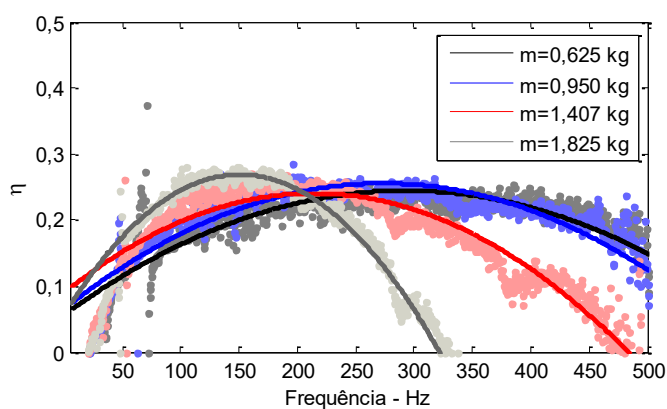


Tabela 5.1 - Parâmetros do ajuste linear ($k_{m_i} = a * f + b$) da rigidez vertical do isolador.

m (kg)	a (Ns/m)	b (N/m)
0,625	52,41	1,418e5
0,95	84,73	1,74e5
1,407	154,3	2,007e5
1,825	158,1	2,412e5

De forma similar à rigidez dinâmica, os valores do fator de amortecimento são apresentados na Figura 5.15.

Figura 5.14– Fator de amortecimento do isolador para diferentes condições de pré-carga. Ajuste polinomial.



No caso do amortecimento, o ajuste foi realizado utilizando curvas quadráticas da forma $y = ax^2 + bx + c$. As constantes encontradas para cada uma das condições de carga são resumidas na Tabela 5.1 .

Tabela 5.1 – Parâmetros do ajuste de η . Ajuste polinomial.

m (kg)	a (N.s ² /m)	b (N.s/m)	c (N /m)
0,625	-2,217e-6	0,0013	0,05377
0,95	-2,552e-6	0,001397	0,0643
1,407	-3,302e-6	0,001415	0,08872
1,825	-9,258e-6	0,0028	0,005712

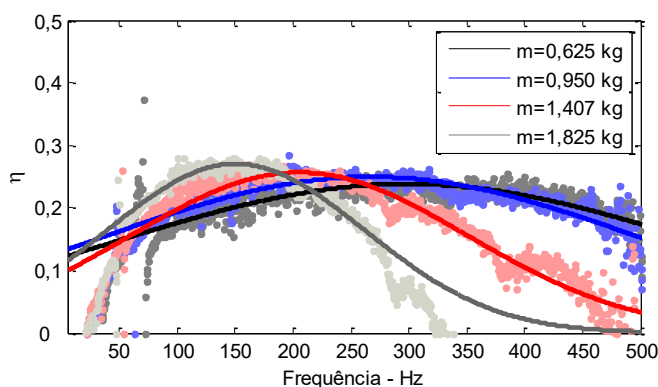
Todavia os resultados para as pré-cargas de 1,825 kg e 1,407kg apresentam valores inferiores a zero a partir de 300Hz e 500Hz respectivamente. Este pode não ser o ajuste mais apropriado uma vez que o amortecimento nestes tipos de materiais não admitem valores negativos.

Portanto, foi proposto um ajuste exponencial do tipo $y = ae^{-\left(\frac{x-b}{c}\right)^2}$. As constantes para este ajuste são apresentadas na Tabela 5.2 Os resultados do ajuste são apresentados na Figura 5.15

Tabela 5.2 – Parâmetros do ajuste de η . Ajuste exponencial.

m (kg)	a (N.s ² /m)	b (N.s/m)	c (N /m)
0,625	0,2382	298,4	360,2
0,95	0,2496	267,5	331,5
1,407	0,2566	205,4	206
1,825	0,2703	150,9	157,6

Figura 5.15– Fator de amortecimento do isolador para diferentes condições de pré-carga. Ajuste exponencial.

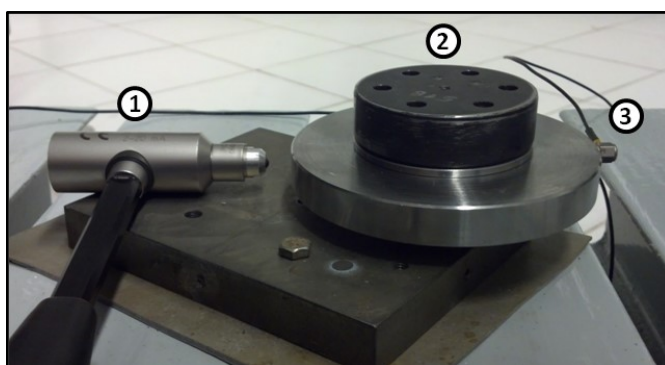


Observa-se que o amortecimento aumenta ligeiramente com o valor de pré-carga. Entretanto, a região com os valores de maior amortecimento concentram-se nas frequências abaixo de 300Hz.

Um segundo ensaio foi realizado para determinar a rigidez direção transversal do isolador. Desta vez a excitação foi realizada utilizando um martelo de impactação (PCB 086D05) e a resposta foi medida com um acelerômetro (B&K 4519-003) posicionado no lado oposto do dispositivo (Figura 5.16).

É importante considerar que para a correta realização do ensaio deve-se garantir que a excitação seja próxima do centro de gravidade (CG). Garantindo assim uma excitação apenas do modo transversal.

Figura 5.16– Ensaio para a determinação da rigidez dinâmica do isolador na direção transversal. (1) Martelo, (2) dispositivo, (3) Acelerômetro.

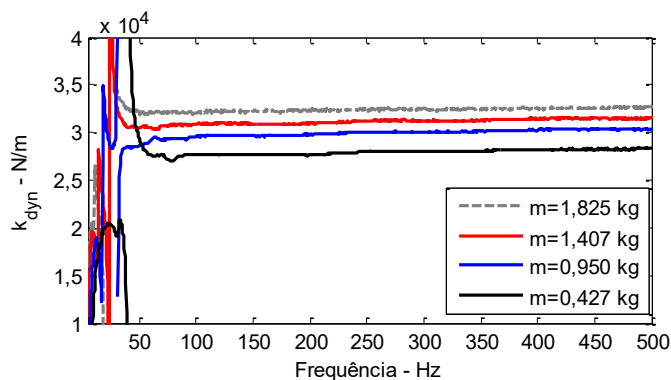


Neste ensaio as configurações avaliadas de massa sobre isolador foram: 0,427kg, 0,950kg, 1,407kg e 1,825kg. Para cada uma destas configurações foi considerada a média de três marteladas.

A rigidez dinâmica transversal do isolador é apresentada na Figura 5.17. Observa-se que a rigidez transversal é aproximadamente 10 vezes inferior à rigidez vertical. Os valores de rigidez aumentam ligeiramente com a frequência. Do mesmo modo que a rigidez vertical, é possível constatar que a rigidez transversal aumenta conforme a pré-carga estática.

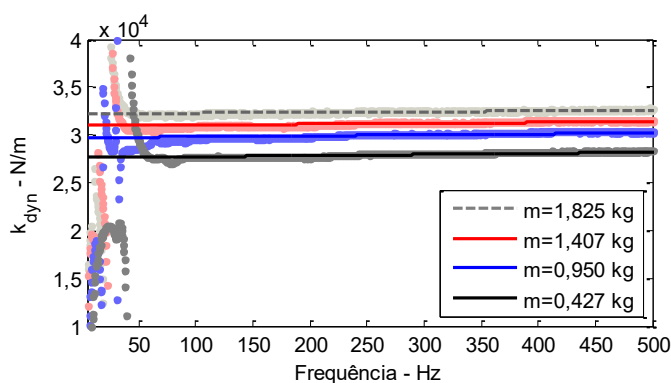
Um ajuste do tipo linear ($y = ax + b$) foi realizado. Os valores das constantes da equação são apresentados na Tabela 5.7 , e comparados com os valores de rigidez na Figura 5.18.

Figura 5.17– Rigidez dinâmica transversal do isolador.

Tabela 5.7 – Parâmetros de ajuste linear ($k_{m_i} = a * f + b$) da rigidez dinâmica transversal.

m (kg)	a (N.s/m)	b (N /m)
0,427	1,1480	2,760e4
0,950	0,9703	2,971e4
1,407	0,8341	3,096e4
1,825	0,6698	3,222e4

Figura 5.18- Curvas de rigidez transversal do isolador obtidas após o ajuste.



Os valores de amortecimento foram estimados utilizando o método da banda de meia potência. Os resultados são apresentados na Tabela 5.1 . Apesar destes valores serem apenas válidos na frequência de ressonância, servem como valores de referência.

Tabela 5.1 – Fatores de amortecimento determinados utilizando o método da banda de meia potência.

m (kg)	0,427	0,950	1,407	1,825
f_n (Hz)	40	31,5	23	19,75
η	0,1375	0,1349	0,1306	0,1268

5.5 SÍNTESE DE RESULTADOS

Na primeira parte deste Capítulo um modelo numérico da placa base foi realizado. O modelo proposto utilizando elementos tipo casca (SHELL181) apresentou uma boa correlação quando comparado com os resultados da análise modal experimental realizada. Por meio de uma análise harmônica posterior, o amortecimento do modelo foi ajustado para $\eta = 0,003$.

Na segunda parte do Capítulo, a rigidez dinâmica dos isoladores foi determinada. Nesta análise foi possível observar a relação das propriedades do isolador com a frequência e o valor de pré-carga. Observou-se a importância da utilização da pré-carga adequada na determinação da rigidez e do amortecimento do isolador.

Por meio dos resultados dos ajustes de curvas é possível propor um modelo polinomial para a determinação das propriedades do isolador, em diferentes frequências nas condições de pré-carga analisadas.

É importante destacar que estas informações podem ser utilizadas na determinação do fluxo de potência vibratória e no cálculo das forças operacionais da placa base do compressor.

6 ANÁLISE DINÂMICA ESTRUTURAL DO GABINETE E DA PORTA DO REFRIGERADOR

6.1 INTRODUÇÃO

Em um refrigerador doméstico a estrutura é composta principalmente por três tipos de materiais: aço laminado no seu exterior, poliuretano rígido expandido (PU) em uma camada intermediária e poliestireno de alto impacto (PSAI) no interior. Os três materiais formam uma estrutura composta tipo sanduíche provendo, assim, isolamento térmico e uma estrutura com rigidez suficiente para suportar o peso dos alimentos no interior.

Figura 6.1– Gabinete do Refrigerador e as suas dimensões gerais.



O gabinete tem sido objeto de estudo na área de otimização estrutural por NEIMEIR (2002) e RAMM (2007) e na área vibroacústica por BRINGHENTI (2012).

Neste Capítulo será apresentada uma análise vibroacústica do gabinete do refrigerador, onde um modelo numérico em elementos finitos do gabinete será gerado e posteriormente validado experimentalmente.

No início, foi realizada uma revisão bibliográfica sobre as propriedades dos materiais que compõem o gabinete. Esta revisão tem como objetivo gerar uma base de dados para a

geração dos modelos numéricos. As propriedades são ajustadas através de uma análise numérica experimental, realizada em uma amostra em formato de viga, do gabinete.

Em seguida, os modelos em Elementos Finitos do gabinete e da porta são gerados. As validações destes modelos são realizadas com base nos resultados de análises modais experimentais realizadas nos componentes.

6.2 PROPRIEDADES MECÂNICAS DOS MATERIAIS DO GABINETE

As propriedades elásticas dos materiais do refrigerador têm sido objeto de estudo de vários autores (ORESTEN (2003), WINIKES (2006), e BARBIERI, BARBIERI et al. (2008), BRINGHENTI (2012)), e a sua determinação tem sido realizada através de métodos estáticos e dinâmicos.

Com base nos resultados obtidos pelos autores acima citados, na Tabela 6.1 são apresentados, de forma resumida, os valores das propriedades determinadas por meio de ensaios estáticos. Observa-se que em nenhum dos casos foi apurado o coeficiente de Poisson da espuma de poliuretano. Nos trabalhos de ORESTEN (2003), WINIKES (2006), e BARBIERI, BARBIERI et al. (2008) é considerado um coeficiente de Poisson de $\nu = 0,3$ para a espuma de poliuretano. No trabalho de BRINGHENTI (2012) foi considerado um valor de $\nu = 0,45$.

Todavia, BARBIERI, BARBIERI et al. (2008) e BRINGHENTI (2012)) verificaram que as propriedades da espuma de poliuretano e do poliestireno são dependentes da frequência. Nestes trabalhos os valores das propriedades também foram determinados a partir de ensaios dinâmicos. Estes ensaios foram realizados inicialmente em amostras separadas do material e, posteriormente, em uma viga sanduíche. O procedimento de determinação empregado utiliza métodos inversos, onde os parâmetros de um modelo numérico que representa a amostra são ajustados até que a resposta dinâmica do modelo (FRF e/ou parâmetros modais) seja similar à encontrada experimentalmente. Geralmente, os parâmetros de ajuste se restringem às propriedades elásticas (E , G) e ao amortecimento (η).

Tabela 6.1 - Propriedades dos materiais do gabinete do refrigerador determinadas por meio de ensaios estáticos. Fontes: * ORESTEN (2003), ** RAMM (2007), ‡ BRINGHENTI (2012).

Material	Massa específica	Propriedades elásticas		Autor
	kg/m ³	GPa	Poisson	
Aço	7800	$E = 209,6$	ND	*
	7342 ^a - 7640	$E = 207,51$	0,3	‡
	28,58 – 29	$G = 2,07 - 2,18 \times 10^{-3}$	ND	*
Poliuretano (PUR)	ND	$E = 1,55 - 2,11 \times 10^{-3}$	ND	**
	36 [♦] - 41	ND	ND	‡
Poliestireno (PSAI)	1061,9	$E = 1,405$	ND	*
	1014	$E = 1,953$	0,32	‡

Na Tabela 6.2 estão compiladas as informações referentes aos parâmetros encontrados das análises dinâmicas realizadas em amostras dos materiais individualmente.

Contudo, um ajuste final nas propriedades pode ser necessário quando se está analisando uma estrutura sanduíche. Este fato é também apontado nos trabalhos de SHI (2006) e de LASOVÁ (2007), onde se destaca a importância de conhecer os valores iniciais dos materiais separados para economizar o tempo no processamento de ajuste de parâmetros, porém é conveniente fazer o ajuste das propriedades baseado em estruturas nas que os materiais estão aglomerados.

SHI (2006) também destaca a importância do ajuste dos parâmetros do núcleo (G e η) para obter resultados apropriados na modelagem de este tipo de estruturas. Este autor aponta a importância de considerar o amortecimento dos materiais na determinação das frequências naturais numéricas utilizadas no processo de ajuste das propriedades. Em especial o amortecimento do material do núcleo, uma vez que quando a estrutura sanduíche é submetida flexão, o núcleo é submetido a deformações em cisalhamento e, conseqüentemente, o mecanismo de dissipação de energia acaba sendo mais eficiente.

^a Valores correspondentes ao aço laminado com tinta.

[♦] Referente às laterais do gabinete.

Tabela 6.2 - Propriedades dos materiais do gabinete do refrigerador determinadas por meio de ensaios dinâmicos.

Material	Faixa de frequência (Hz)	Constante Elástica	η	Autor
		GPa		
Poliuretano (PU)	10 – 150	$G = 2,6497 \times 10^{-3}$	0,0575	*
	150 – 400	$G = 2,5498 \times 10^{-3}$	0,0625	
	1 – 2000	$E = 8,4 \times 10^{-3}$	0,0315	‡
Poliestireno (PSAI)	10 – 57,5			
	57,5 - 177,5	$E = 1,3350$	0,0385	
	177,5 – 400	$E = 1,3725$	0,0450	*
	177,5 – 400	$E = 1,4150$	0,0805	
	10 – 400	$E = 1,445$	0,053	‡

Fontes: * BARBIERI (2008), ‡ BRINGHENTI (2012).

Na Tabela 6.3 são apresentadas as constantes elásticas encontradas nas análises utilizando uma viga sanduíche. Observa-se que os valores das constantes elásticas dos materiais são maiores quando comparadas com os valores determinados nas amostras do material separadamente. Isto porque o material do núcleo nas interfaces com as chapas externas podem ter uma rigidez diferente.

Nas bibliografias revisadas apontam-se as imperfeições que podem existir na espuma de poliuretano, como bolhas de ar ou espaços não preenchidos devido a diferentes fatores no processo de injeção do poliuretano. Como consequência, podem existir variações das constantes elásticas ao longo do gabinete.

Tabela 6.3 - Propriedades dos materiais do gabinete ajustados a partir de ensaios dinâmicos realizado em uma viga sanduíche.

Material	Faixa de frequência (Hz)	Constante Elástica	η	Autor
		GPa		
Poliuretano (PU)	10 – 250	$G = 3,2874 \times 10^{-3}$	0,0645	*
	1 – 95	$E = 9 \times 10^{-3}$	0,155	
	95 – 208	$E = 10 \times 10^{-3}$	0,532	
	208 – 496	$E = 12 \times 10^{-3}$	0,039	‡
	496 – 542	$E = 15 \times 10^{-3}$	0,012	
	542 – 600	$E = 20 \times 10^{-3}$	0,345	
Poliestireno (PSAI)	10 – 250	$E = 1,5830$	0,0446	*

Fontes: * BARBIERI (2008), ‡ BRINGHENTI (2012).

Sugere-se utilizar estes valores para obter modelos modelagem vibroacústica de estruturas sanduíche. Na subseção seguinte uma análise será realizada em uma viga sanduíche amostra do gabinete em estudo. Com esta análise pretende-se ajustar os parâmetros elásticos dos materiais, sobretudo o do PU. Também, será avaliada a necessidade de utilizar valores variando na frequência e o grau de incerteza que esta consideração pode gerar.

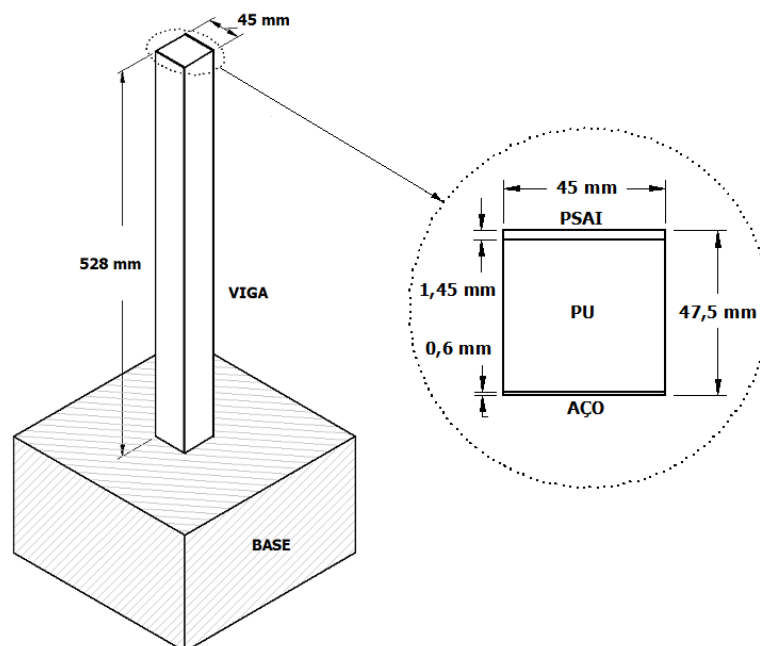
6.3 ANÁLISES PRELIMINARES PARA A MODELAGEM NUMÉRICA

Em uma etapa preliminar à geração do modelo do gabinete foram realizadas algumas análises numéricas-experimentais em uma amostra do material do refrigerador. Estas análises tiveram como objetivo escolher os tipos e tamanhos dos elementos que podem representar de forma adequada a estrutura, assim como também, verificar os valores das propriedades mecânicas listadas nas Tabela 6.2 e Tabela 6.3 .

Na segunda análise também foi verificado o grau de incerteza ao utilizar valores constantes das propriedades mecânicas ao invés de valores variando na frequência.

Para realizar estas análises foi escolhida uma amostra do material do gabinete em formato de viga, previamente retirada de uma das laterais do refrigerador e posteriormente engasta em bloco de concreto. As dimensões gerais da viga são apresentadas na Figura 6.2.

Figura 6.2– Dimensões da viga sanduíche.



Esta etapa preliminar consistiu de basicamente três análises. A primeira foi em uma análise modal experimental realizada na viga. Esta análise teve como objetivo gerar valores de referência (modos de vibração, frequências naturais e amortecimento) para comparar com os resultados dos modelos numéricos. Na segunda análise foram gerados modelos numéricos da viga utilizando vários tipos de elementos e diferentes tamanhos. Finalmente, e após escolher os tipos e tamanhos dos elementos, uma terceira análise numérica foi realizada. Nesta análise foram avaliadas as propriedades dos materiais e realizado um ajuste nas propriedades do modelo baseado nos resultados da análise modal experimental realizada.

6.3.1 Análise modal experimental da viga

Na análise modal experimental da viga, a excitação foi realizada utilizando um martelo de impactação (*B&K 8204*) enquanto a resposta foi medida em 60 pontos utilizando quatro acelerômetros (*B&K 4517*). Os 60 pontos foram distribuídos uniformemente sendo 30 pontos sobre a chapa de aço e 30 sobre a superfície do poliestireno (Figura 6.3).

Figura 6.3– Análise modal experimental da viga sanduíche. Pontos de medição sobre a chapa de aço.



A partir deste teste foi possível identificar nove modos de vibração, apresentados na Figura 5.4. Os modos 2, 3 e 5 correspondem ao 1º, 2º e 3º modo de torção da viga. Os modos restantes são modos de flexão.

Dos resultados pode-se observar que para as formas modais acima de 500 Hz os pontos na base apresentam níveis de vibração muito diferentes de zero. O que para uma viga rigidamente engastada não faz sentido. Isto é devido ao número de pontos de medição utilizados na análise modal que não são suficientes para representar adequadamente as formas modais acima de 500 Hz. Com isso, o programa utilizado para a análise modal interpola valores de deslocamento para os pontos da base baseado nos pontos de medição mais próximos.

Todavia, os resultados apresentados na Figura 5.4 são considerados satisfatórios para serem utilizados nas análises subsequentes.

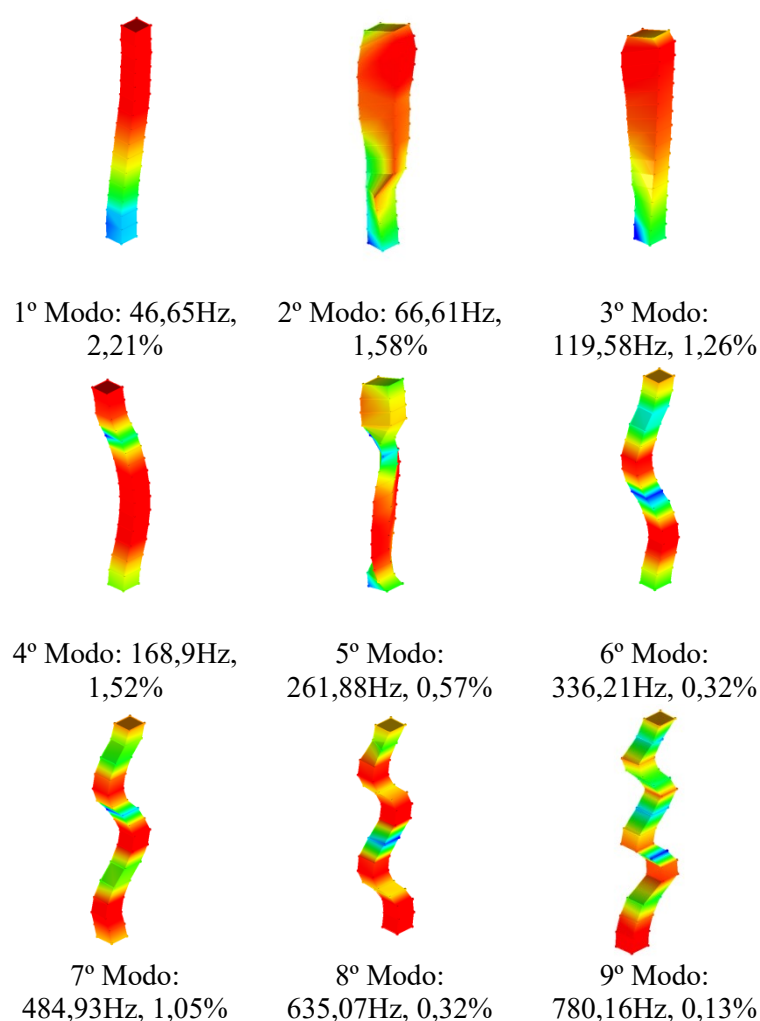
6.3.2 Avaliação dos tipos e tamanhos dos elementos

Ao realizar uma revisão bibliográfica sobre a modelagem de refrigeradores utilizando softwares comerciais de EF foram encontrados os trabalhos de NIEMEIER (2002), RAMM (2007) e BRINGUENTHI (2012).

NIEMEIER (2002) realizou uma análise de otimização estrutural de um gabinete de refrigerador submetido a cargas estáticas. No trabalho, o autor utiliza elementos sólidos (tetraédricos) para modelar o PUR e elementos tipo casca para modelar as chapas de aço e de PSAI. As conexões entre as chapas metálicas são modeladas utilizando elementos tipo viga.

Para análise de deformações, o autor obteve bons resultados ao comparar os resultados numéricos e experimentais.

Figura 6.4– Resultados da análise modal experimental da viga sanduíche. Modos de vibração, frequências naturais e razões de amortecimento.



RAMM (2007) desenvolveu e validou um modelo em elementos finitos de um gabinete de refrigerador visando à avaliação estrutural (deformação sobre condições de carga). O autor utilizou elementos tipo sólido tetraédricos de quatro nós (SOLID45) para modelar o PUR e elementos tipo casca (SHELL181) para modelar as chapas de aço e de PSAL. As juntas parafusadas e conexões do tipo pressunião (*clinch joint*) foram consideradas como rígidas e modeladas utilizando elemento tipo viga (BEAM181).

BRINGUENTHI (2012) modelou o compartimento do gabinete utilizando elementos sólidos tetraédricos de 10 nós (SOLID92 – com nós intermediários nas arestas) para o aço, o

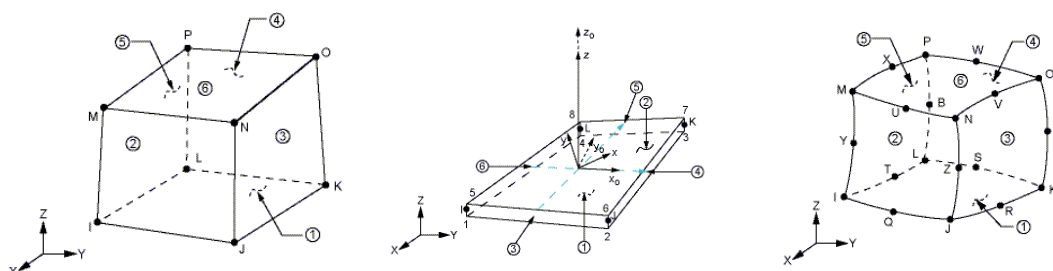
PUR e o PSAI. No entanto, na determinação das constantes elásticas dos materiais, as vigas sanduíche foram modeladas utilizando elementos sólidos hexaédricos de 8 nós (SOLID45).

No que se refere à modelagem dinâmica de placas sanduíche utilizando o software comercial ANSYS foi encontrado o trabalho de LASOVÁ (2007). Neste trabalho, o autor cita as várias combinações possíveis de elementos que podem ser utilizadas para modelar uma estrutura sanduíche. No entanto, de todas as combinações expostas o autor utilizou elementos sólidos para modelar o núcleo e sólidos em camadas para as chapas externas.

Todos os autores concordam em utilizar elementos tipo sólido para modelar o núcleo. No entanto, foram encontradas divergências sobre o tipo de elemento utilizado para modelar as chapas externas da estrutura. Os autores que realizaram análises estáticas em refrigeradores convergiram em utilizar elementos tipo casca. Os autores que realizaram análises dinâmicas utilizaram elementos tipo sólido.

Com o objetivo de verificar as diferenças entre utilizar um elemento tipo casca e tipo sólido para modelar as chapas externas da estrutura, foram gerados três modelos da viga. No primeiro, as chapas de aço e de PSAI foram modeladas utilizando elemento tipo sólido hexaédrico de 8 nós (SOLID185) (Figura 6.5). No segundo, as chapas de aço e PSAI foram modeladas utilizando elementos tipo casca de 4 nós (SHEL181). Finalmente, no terceiro modelo foram utilizados elementos tipo sólido hexaédricos de 20 nós, com nós intermediários nos vértices (SOLID186) baseado em funções quadráticas de deslocamento.

Figura 6.5– Tipos de elementos analisados para modelar as chapas externas da viga sanduíche. Da esquerda à direita: elemento sólido de 8 nós, elemento tipo casca de 4 nós e elemento sólido de 20 nós.



Fonte: (ANSYS, INC, 2007).

O último elemento foi escolhido pelo fato de quando utilizados elementos sólidos para modelar chapas finas em flexão, como é o caso, podem-se apresentar um fenômeno

conhecido como “locking” (WANG, 2006). Este fenômeno caracteriza-se pelo o aumento de rigidez global do modelo devido ao mau condicionamento dos elementos.

Para esta análise considerou-se os materiais da viga como isotrópicos, que se comportam de forma linear e os valores das propriedades mecânicas são constantes com a frequência. Baseado nestas suposições e com os dados disponíveis na Subseção 6.2, as propriedades utilizadas no modelo foram escolhidas e resumidas na Tabela 5.1 .

Tabela 6.1 – Propriedades iniciais utilizadas no modelo da viga sanduíche.

Material	E (GPa)	ρ (kg/m ³)	ν	η
Aço	207,51	7342	0,3	0,001
PSAI	1,44	1014	0,32	0,053
PU	$10,5 \times 10^{-3}$	36	0,45	0,0315

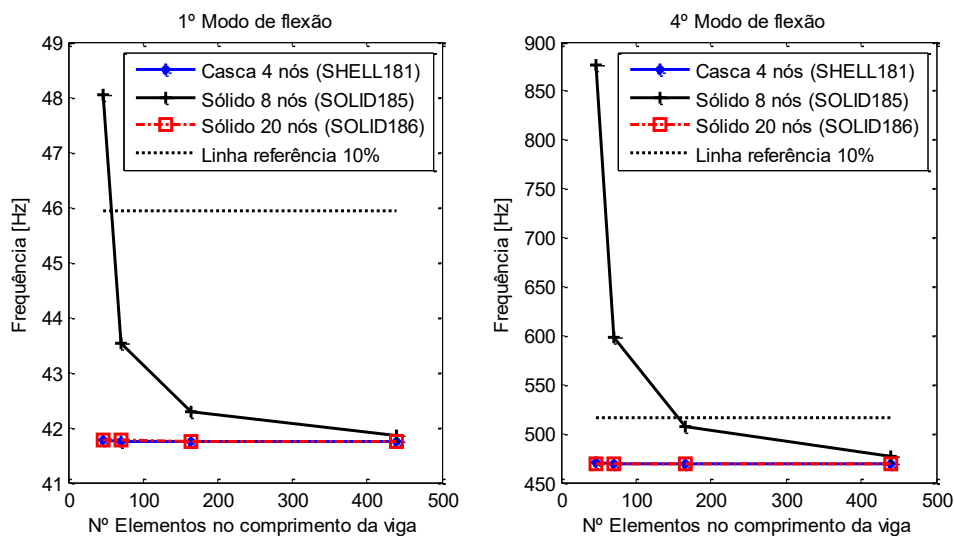
A análise também contemplou uma avaliação do tamanho de elemento. Quatro tamanhos de elementos foram avaliados: 11,25mm, 7,5 mm, 3,2 mm e 1,6 mm. Contudo, o número de elementos no núcleo foi mantido em 8 elementos na espessura para os dois primeiros tamanhos.

As análises modais numéricas foram realizadas para a faixa de 0 a 1kHz utilizando o método *Block Lanczos*. No total foram analisados 12 modelos (três configurações para cada um dos quatro tamanhos).

Na Figura 6.6 são apresentadas as frequências naturais correspondentes ao primeiro e quarto modo de flexão dos 12 modelos analisados. Nestas Figuras o eixo x representa o número de elementos alocados no comprimento da viga, desta forma quanto maior o número menor o tamanho do elemento. Como referência, uma linha horizontal representa o 10% de erro em relação à frequência obtida com o modelo que utiliza elementos sólidos de 20 nós e tamanho de elemento de 1,6mm.

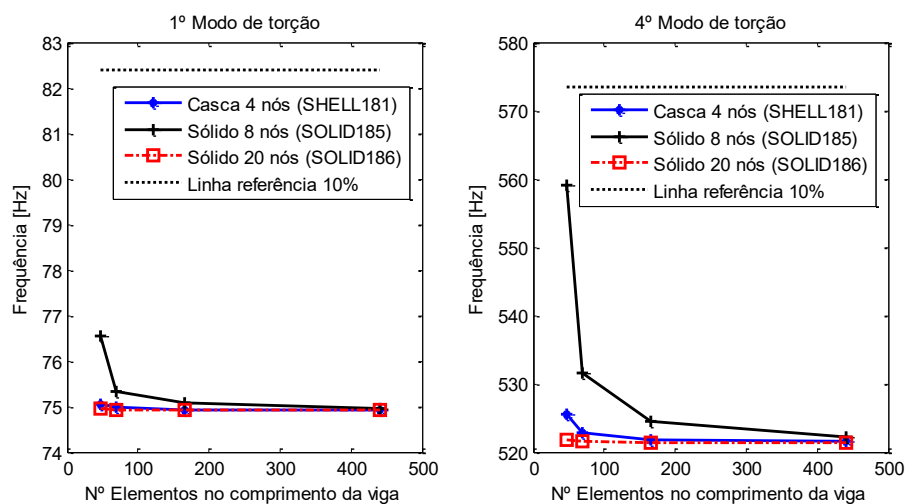
Observa-se que o modelo que utiliza elementos sólidos de 8 nós apresenta grandes discrepâncias em relação aos modelos que utilizam elementos tipo casca e elementos sólidos de 20 nós. Estas diferenças são maiores especialmente nas frequências dos modos mais altos e com malhas grosseiras.

Figura 6.6 – Frequências naturais do primeiro (esquerda) e do quarto (direita) modo de flexão dos 12 modelos da viga sanduíche.



Na Figura 6.7 foi realizada a mesma análise para o primeiro e o quarto modo de torção da viga. Observa-se que no caso dos modos de torção, a discrepâncias devidas ao tipo e tamanho dos elementos são menores.

Figura 6.7- Frequências naturais do primeiro e quarto modo de torção dos 12 modelos da viga sanduíche.



Com base nos resultados acima pode-se concluir que utilizar elementos sólidos de 8 nós para modelar as chapas externas da viga pode levar a uma superestimação das frequências naturais dos modos de flexão, especialmente para malhas grosseiras. Como alternativas podem ser utilizados elementos tipo casca ou tipo sólido de 20 nós. Todavia, a primeira opção consome menor tempo de processamento.

6.3.3 Verificação e ajuste das propriedades dos materiais

Com base nos resultados das duas subseções anteriores, nesta subseção são avaliadas e ajustadas as propriedades dos materiais através de uma metodologia inversa. Para isso será utilizado o modelo da viga que utiliza elementos tipo casca para as chapas externas e elementos sólidos de 8 nós para o núcleo, com tamanho de elemento de 7,5mm. As propriedades dos materiais utilizadas neste modelo são as mesmas listadas na Tabela 5.1 .

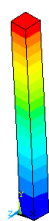
Os modos de vibração e frequências naturais numéricas da viga são apresentados na Figura 6.8. Como valores de referência para o ajuste, foram utilizadas as frequências naturais obtidas da análise modal experimental da Subseção 6.3.1. Observa-se que na análise modal numérica foram obtidos alguns modos de torção não evidentes na análise experimental. Isto pode ser explicado pelo fato de que o número de pontos de medição utilizados na análise modal experimental é insuficiente para definir claramente estes modos.

Os valores experimentais foram comparados com os resultados do modelo numérico inicial no gráfico de 45° apresentado na Figura 6.9. Pode ser observado que os modos de flexão (1°, 4°, 6°, 7°, 9° e 10°) são subestimados enquanto os modos de torção (2°, 3° e 5°) são superestimados. O valor do resíduo chega ser maior que 10% para os três primeiros modos. Todavia, a tendência do resíduo é diminuir para os modos com frequências mais altas.

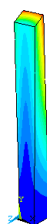
Com isso, foi realizado um ajuste das propriedades com o objetivo de reduzir o resíduo para valores inferiores a 10%. Com base em uma análise de sensibilidade, algumas propriedades dos materiais foram definidas como parâmetros de ajuste do modelo. Por meio da análise de sensibilidade foi possível entender quais dos parâmetros são importantes para o ajuste em cada um dos modos utilizados.

Em um problema dinâmico, uma ferramenta para a seleção dos parâmetros de ajuste consiste em determinar a sensibilidade dos autovalores, autovetores e das FRFs em relação aos possíveis parâmetros de ajuste (FRISWELL e MOTTERSHEAD, 1995).

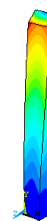
Figura 6.8- Modos de vibração da viga sanduíche com propriedades iniciais, na condição prévia ao ajuste. O * indica os modos identificados experimentalmente.



1° Modo *: 41,74Hz



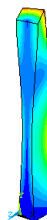
2° Modo*: 74,93Hz



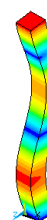
3° Modo*: 135,12Hz



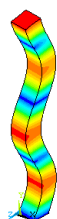
4° Modo*: 157,58 Hz



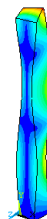
5° Modo*: 268,91 Hz



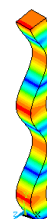
6° Modo*: 319,29Hz



7° Modo*: 468,81Hz



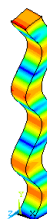
8° Modo: 521,74Hz



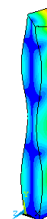
9° Modo*: 618,40Hz



10° Modo: 757,34Hz

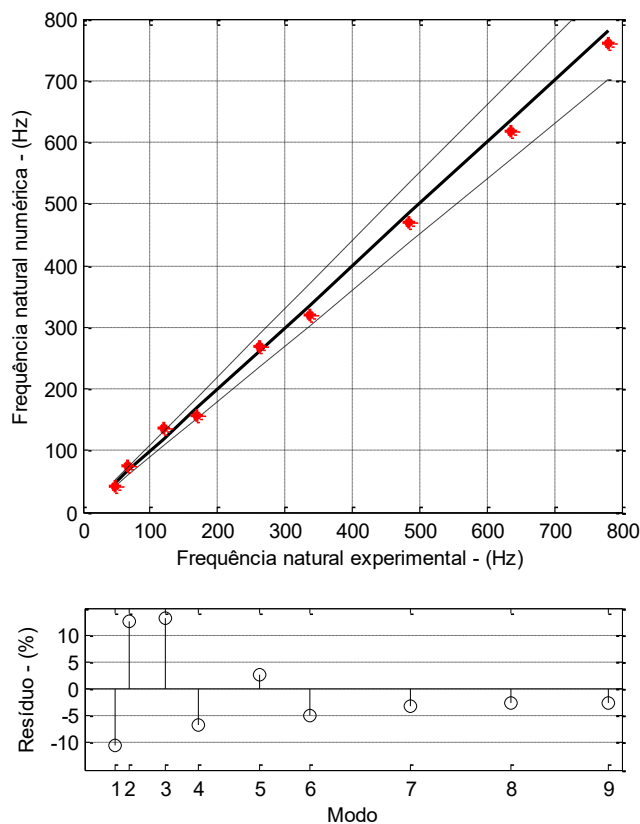


11° Modo*: 760,30Hz



12° Modo: 849,85Hz

Figura 6.9– Gráfico de 45° e resíduo das frequências naturais do modelo inicial da viga sanduíche em relação aos resultados experimentais.



Considerando um problema estrutural de autovalores e autovetores, não amortecido, descrito de forma geral através da equação:

$$K\phi_j = \lambda_j M \phi_j, \quad j = 1, 2, \dots, n, \quad (6.1)$$

onde $\lambda_j = \omega_j^2$ é o j -ésimo autovalor e ϕ_j é o j -ésimo autovetor, a sensibilidade dos autovalores do problema acima em relação ao parâmetro p_i pode ser definido como sendo:

$$\frac{\partial \lambda_j}{\partial p_i} = \phi_j^T \left[\frac{\partial K}{\partial p_i} - \lambda_j \frac{\partial M}{\partial p_i} \right] \phi_j. \quad (6.2)$$

No entanto, algumas vezes as matrizes do sistema são difíceis de extrair quando é utilizado um programa comercial de Elementos Finitos. Uma alternativa para determinar a sensibilidade do sistema em relação a um parâmetro de ajuste é realizar uma aproximação pelo método de diferenças finitas (MERCER, DOZ, *et al.*, 2007). Neste procedimento, a matriz de sensibilidade dos autovalores pode ser determinada utilizando diferenças finitas para a derivada de primeira ordem em relação a cada parâmetro. Isto é definido como:

$$\frac{\partial \lambda_j}{\partial p_i} \cong \frac{\lambda_j(p_i + \Delta p_i e) - \lambda_j(p_i)}{\Delta p_i}, \quad (6.3)$$

$$\Delta p_i = \frac{\Delta D}{100} (\overline{p}_i - \underline{p}_i), \quad (6.4)$$

onde e é o vetor contendo o valor 1 no i -ésimo componente e 0 para os outros componentes do vetor. ΔD é o tamanho em porcentagem do passo. \overline{p}_i e \underline{p}_i são os limites superior e inferior do parâmetro, respectivamente.

Com base nas equações acima citadas, a análise de sensibilidade foi realizada considerando um valor de $\Delta D = 0,2$, definido como um valor frequentemente utilizado em análises dinâmicas (MERCE, DOZ, *et al.*, 2007). Os parâmetros considerados na análise foram os módulos de elasticidade e as massas específicas dos três materiais. Adicionalmente também foi considerado o coeficiente de Poisson do PU, uma vez que este valor não foi claramente definido nas revisões bibliográficas revisadas. Após estas definições, um algoritmo foi implementado utilizando a linguagem de programação paramétrica do ANSYS® (APDL).

Os resultados das análises para os nove primeiros modos de vibração da viga são apresentados nas Figura 6.10. Observa-se que alguns parâmetros são mais influentes nos modos de flexão enquanto outros influem mais nos modos de torção. Valores positivos de $\frac{\partial \lambda_j}{\partial p_i}$ indicam aumento do autovalor com o aumento do parâmetro, e valores negativos uma redução com o aumento do valor do parâmetro.

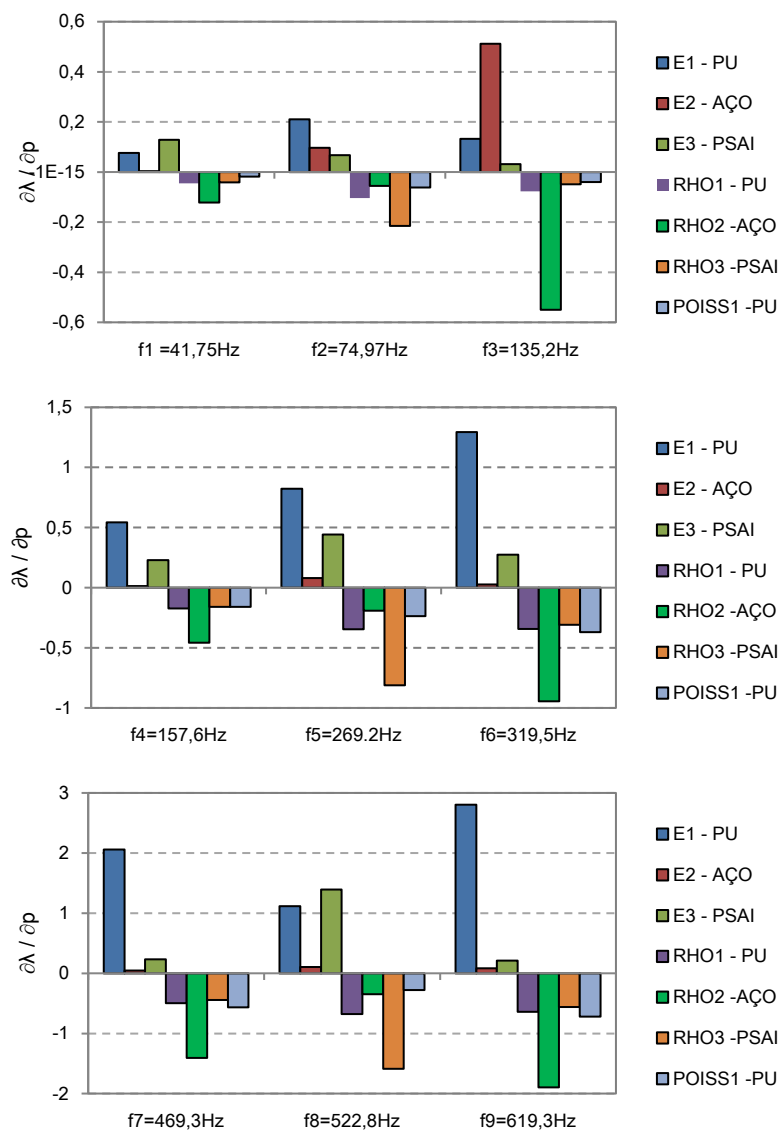
No caso dos modos de flexão (1°, 4°, 6°, 7° e 9°) observa-se que há um mesmo padrão de comportamento, no qual os parâmetros mais importantes são o módulo de elasticidade do PU e do PSAI e a massa específica do aço. Conforme a frequência aumenta, o módulo de elasticidade do PU e a massa específica do aço destacam-se como parâmetros mais influentes para o ajuste dos autovalores dos modos de flexão.

No caso dos modos de torção (2°, 5° e 8°) a massa específica do PSAI é um dos principais parâmetros. Este parâmetro tende a ser o mais dominante para os modos de frequências maiores. No 3° modo de torção especificamente, o módulo de elasticidade e a massa específica do aço são os parâmetros mais importantes.

O coeficiente de Poisson do PU é um parâmetro importante com uma influência mediana em todos os modos.

A análise de sensibilidade não foi muito conclusiva, uma vez que cada parâmetro analisado influencia um modo diferente. Ou seja, todos os parâmetros influenciam de maneira diferente em cada um dos modos.

Figura 6.10– Resultados da análise de sensibilidade para os nove primeiros modos da viga.



Após a definição dos parâmetros, o ajuste foi realizado com base na minimização da função objetivo (MERCE, DOZ, *et al.*, 2007):

$$\Phi(X) = \sum_{k=1}^n \frac{(f_k^{Exp} - f_k^{Num})^2}{(f_k^{Exp})^2} \Rightarrow \min. \quad (6.5)$$

Nesta equação são consideradas as frequências experimental (f_k^{Exp}) e numérica (f_k^{Num}) de n modos escolhidos.

Os parâmetros de ajuste foram restritos ao módulo de elasticidade (E) dos materiais, as massas específicas (ρ) e ao coeficiente de Poisson do PU (ν). De forma matemática, o espaço de busca pode ser definido como sendo:

$$S = \{E, \rho, \nu : E_a \leq E_i \leq E_b ; \rho_a \leq \rho_i \leq \rho_b ; \nu_b \leq \nu_i \leq \nu_a\}. \quad (6.6)$$

Os valores limites do intervalo de busca são apresentados na Tabela 6.1 . Estes valores foram estimados considerando os valores encontrados na literatura e apresentados na Seção 6.2.

Tabela 6.1 – Valores do intervalo dos parâmetros definido para o ajuste da viga sanduiche.

Material	E_a	E_b	ρ_a (kg/m ³)	ρ_b (kg/m ³)	ν_a	ν_b
Aço	190 Gpa	210 Gpa	7300	7700	-	-
PSAI	1,2 GPa	2,2 GPa	950	1100	-	-
PU	8 MPa	15 MPa	28	42	0,3	0,45

A minimização da Equação (4.6) é realizada utilizando o método de aproximação de subproblemas definido no Capítulo 4. Para este caso, foram utilizados os nove modos encontrados experimentalmente com os seus respectivos modo numéricos. Após 31 iterações o algoritmo convergiu aos resultados apresentados na Tabela 6.2 . Observa-se que estes valores são similares aos previamente propostos na Tabela 5.1

Tabela 6.2 – Propriedades dos materiais do gabinete após o ajuste da viga sanduiche. O * indica os valores não ajustados

Material	E	ρ (kg/m ³)	ν
Aço	190,12 GPa	7328,2	0,3*
PSAI	1,752 GPa	1099,7	0,32*
PU	10,535 MPa	38,206	0,445

Os resíduos das frequências naturais das vigas inicial e ajustada, em relação às frequências naturais experimentais, são apresentados na Tabela 6.3 . Observa-se que para a viga ajustada o resíduo é inferior a 10%.

Tabela 6.3 – Comparação das frequências naturais da viga sanduíche antes e após do ajuste de propriedades.

Modo	f - Exp.	f - Num. Inicial	$\Delta_{inicial} (%)$	f - Num. Final	$\Delta_{final} (%)$
1	46,65	41,75	-10,51	43,69	-6,35
2	66,61	74,97	12,55	73,24	9,95
3	119,58	135,15	13,02	130,82	9,40
4	168,9	157,62	-6,67	160,01	-5,26
5	261,88	269,21	2,80	269,46	2,89
6	336,21	319,46	-4,98	320,74	-4,60
7	484,93	469,26	-3,23	468,10	-3,47
8	635,07	619,34	-2,47	619,12	-2,98
9	780,16	761,96	-2,33	756,74	-3,00

Finalmente, os valores listados na Tabela 6.2 serão utilizados para gerar os modelos do gabinete e da porta do refrigerador.

6.4 COMPARTIMENTO DO REFRIGERADOR (GABINETE)

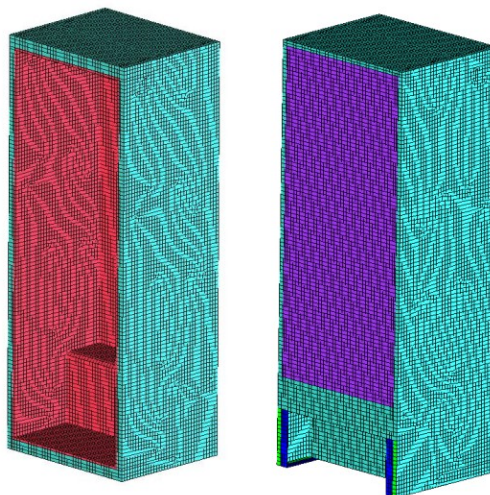
6.4.1 Modelo numérico do gabinete

O modelo numérico do gabinete foi desenvolvido a partir de uma geometria simplificada, previamente gerada com as dimensões medidas. Nesta geometria, alguns detalhes foram omitidos com o intuito de gerar uma malha robusta, com o menor número de elementos possíveis, evitando os refinamentos de malha e erros no processamento numérico.

A malha gerada (Figura 6.11) considera elementos tipo casca (SHELL 181) para o aço e o PSAI e sólido (SOLID 185) para o PU. Na maior parte, os elementos tipo casca foram quadriláteros e os elementos sólidos hexaédricos. O tamanho médio dos elementos foi de 15 mm, gerando desta forma ao total 27510 elementos de tipo casca e, 48144 elementos do tipo sólido.

É importante resaltar que na superfície do gabinete, os elementos do tipo casca e sólidos compartilham os mesmos nós, evitando elementos de conexão entre estes dois tipos de elementos diferentes.

Figura 6.11– Malha do gabinete.



Após o desenvolvimento da malha, uma análise modal numérica foi realizada na faixa de frequência entre 0 e 300Hz, para o qual foi utilizado o método do *Block Lanczos*. Alguns dos resultados obtidos desta análise são apresentados na Figura 6.12.

Com o intuito de confrontar estes resultados, na Subseção seguinte é realizada uma análise modal experimental do gabinete.

6.4.2 Análise modal experimental do gabinete

Para a análise modal experimental, o gabinete foi suspenso por dois fios elásticos (Figura 6.13). A excitação foi realizada na lateral esquerda do refrigerador utilizando um excitador eletrodinâmico (*B&K 4809*) suspenso por cordas elásticas. A força no ponto de excitação foi medida utilizando um transdutor de força (*PCB 208C01*). As respostas da estrutura foram medidas em 362 pontos, utilizando cinco acelerômetros triaxiais (*B&K 4525B*). Ao total, 73 medições foram realizadas.

Após a análise das medições foi possível identificar claramente nove formas modais, apresentadas na Figura 6.14. Observa-se que as primeiras sete formas modais experimentais são bem similares às formas modais numéricas 1°, 2°, 3°, 4°, 5°, 7° e 8° da Figura 6.12.

Figura 6.12– Modos de vibração e frequências naturais numéricas do gabinete do refrigerador.

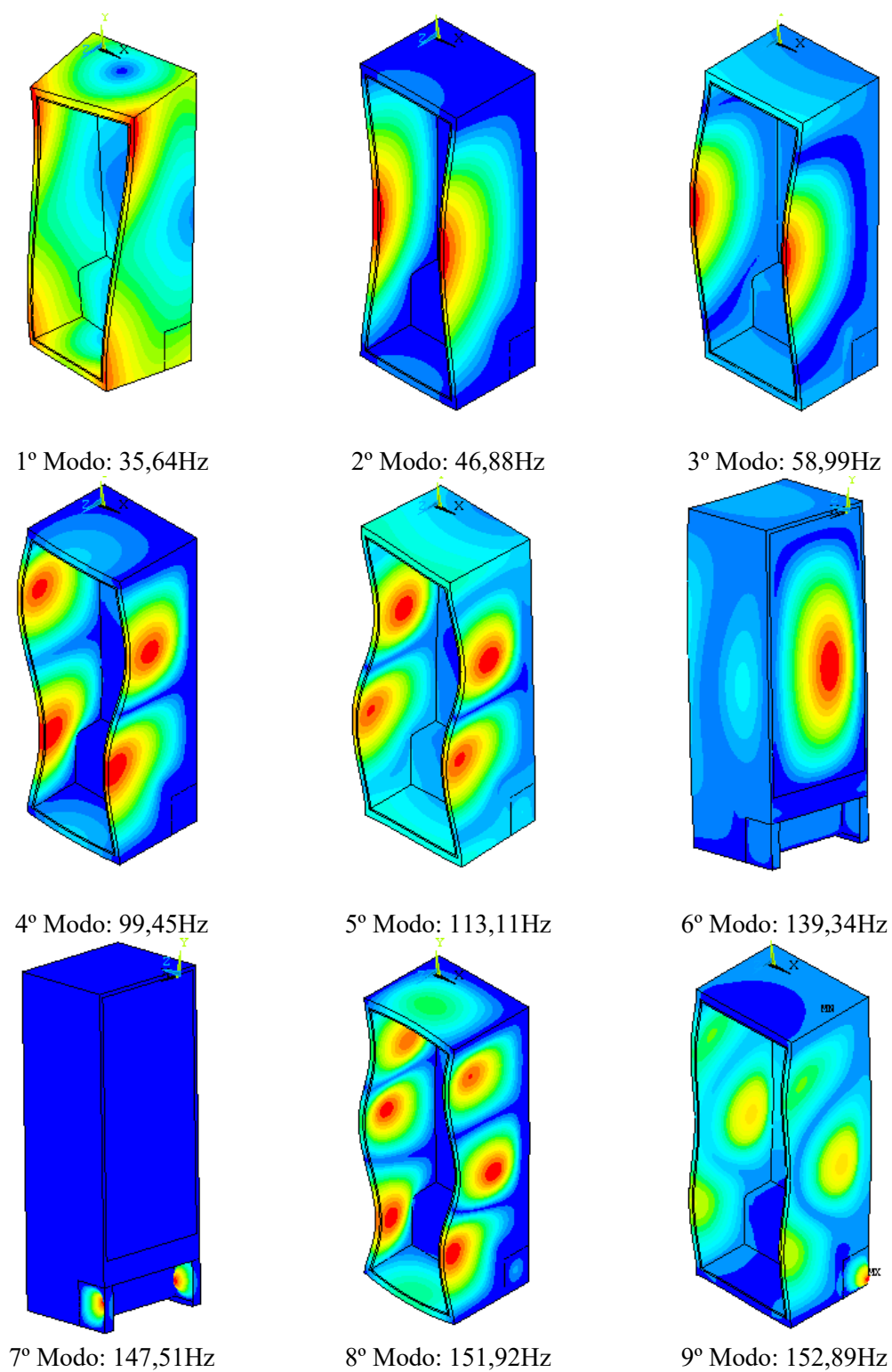


Figura 6.13– Análise modal experimental do gabinete. Na esquerda a configuração geral. Na direita superior acelerômetros utilizados. Na direita inferior o excitador electrodinâmico.

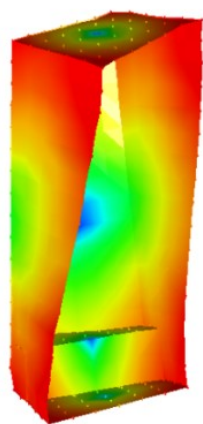


Entretanto, na análise experimental não foi possível identificar o modo correspondente à deformação da parte posterior do refrigerador (6º modo numérico). Sugere-se que isso seja devido ao fato de que o ponto de excitação escolhido não excita de forma adequada os modos desta superfície.

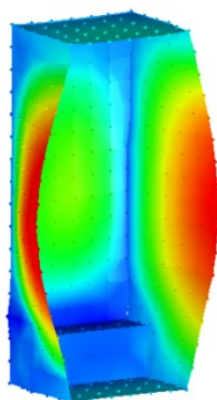
Na Figura 6.14 também é possível observar que, o 8º e 9º modo apresentam uma deformação bem definida apenas na superfície onde foi localizado o ponto de excitação. A causa disto pode estar relacionada a uma energia de excitação insuficiente ou ao alto grau de amortecimento da estrutura. Cabe destacar que o nível de potência utilizado neste ensaio foi o máximo fisicamente possível, uma vez que uma força maior pode gerar um descolamento da lâmina externa de aço do núcleo de PU.

Para complementar a análise, as frequências numéricas dos modos 1º, 2º, 3º, 4º, 5º, 7º e 8º são comparadas com as frequências naturais dos correspondentes modos experimentais em um gráfico de 45º apresentado na Figura 6.15.

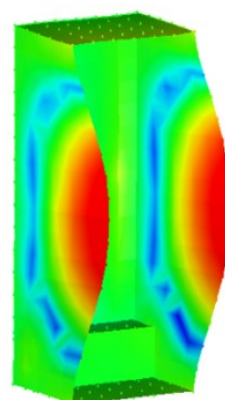
Figura 6.14– Modos de vibração e frequências naturais experimentais do gabinete do refrigerador na condição livre-livre.



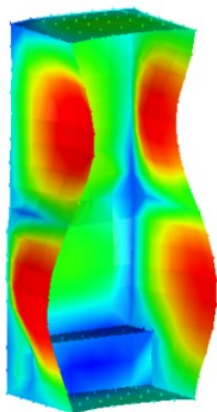
1º Modo: 30,45Hz



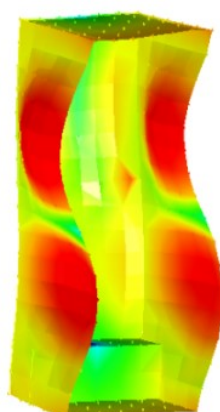
2º Modo: 47,17Hz



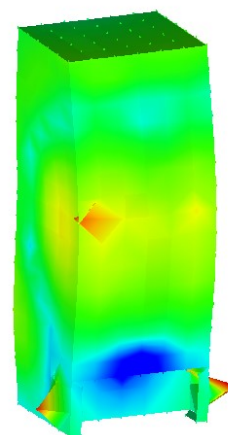
3º Modo: 62,24Hz



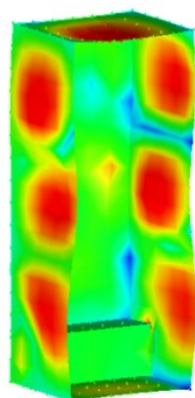
4º Modo: 107,13Hz



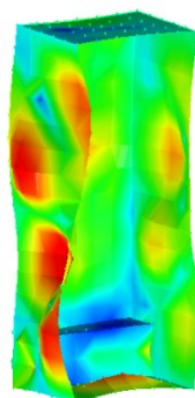
5º Modo: 118,66Hz



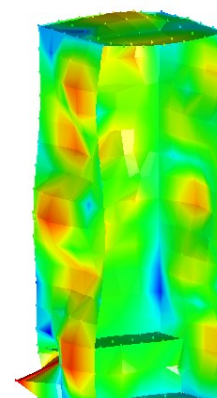
6º Modo: 137,67Hz



7º Modo: 159,77Hz

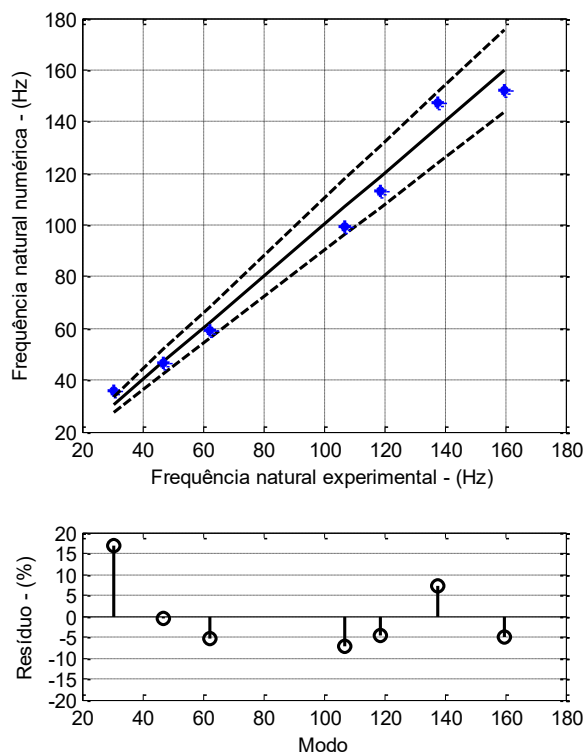


8º Modo: 205,01Hz



9º Modo: 253,82Hz

Figura 6.15– Análise das frequências naturais experimentais e numéricas do gabinete.



Na Figura 6.15 observa-se que o primeiro modo apresenta um resíduo de 17%. Isso indica uma superestimação da frequência natural do modelo numérico. As causas podem estar associadas às simplificações geométricas realizadas, especialmente na área central do gabinete. Contudo, as outras frequências naturais analisadas apresentam um resíduo inferior a 10%.

Apesar das simplificações geométricas e das considerações das propriedades dos materiais realizadas, os resultados do modelo numérico são considerados como satisfatórios.

6.5 PORTA DO REFRIGERADOR

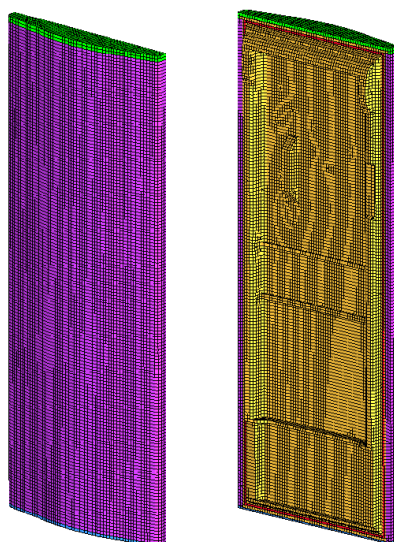
6.5.1 Modelo numérico da porta

Da mesma forma que o gabinete, o modelo numérico da porta foi desenvolvido a partir de uma geometria previamente gerada em um programa CAD com as dimensões medidas. Entretanto, a geometria da porta é mais complexa possuindo alguns detalhes e nervuras que podem ser importantes na análise e que foram considerados na geração da malha.

O modelo da porta possui elementos tipo casca (SHELL181) para representar as superfícies externas de aço e PSAI, e elementos tipo sólido (SOLID185) para representar o PU interno. Devido à complexidade geométrica, foram utilizados elementos tipo casca

triangulares e elementos sólidos tetraédricos, piramidais e prismáticos. A malha foi gerada com um tamanho médio de elemento de 20 mm, gerando um total de 28703 elementos tipo casca e 225109 elementos tipo sólido (Figura 6.16).

Figura 6.16– Malha da porta

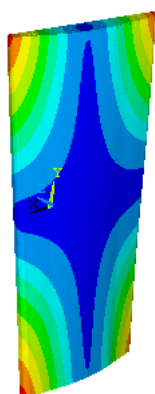


As propriedades dos materiais utilizadas para este modelo correspondem aos mesmos valores utilizados no modelo do gabinete.

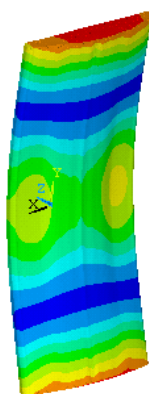
Uma análise modal numérica foi realizada utilizando o método do *Block Lanczos*, na faixa de frequência de 0 a 500Hz. Os resultados desta análise são apresentados na Figura 6.17.

Com o intuito de confrontar estes resultados, é realizada uma análise modal experimental da porta na próxima Subseção.

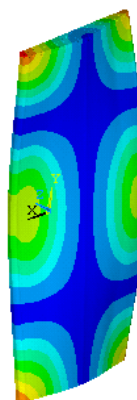
Figura 6.17– Modos de vibração e frequências naturais numéricas da porta.



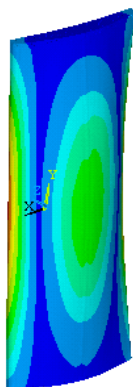
1º Modo: 48,57Hz



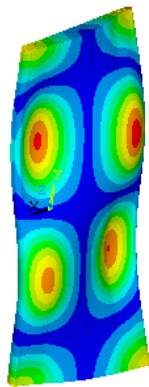
2º Modo: 117,15Hz



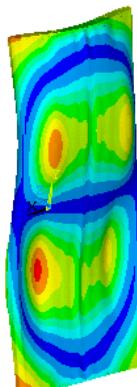
3º Modo: 123,58Hz



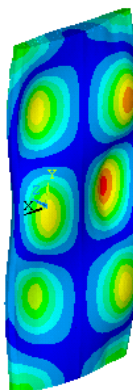
4º Modo: 169,52Hz



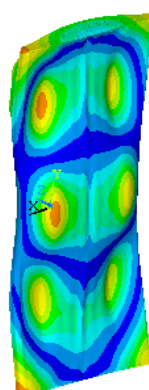
5º Modo: 212,95Hz



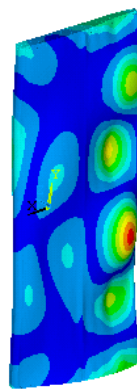
6º Modo: 235,57Hz



7º Modo: 281,49Hz



8º Modo: 304,73Hz



9º Modo: 345,18Hz

6.5.2 Análise modal da porta do refrigerador

Para a realização da análise modal, a porta foi suspensa com cordas elásticas. A estrutura foi dividida em 102 pontos. A excitação foi realizada com um excitador eletrodinâmico (B&K 4809) e a resposta da estrutura foi medida utilizando seis acelerômetros (PCB 353B15 e B&K 4519-003). A força no ponto de excitação foi medida com um transdutor de força (PCB 208C01). A configuração geral deste teste pode ser visualizada na Figura 6.18.

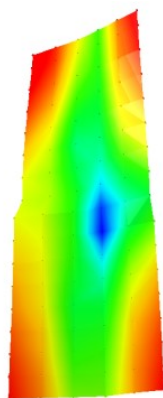
Figura 6.18– Configuração geral do teste de análise modal realizada na porta.



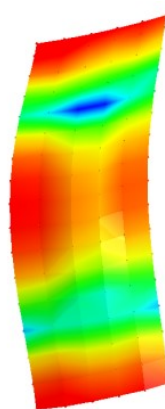
Após a análise das medições foi possível obter as formas modais e as frequências naturais apresentadas na Figura 6.19. As formas modais numéricas apresentam boa concordância com as encontradas neste ensaio.

De forma a complementar a análise de resultados, as frequências naturais numéricas são apresentadas no gráfico de 45° da Figura 6.20. Observa-se que o modelo numérico superestima todas as frequências naturais e, no caso do 2º e 3º modo, a superestimação é superior a 10%.

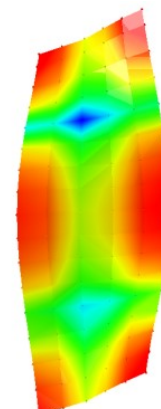
Figura 6.19– Modos de vibração e frequências naturais experimentais da porta do refrigerador.



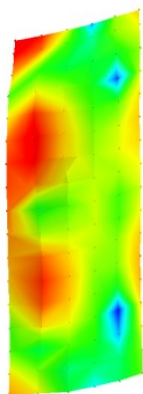
1º Modo: 46,35Hz



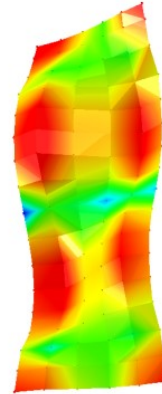
2º Modo: 102,38Hz



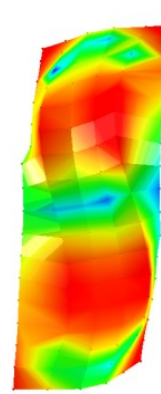
3º Modo: 112,06Hz



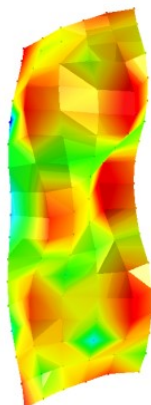
4º Modo: 155,19Hz



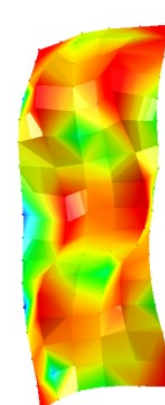
5º Modo: 198,81Hz



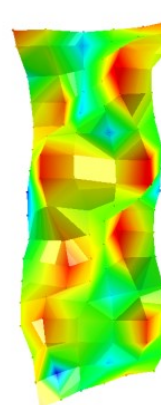
6º Modo: 223,84Hz



7º Modo: 268,90Hz

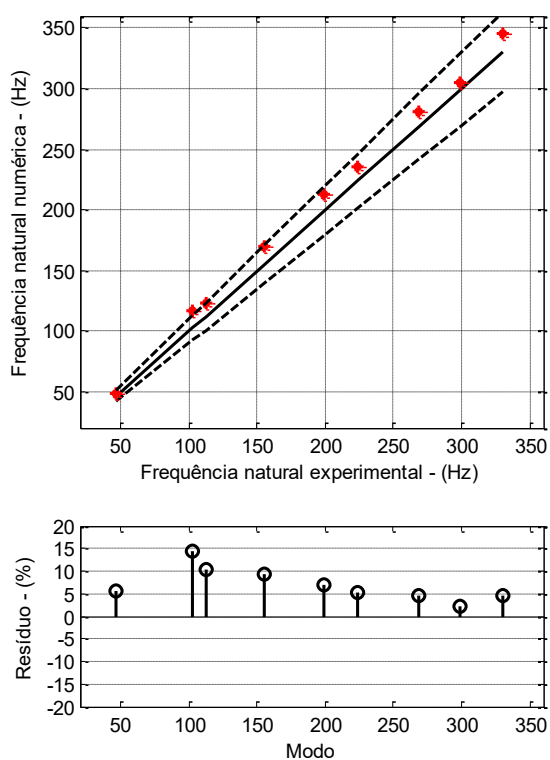


8º Modo: 298,56Hz



9º Modo: 330,57Hz

Figura 6.20- Análise das frequências naturais experimentais e numéricas da porta.

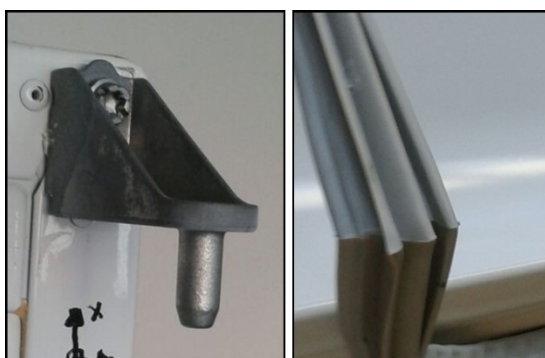


Apesar disso, é considerado que o modelo representa de forma satisfatória a condição real, tendo em conta as simplificações geométricas e as aproximações das propriedades dos materiais realizadas.

6.6 MODELO PORTA - GABINETE

O objetivo desta análise foi compreender o comportamento dos dois sistemas quando conectados. As conexões entre a porta e o gabinete abrangem duas dobradiças idênticas, localizadas na parte superior e inferior do refrigerador e, um selo de vedação magnético localizado próximo à borda externa, entre a porta e o gabinete (Figura 6.21).

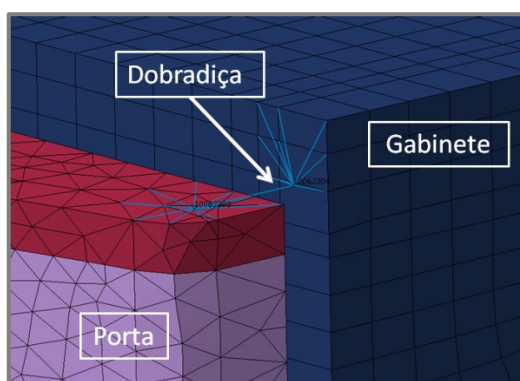
Figura 6.21- Conexões da porta com o gabinete. À esquerda a dobradiça e à direita a selo de vedação.



As dobradiças permitem a transmissão de esforços e movimento em 5 graus de liberdade (3 de deslocamento e 2 de rotação). O grau de liberdade restante corresponde ao grau de liberdade de rotação que permite a abertura e fechamento da porta.

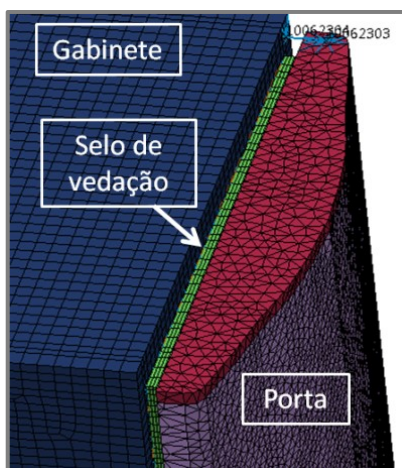
Para modelar esta conexão mais próxima da condição real, foi utilizado um elemento tipo viga rígida que transmite apenas movimento nos cinco graus de liberdade apontados anteriormente. A representação desta conexão no modelo pode ser visualizada na Figura 6.22.

Figura 6.22– Modelo numérico representativo da dobradiça.



No caso do selo de vedação, o mecanismo de conexão é mais complexo. O selo de vedação mantém fixa a porta ao gabinete por meio de uma força magnética. Desta forma, foi proposto modelá-lo utilizando um elemento sólido (SOLID185), com propriedades equivalentes. As faces do selo de vedação são conectadas de forma rígida às superfícies do gabinete e da porta (Figura 6.23). Um total de 1980 elementos foram gerados.

Figura 6.23– Modelo numérico representativo do selo de vedação.



Para o ajuste das propriedades, foi realizada uma análise modal da porta fixada no gabinete. Desta forma, o conjunto foi suspenso por fios elásticos fixados no gabinete (Figura 6.24). A excitação foi realizada na parte frontal sobre a porta utilizando um excitador eletrodinâmico (*B&K 4809*) suspenso por cordas elásticas. A força no ponto de excitação foi medida utilizando um transdutor de força (*PCB 208C01*). As respostas foram medidas em 102 pontos sobre a superfície da porta, utilizando cinco acelerômetros triaxiais (*B&K 4525B*). Ao total, 21 medições foram realizadas. Dos resultados foi possível identificar quatro modos de vibração da porta que podem ser visualizados na Figura 6.25.

Figura 6.24– Análise modal experimental do conjunto porta-gabinete.



O ajuste das propriedades do material do selo de vedação foi realizado de forma heurística, tendo como referência a comparação das formas modais numéricas e experimentais. Após inúmeras tentativas o módulo de elasticidade equivalente foi de 8kPa, a massa específica de 1kg/m^3 e o coeficiente de Poisson de 0,3. O valor baixo da massa específica se deve ao fato de evitar modos de vibração locais na borracha. Na Figura 6.26 são apresentadas as formas modais numéricas após o ajuste das propriedades do material, e exclusivamente da porta. Outras formas modais do conjunto porta-gabinete foram omitidas com o objetivo de observar exclusivamente o comportamento da porta.

Figura 6.25– Frequências naturais e modos de vibração experimentais da porta conectada ao gabinete.

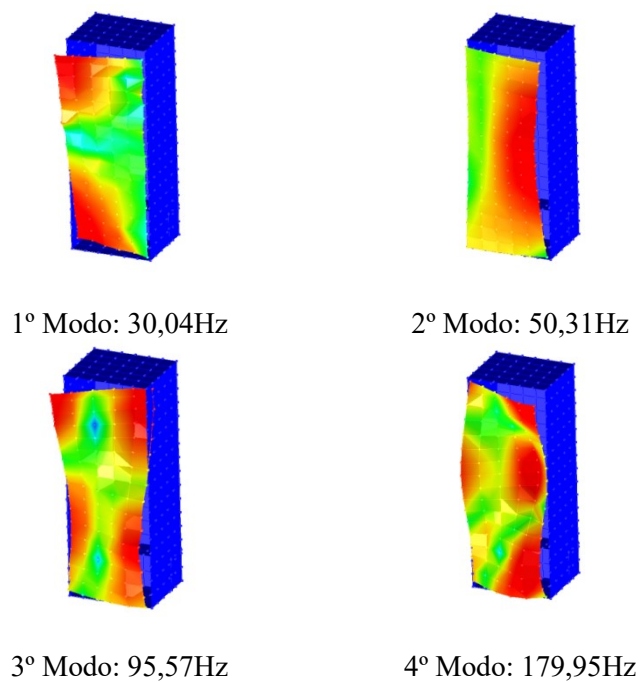
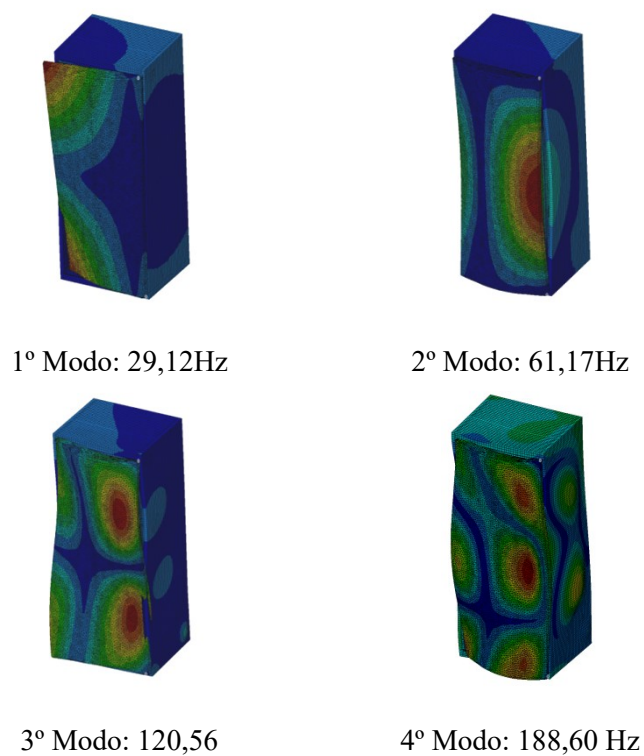


Figura 6.26– Modos de vibração e frequências naturais numéricas do modelo porta-gabinete.



Observa-se que as formas modais são similares às encontradas experimentalmente. Os resíduos das frequências naturais são apresentados na Tabela 6.8 . Algumas frequências naturais apresentam resíduos significativos. Uma das hipóteses associadas a este fato são as não linearidades relacionadas com o contato entre a borracha e o gabinete, e as forças magnéticas.

Tabela 6.8 – Resíduo do ajuste das propriedades do material do selo de vedação.

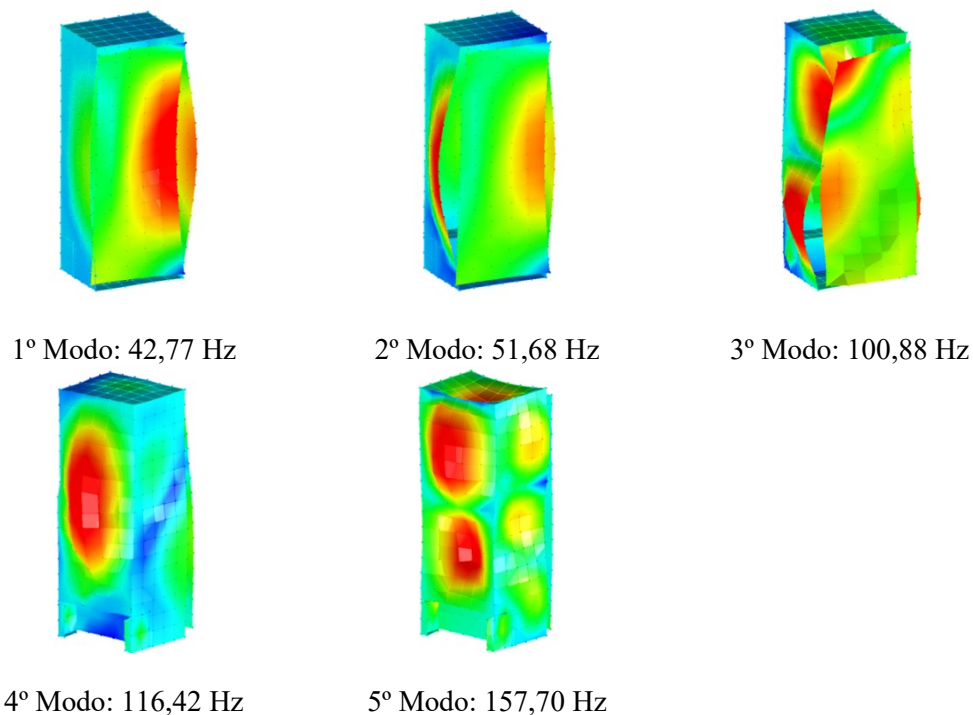
Modo	f – Exp (Hz)	f – Num (Hz)	Δ (%)
1	30,04	29,12	-3,06
2	50,31	61,17	21,58
3	95,57	120,56	26,14
4	179,95	188,60	4,80

Para complementar o processo de correlação foi realizada uma análise modal experimental do conjunto porta-gabinete de forma a obter as formas modais do conjunto, uma vez que a análise anterior limitou-se a observação dos modos da porta. O aparato experimental foi o mesmo do anterior, sendo que a única diferença foi a disposição do excitador. Neste caso, o excitador foi localizado na parte posterior do gabinete (Figura 6.27). As respostas da estrutura foram medidas em 464 pontos, utilizando cinco acelerômetros triaxiais (*B&K 4525B*). Ao total, 93 medições foram realizadas. Os resultados dos cinco modos de vibração do conjunto que apresentaram boa correlação entre o numérico e o experimental podem ser visualizados na Figura 6.28.

Figura 6.27– Análise modal experimental do conjunto porta-gabinete.



Figura 6.28– Modos de vibração identificados na análise modal experimental do conjunto porta–gabinete.



Os modos numéricos correspondentes são apresentados na Figura 6.29. Observa-se que as formas modais são similares. Os resíduos das frequências naturais são apresentados na Tabela 6.1 .

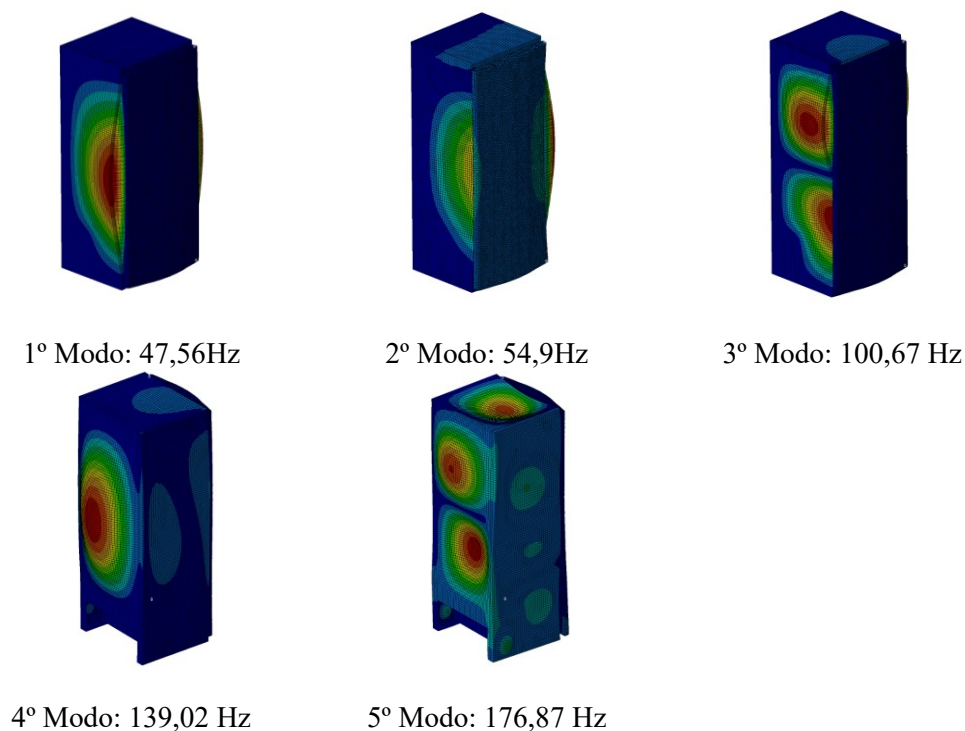
É possível observar que os modos que aparecem nestas análises estão mais relacionados com a deformação do gabinete. Algumas deformações relacionadas com a porta não apareceram pela dificuldade já apontada anteriormente, em relação ao modelamento do selo de vedação.

Os valores dos resíduos sugerem apenas a correlação dos modos do gabinete uma vez que a porta não apresenta deformações similares às experimentais.

Tabela 6.1 – Resíduo das frequências naturais dos cinco modos.

Modo	f – Exp (Hz)	f – Num (Hz)	Δ (%)
1	42,77	47,56	11,19
2	51,68	54,9	6,23
3	100,88	100,67	0,20
4	116,42	139,02	19,41
5	157,7	176,87	12,15

Figura 6.29– Modos de vibração numéricos do conjunto porta-gabinete.



6.7 SÍNTESE DE RESULTADOS

Neste capítulo inicialmente foi feita uma revisão bibliográfica para definir as propriedades dos materiais que compõe o gabinete. Em seguida foi realizada uma análise sobre o tipo de elemento mais adequado para modelar estruturas do tipo sanduíche. Após essa definição foi necessário determinar as propriedades dos materiais a partir do ajuste de modelos realizados em uma viga do tipo sanduíche. Em seguida, essas propriedades foram utilizadas para modelar a estrutura do gabinete e da porta. Os parâmetros modais destas duas estruturas analisadas separadamente obtiveram boa correlação quando comparadas às análises modais experimentais realizadas.

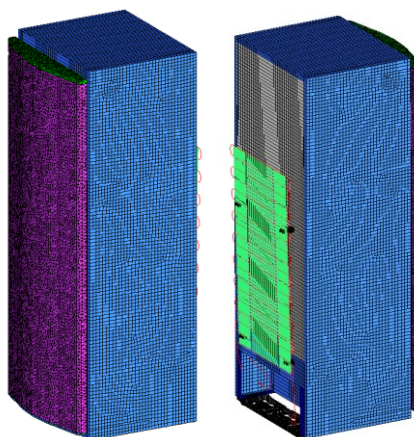
Na sequência foi realizado um modelo do conjunto porta-gabinete. Nesta análise foi proposta uma metodologia de modelagem das principais conexões, evidenciando a importância do selo de vedação para a obtenção de formas modais adequadas da porta. Os valores de resíduos encontrados podem estar relacionados com os modos do gabinete.

7 MODELO DO REFRIGERADOR

7.1 INTRODUÇÃO

Neste Capítulo são apresentados os resultados da análise dinâmica do modelo completo do refrigerador (Figura 7.1). Inicialmente são apresentadas as principais considerações de modelagem realizadas na construção do modelo. Em seguida, são apresentados os resultados do cálculo dos carregamentos utilizados na análise harmônica. Finalmente, a velocidade normal à superfície do refrigerador é determinada assim como a densidade de energia de formação. Estas informações estão relacionadas com potência sonora radiada (WIECHMANN e HILER, 2011) e com a distribuição e fluxo de energia vibratória no refrigerador (NOBUKATA, TAKAYUKI, *et al.*, 1988), respectivamente.

Figura 7.1– Vistas laterais do modelo do refrigerador.



7.2 CONSIDERAÇÕES DE MODELAGEM

Na Figura 7.2 são apresentadas as principais interfaces entre os componentes do modelo.

Na interface 1, a placa base é conectada ao gabinete através de quatro parafusos. No modelo, estas conexões são modeladas com elementos rígidos transmitindo movimento nos seis graus de liberdade entre os componentes (Figura 7.3). Os elementos rígidos consideram as duas primeiras camadas de nós mais próximas do furo do parafuso. É importante ressaltar que, neste modelo, é desconsiderado qualquer forma de atrito entre os dois componentes uma vez que o escopo deste trabalho se limita apenas a análises lineares.

Figura 7.2– Interfaces entre os componentes.

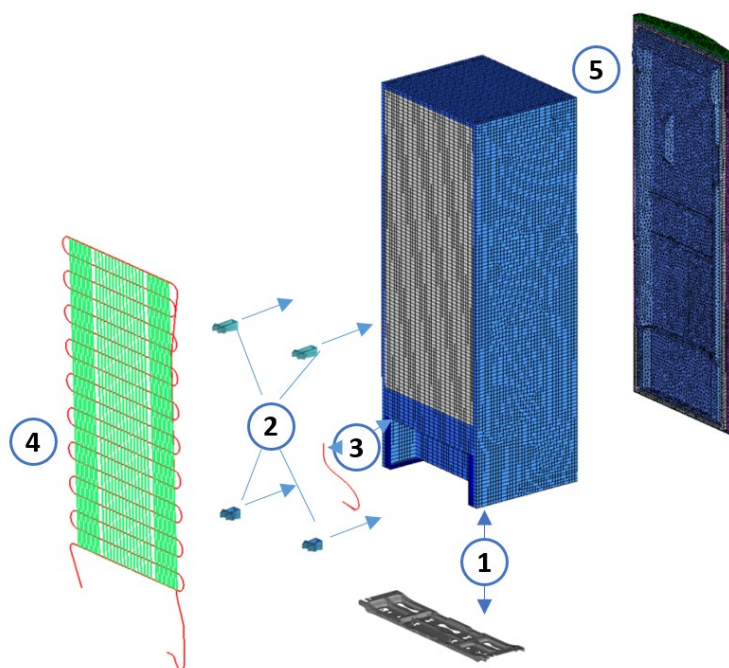
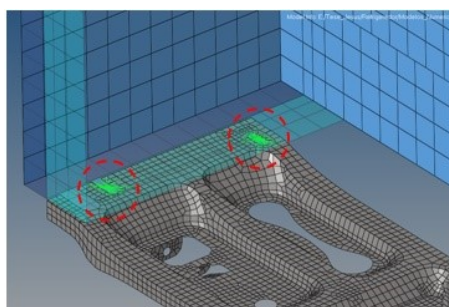
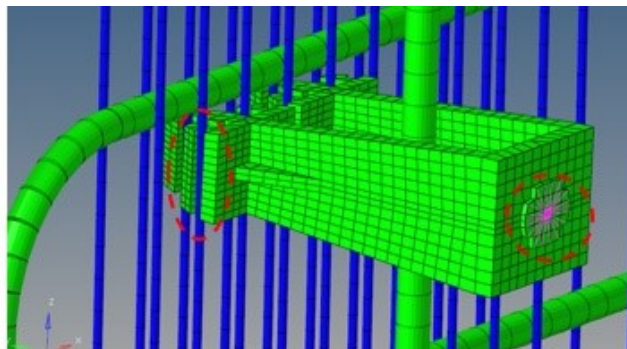


Figura 7.3– Conexões entre a placa base e o gabinete do refrigerador.



As peças plásticas entre a interface 2 e 4, conectam o condensador ao gabinete e a conexão entre os três componentes é feita por interferência. Neste modelo, estas conexões foram consideradas como rígidas, transmitindo movimento nos seis graus de liberdade entre as partes.

Figura 7.4– Conexões do condensador ao gabinete.



A interface 5, que define as conexões entre a porta e o gabinete, foi explorada no Capítulo 6 do presente trabalho.

O tubo de sucção é um tubo de cobre de 8 mm de diâmetro externo e 6 mm de diâmetro interno que leva o gás do evaporador ao compressor. Na interface 3, o tubo de sucção sai do gabinete do refrigerador diretamente da espuma de PU e é por esse motivo que esta conexão também é modelada rigidamente nos seis graus de liberdade.

7.3 FORÇAS OPERACIONAIS NOS PRINCIPAIS CAMINHOS.

Como foi observado no Capítulo 3, as forças operacionais podem ser determinadas de duas formas: direta e indiretamente. Contudo, apenas métodos indiretos são abordados nesta análise.

No presente trabalho o método da rigidez complexa foi utilizado para determinar as forças transmitidas através dos isoladores do compressor. Já nos tubos de sucção e de descarga do compressor, as forças foram calculadas utilizando o método simplificado da matriz inversa. Ambos métodos foram explicados no Capítulo 3, Secção 3.3.

No método da rigidez dinâmica complexa a força é determinada através da expressão:

$$F_n(\omega) = k_n(\omega)[x_{n1}(\omega) - x_{n2}(\omega)], \quad (7.1)$$

onde $F_n(\omega)$ é a força operacional transmitida pelo caminho n , $k_n(\omega)$ é a rigidez complexa dos isoladores de vibração, $x_{n1}(\omega)$ é o deslocamento do lado da fonte (lado ativo) e $x_{n2}(\omega)$ é o deslocamento do lado da estrutura receptora (lado passivo) do n -ésimo caminho.

A rigidez dos isoladores foi estimada com base no modelo linear $k_{m_i} = a * f + b$ proposto no Capítulo 5. Os valores das constantes $a=154,3$ e $b=2,412E5$, correspondentes à uma massa de 1.407kg e estão disponíveis na Tabela 5.4. Os valores foram escolhidos uma vez que a massa do compressor utilizado no refrigerador é de aproximadamente 1,4kg.

Os níveis de vibração do lado ativo (compressor) e passivo (placa base) do isolador foram medidos em um teste realizado no refrigerador em condições normais de operação e no regime permanente. Oito acelerômetros tri-axiais B&K 4525b, foram utilizados durante o teste. As medições foram feitas na faixa de 0 a 12kHz, com uma frequência de amostragem de 32,8kHz. A Figura 7.5 referencia o posicionamento dos acelerômetros.

Os valores obtidos das forças são apresentados na Figura 7.8 a Figura 7.9.

Figura 7.5 - Posicionamento dos acelerômetros na placa base e tubos de sucção e descarga.

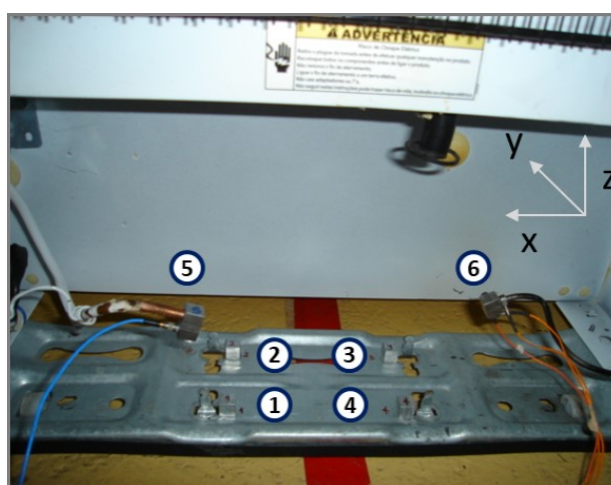


Figura 7.6– Forças nas direções X, Y e Z no ponto 1 sobre a placa base.

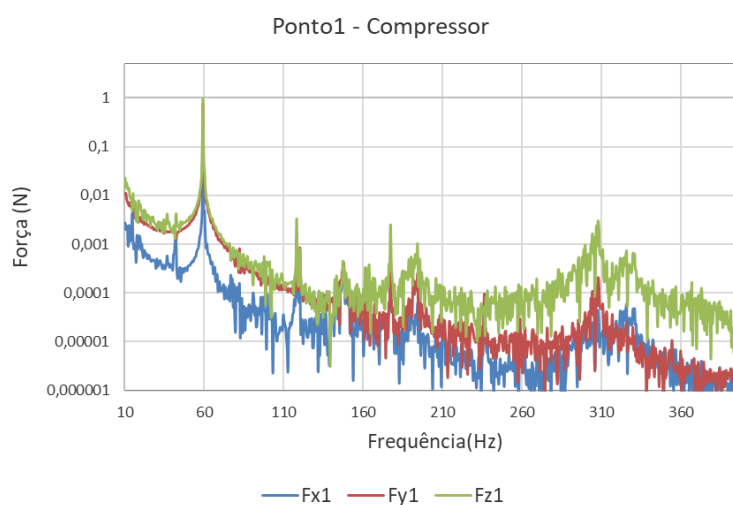


Figura 7.7– Forças nas direções X, Y e Z no ponto 2 sobre a placa base.

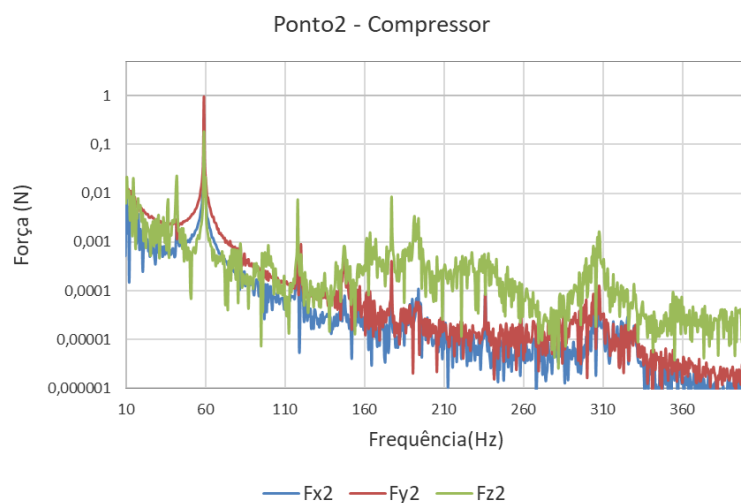


Figura 7.8– Forças nas direções X, Y e Z no ponto 3 sobre a placa base.

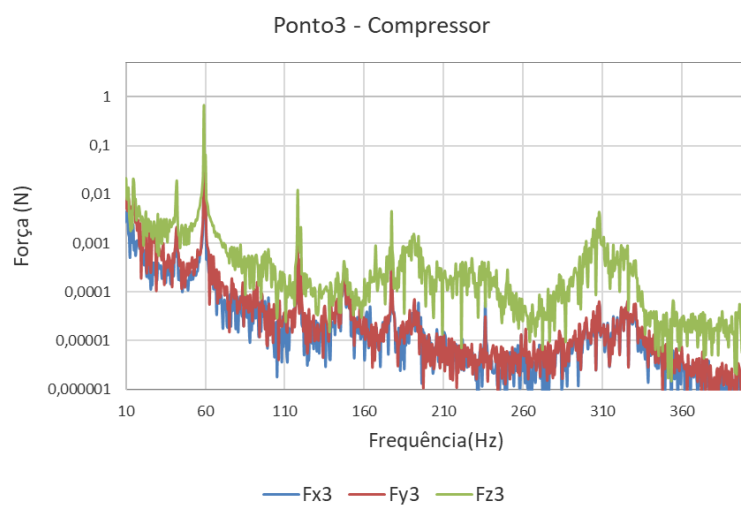
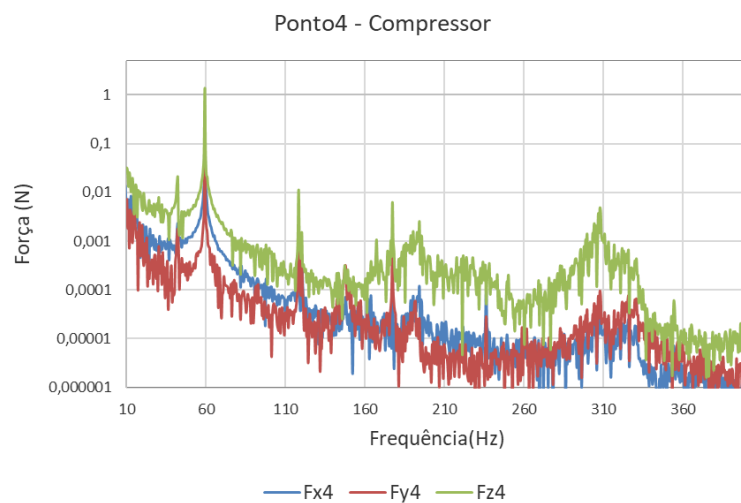


Figura 7.9- Forças nas direções X, Y e Z no ponto 4 sobre a placa base.



Observa-se que os valores das forças atingem seu valor máximo nas frequências de 59Hz. Nessa frequência em específico, o ponto 4 apresenta o maior valor de força dos 4 pontos do compressor, 1,37N.

Também é possível observar a primeira e segunda harmônica desta força a 120Hz e 180Hz, comumente encontradas em máquinas rotativas.

No método da matriz inversa simplificada, a força é estimada através da multiplicação da função de transferência pontual H_{ij} pela resposta medida do lado do receptor na condição operação \ddot{x}_i :

$$F_i = H_{ij}\ddot{x}_j, \quad (7.2)$$

Para determinar as inertâncias, H_i , do refrigerador, o compressor é desmontado e as funções de transferência são determinadas nos pontos onde o compressor conecta com o refrigerador. Neste caso, nos pontos 5 e 6 da Figura 7.5.

As inertâncias pontuais foram determinadas a partir das respostas medidas nas três direções principais, enquanto a estrutura é excitada em cada um dos pontos de conexão.

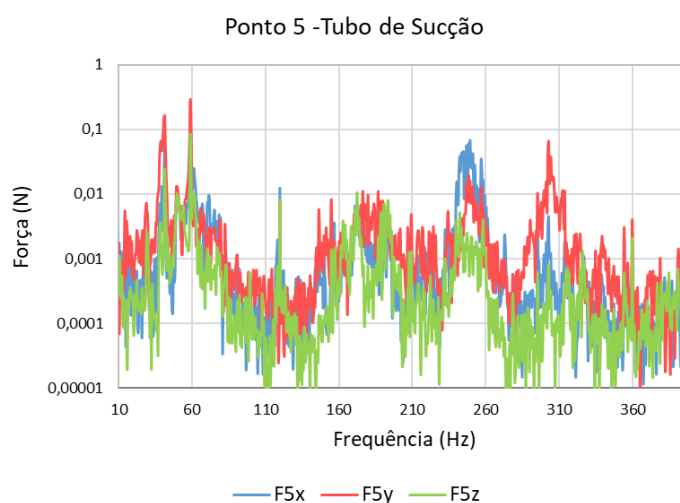
A excitação foi realizada utilizando um martelo de impactação PCB modelo 086D05. As respostas foram medidas utilizando dois acelerômetros tri-axiais 4525b no tubo de sucção e de descarga. As medições foram realizadas na banda de frequência de 0 a 600Hz, com uma taxa de amostragem de 1,6kHz.

Para o cálculo das forças, as acelerações no tubo de sucção e de descarga foram medidas em um teste realizado no refrigerador, em condições normais de operação e no regime permanente. No teste foram utilizados dois acelerômetros tri-axiais B&K 4525b. As medições foram feitas na faixa de 0 a 12kHz, com uma frequência de amostragem de 32,8kHz.

É importante ressaltar que as acelerações utilizadas para o cálculo das forças dos isoladores e para o cálculo da força nos tubos foram realizadas num mesmo teste e de forma simultânea. Isto permite manter a informação da fase entre as forças que serão utilizadas durante as análises do modelo.

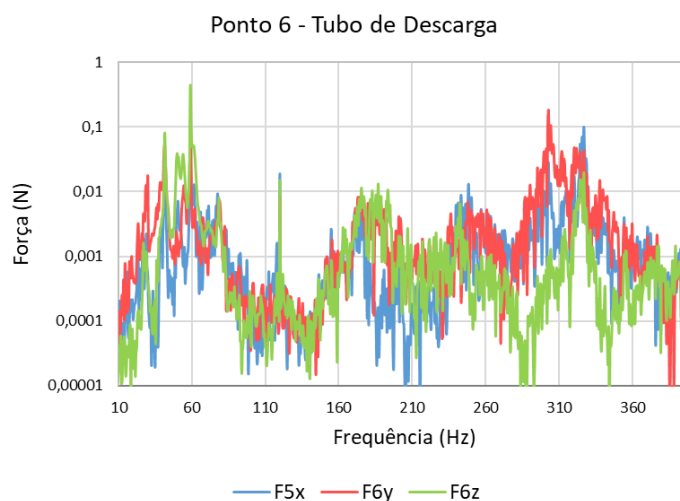
Os valores das forças no tubo de sucção são apresentados na Figura 7.10. Nesta figura, pode ser observado que os dois maiores valores de força acontecem a 41Hz (0,15N), 59 Hz (0,29N), e nas faixas de frequência de 240 - 260Hz e 300 - 305Hz.

Figura 7.10– Forças no tubo de sucção (ponto 5).



As forças no tubo de descarga são apresentadas na Figura 7.11. Neste caso, pode ser observado que os maiores valores de força acontecem a 59 Hz (0,43N) e na faixa de frequência de 290 -325 Hz.

Figura 7.11– Forças no tubo de descarga do compressor ou entrada do condensador (ponto 6).



7.4 CONDIÇÕES DE CONTORNO

Previamente à análise dinâmica do refrigerador, as condições de contorno foram definidas no modelo.

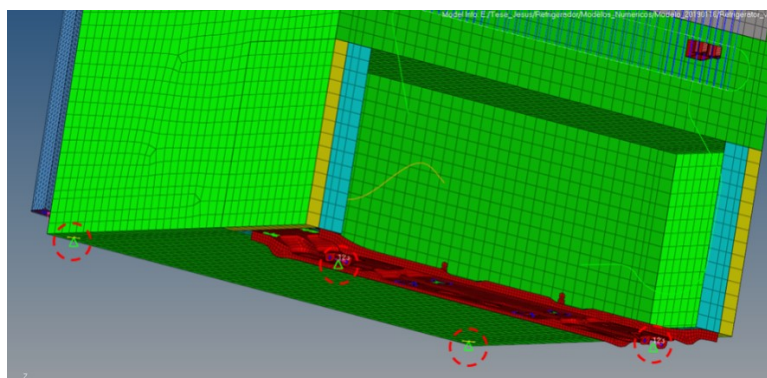
Em condições recomendadas de uso, o refrigerador está apoiado em quatro pontos, sendo: dois pés localizados na parte da frente do gabinete e, na parte posterior, duas rodas instaladas na placa base do compressor. Na análise dinâmica realizada no presente trabalho

foi imposto um deslocamento zero na direção x, y e z nos quatro pontos de apoio do refrigerador (círculos em vermelho na Figura 7.12)

7.5 ANÁLISE DINÂMICA DO REFRIGERADOR

Devido às limitações computacionais, no presente trabalho, as análises foram limitadas a duas frequências: 59Hz e 261Hz. Em ambas frequências, a velocidade normal dos elementos da superfície do refrigerador foi determinada. Em seguida, uma análise de energia de deformação foi realizada. O primeiro resultado ajuda a entender quais regiões da superfície contribuem mais na geração de ruído (WIECHMANN e HILER, 2011). Por outro lado, a análise da densidade da energia de deformação mostra a distribuição da energia sobre a estrutura. As regiões onde os maiores níveis de energia são concentrados costumam ser regiões sensíveis às mudanças de rigidez e, potencialmente podem modificar as frequências naturais e as formas modais da estrutura, ou contribuir na redução da resposta dinâmica da estrutura (NOBUKATA, TAKAYUKI, *et al.*, 1988).

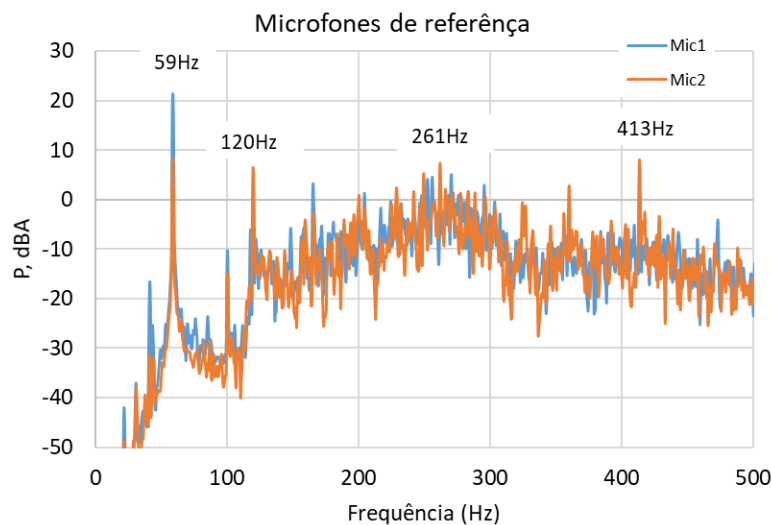
Figura 7.12– Condições de contorno consideradas no modelo do refrigerador.



As frequências de análise foram escolhidas com base nos estudos realizados no Capítulo 3. Nos resultados foi possível observar que os maiores níveis de pressão sonora e potência acústica acontecem nas bandas de 63Hz e 250Hz

Na Figura 7.13 são apresentados os níveis de pressão sonora medidas em dois microfones situado dentro da câmara reverberante durante o teste realizado para a determinação das cargas operacionais. Observa-se que, na faixa de frequência de 0 a 500Hz, os maiores valores de pressão sonora acontecem em 59Hz, 120Hz, 261Hz e 413Hz.

Figura 7.13– Pressão acústica medida dentro da câmara reverberante durante o teste realizado para a determinação das cargas operacionais.

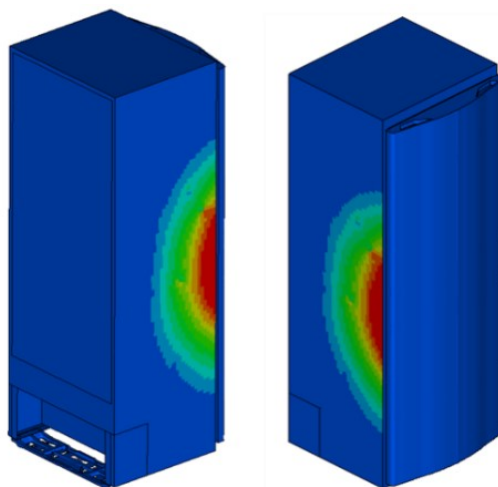


A distribuição da velocidade normal na superfície do refrigerador foi determinada com o módulo de pós-processamento ERP (*Equivalent Radiated Power*) do software *META* da *BETACAE*. Para o cálculo são necessárias as velocidades dos nós da superfície externa do refrigerador, obtida da análise harmônica. O módulo determina o vetor normal de cada elemento e, assim, a velocidade normal é determinado com o produto escalar entre o vetor de velocidade e o vetor normal da superfície do elemento.

O campo de velocidades normais na frequência de 59Hz é apresentado na Figura 7.14. Nesta figura, a região em vermelho define os elementos da superfície com os maiores níveis de velocidade normal e, portanto, constitui-se como uma região com alto potencialmente de geração de ruído a 59Hz.

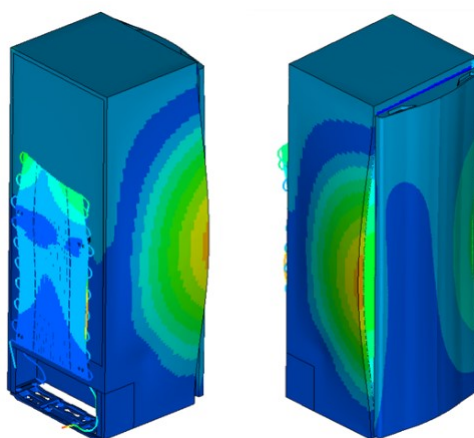
Analisando os resultados da análise modal do modelo do refrigerador, realizando sob as mesmas condições de contorno da análise harmônica, foi possível identificar um modo de vibração do refrigerador a 58.4Hz (Figura 7.15). Nesta forma modal, as maiores deformações acontecem nas superfícies laterais do refrigerador e, também, no condensador e no tubo de descarga.

Figura 7.14– Campo das velocidades normais na superfície do refrigerador a 59Hz.



A proximidade entre as frequências do modo do refrigerador e da frequência onde acontecem os valores máximos das forças operacionais, explicam os valores máximos de pressão sonora e potência acústica radiada na frequência de 59Hz.

Figura 7.15 Modo de vibração a 58,54 Hz.

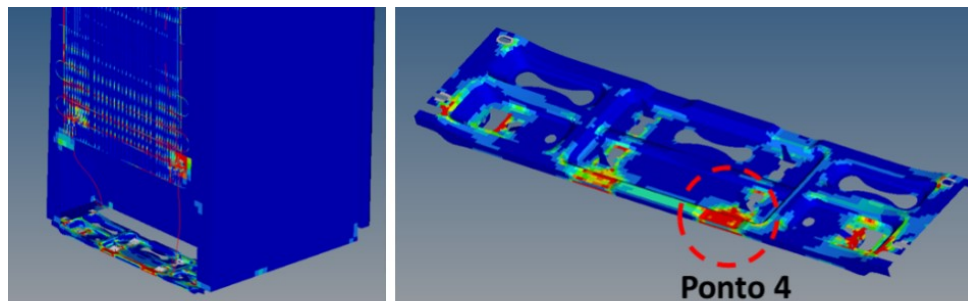


A densidade de energia de deformação pode ser solicitada diretamente durante a análise harmônica, uma vez que para o seu cálculo são utilizando os dados de deslocamento relativo entre elementos e a matriz de rigidez. Nas análises dinâmicas apresentadas neste Capítulo foi utilizado o software *NASTRAN* (MSC). A energia de deformação foi solicitada através do comando *ESE(PUNCH,AVERAGE) = ALL* na seção *Case Control* (MSC SOFTWARE, 2014).

Na Figura 7.16 é apresentado o resultado da densidade de energia de deformação a 59Hz. Observa-se que grande parte da energia se encontra no condensador (tubo de descarga), nos pontos de conexão do condensador com o gabinete e, em algumas regiões da placa base.

Na placa base, a região que apresentou maior energia de deformação está próxima do ponto 4, no qual acontece a maior entrada de força.

Figura 7.16- Energia de deformação a 59Hz.



Na Figura 7.17 apresenta-se a distribuição de velocidades normais para a frequência de 261Hz. Nesta figura, observa-se que as regiões com maior potencial para a geração de ruído encontram-se na parte posterior do refrigerador e na placa base do compressor.

Os modos mais próximos à frequência de 261Hz são apresentados na Figura 7.18. Observa-se que o modo de 240,4Hz apresenta as maiores deformações no condensador e parte posterior do gabinete. Já o modo a 281,8Hz apresenta as maiores deformações na placa base e no tubo de descarga. Os resultados destas análises mostram-se coerentes com o resultado da análise de caminhos realizado no Capítulo 3 onde, para a banda de 250Hz, as maiores contribuições para o ruído gerado vêm da placa base e o tubo de descarga do compressor.

Figura 7.17- Distribuição das velocidades normais na superfície do refrigerador a 261Hz.

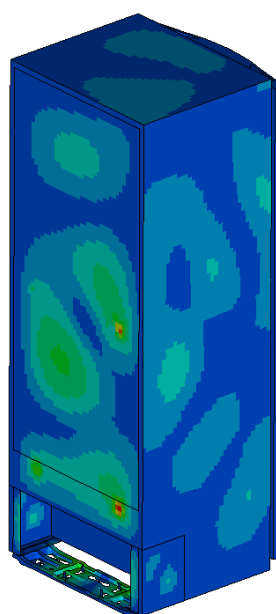
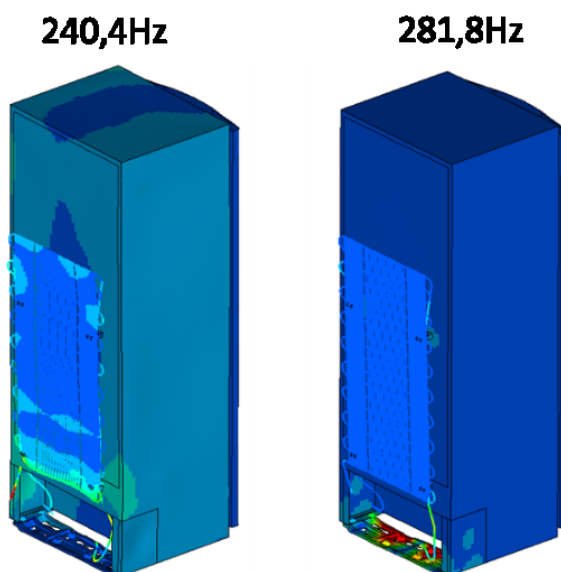
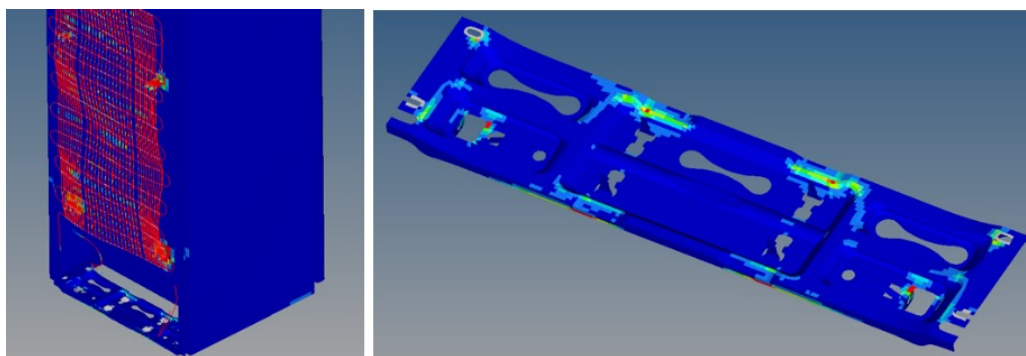


Figura 7.18– Modos do refrigerador: 240,37Hz e 281,8Hz



Na Figura 7.19 é apresentada a distribuição da energia de deformação na estrutura a 261Hz. Observa-se que a maior concentração de energia está no condensador e nas regiões do gabinete onde o condensador é conectado. Algumas pequenas regiões também aparecem na placa base.

Figura 7.19– Densidade de energia de deformação a 261Hz.



7.6 CONCLUSÕES

O maior nível de ruído radiado pelo refrigerador acontece a 59Hz, e é devido à proximidade (acoplamento) entre a frequência do modo de vibração do gabinete (58,4Hz) com a frequência onde acontecem os maiores valores de força gerados pelo compressor (59Hz).

No segundo caso de estudo, a análise mostra que, a 261Hz, as principais regiões que contribuem na geração de ruído se encontram na parte posterior do gabinete e a placa base do

compressor. A densidade de energia de deformação sugere uma concentração alta de energia no condensador e tubo de descarga. Assim, os pontos de conexão do condensador com o gabinete podem ser considerados importantes para o fluxo de energia entre os componentes.

Os resultados apresentados neste capítulo mostram-se coerentes com as análises experimentais realizadas no Capítulo 3. As considerações iniciais de modelagem são suficientes para quantificar regiões com maior potencial de contribuição para ruído radiado do refrigerador.

O modelo numérico pode ajudar no desenvolvimento de compressores e componentes de sistemas de refrigeração, visando a identificação de caminhos de transmissão de energia entre o compressor e o refrigerador.

8 CONSIDERAÇÕES FINAIS E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O objetivo geral deste trabalho consistiu em desenvolver um modelo numérico para análise do fluxo de energia vibratória de um sistema de refrigeração. Para alcançar este objetivo inicialmente os caminhos de transmissão do fluxo de energia foram avaliados experimentalmente no sistema de refrigeração, para conhecer a contribuição de cada um deles na potência sonora irradiada. Em seguida uma análise dinâmica detalhada sobre cada um dos componentes envolvidos no mecanismo de transmissão de energia foi realizada. Nessa análise dinâmica os componentes foram analisados experimental e numericamente, e um procedimento de modelagem detalhado foi proposto.

A partir dos resultados da análise experimental do refrigerador foi possível observar que os níveis de potência máxima acontecem em frequências abaixo de 1kHz. O grau de incerteza da potência sonora devido aos erros de medição podem ser de até ± 2 dB. Entre refrigeradores do mesmo modelo, o grau de incerteza pode alcançar valores superiores a 3dB em algumas bandas de frequência.

Através da análise operacional de caminhos foi possível classificar os caminhos de transmissão de energia no refrigerador, nas bandas de frequência entre 63Hz a 10kHz. Nesta análise foi possível observar que os principais caminhos de transmissão de energia são: a placa base, os tubos de sucção e de descarga do compressor. Também foi possível observar a importância da fase dos sinais para o ruído total gerado por um refrigerador. Nas bandas de 1,25kHz a 5kHz acontece um cancelamento devido às diferenças de fases entre os contribuidores. Com base nestas análises, foi realizado um estudo mais aprofundado dos componentes do sistema de refrigeração.

No estudo do condensador, inicialmente foram determinadas as massas específicas médias encontradas para o tubo e para o arame. O módulo de elasticidade foi obtido a partir de ensaios realizados em vigas. Posteriormente à determinação das propriedades dos materiais, duas propostas de modelagem do condensador foram apresentadas. A diferença entre as duas é que uma utiliza elementos tipo tubo (PIPE16) e a outra utiliza elemento tipo casca (SHELL 181) para representar o tubo. Ambos os tipos de modelagem apresentaram resultados satisfatórios para a faixa de frequência entre 0 e 1kHz.

Também foi realizada uma análise das conexões do condensador e determinadas as propriedades dos materiais. Observou-se que entre a faixa de 0 e 1kHz as conexões do condensador, superiores e inferiores, apresentaram 5 modos de vibração. A conexão superior apresentou o primeiro modo em 348,07Hz e a inferior em 620,71Hz. Os modos de vibração aumentam a possibilidade de ter um fluxo maior de energia.

No que se refere aos estudos com a placa base, um modelo numérico foi realizado. O modelo proposto utilizando elementos tipo casca (SHELL181) apresentou uma boa correlação quando comparado com os resultados da análise modal experimental realizada. Por meio de uma análise harmônica posterior, o amortecimento do modelo foi ajustado para $\eta = 0,003$. A rigidez dinâmica dos isoladores foi determinada. Nesta análise, foi possível observar a relação das propriedades do isolador com a frequência e o valor de pré-carga. Observou-se a importância da utilização da pré-carga adequada na determinação da rigidez e do amortecimento do isolador.

Por meio dos resultados dos ajustes de curvas foi possível propor um modelo polinomial para a determinação das propriedades do isolador, em diferentes frequências nas condições de pré-carga analisadas.

Para estudar o gabinete, foi feita uma revisão bibliográfica para definir as propriedades dos materiais que compõe o gabinete. Entretanto, algumas divergências de informações foram encontradas, o que levou a necessidade de verificar e ajustar as propriedades dos materiais a partir do ajuste de modelos realizados em uma viga do tipo sanduíche. Previamente a este estudo foi necessária uma análise sobre o tipo de elemento mais adequado para modelar estruturas do tipo sanduíche. Observou-se que é possível modelar este tipo de estruturas utilizando elementos tipo casca (SHELL181) para as superfícies de aço e PSAI e, elementos tipo sólido para o núcleo de PU. As informações obtidas na análise anterior foram utilizadas para modelar a estrutura do gabinete e da porta. Após as análises experimentais e numéricas realizadas, observou-se que os parâmetros modais destas duas estruturas analisadas separadamente obtiveram boa correlação quando comparadas.

Na sequência, foi realizado um modelo do conjunto porta-gabinete. Nesta análise foi proposta uma metodologia de modelagem das principais conexões, evidenciando a importância do selo de vedação para a obtenção de formas modais adequadas da porta.

No último capítulo deste trabalho foi realizado um modelo completo do refrigerador. Algumas considerações foram realizadas para definir as conexões entre os componentes. As forças operacionais utilizadas na análise numérica foram determinadas a partir das

informações recolhidas durante os Capítulos 3 e 5 deste trabalho. Observou-se que os maiores níveis de força são transmitidos através da base do compressor.

De forma geral, as forças apresentaram níveis máximos em 59Hz, 120Hz, 180Hz, e nas faixas de frequência de 240-260Hz e 300-305Hz.

As análises dinâmicas realizadas no modelo sob condições de carga operacionais sugerem que o maior nível de ruído radiado pelo refrigerador (acontece a 59Hz) é devido à proximidade entre a frequência do modo de vibração do gabinete (58,4Hz) com a frequência onde acontecem os maiores valores de força gerados pelo compressor (59Hz).

Um segundo caso de estudo foi realizado a 261Hz. Nesta análise observou-se que as principais regiões que contribuem na geração de ruído se encontram na parte posterior do gabinete e a placa base do compressor. A densidade de energia de deformação sugere uma concentração alta de energia no condensador e tubo de descarga. Assim, os pontos de conexão do condensador com o gabinete podem ser considerados importantes para o fluxo de energia entre os componentes.

Os resultados apresentados neste Capítulo 7 mostram-se coerentes com as análises experimentais realizadas no Capítulo 3. As considerações iniciais de modelagem são suficientes para quantificar regiões com maior potencial de contribuição para ruído radiado do refrigerador.

De forma geral, neste trabalho foram apresentadas informações suficientes para a geração de modelos numéricos de sistemas de refrigeração, como propriedades de materiais do gabinete (módulo de elasticidade, massa específica e fator de amortecimento), considerações de modelagem numérica (tamanhos e tipos de elementos e condições de contorno), valores de rigidez dos isoladores de vibração e cargas operacionais do refrigerador.

O conhecimento produzido neste trabalho pode ser utilizado para estudos relacionados com a geração de modelos de refrigeradores, que ajudem a compreensão da transmissão de esforços do compressor para o gabinete do refrigerador, desta forma no desenvolvimento de sistemas de refrigeração de baixo ruído.

Como trabalhos futuros sugerem-se:

- Estudar o mecanismo de conexão entre o gabinete e a porta do refrigerador (selo de vedação) que permita o aprimoramento do modelo.
- Analisar a radiação acústica do modelo utilizando o método de Elementos Finitos ou Elementos de Contorno, com o objetivo de avaliar as contribuições de caminhos e de painéis para a potência sonora radiada do refrigerador.

- Otimizar os componentes do sistema de refrigeração para a redução do ruído radiado do refrigerador.
- Realizar a síntese virtual do ruído radiado do refrigerador, utilizando funções de transferência vibroacústicas do modelo proposto.

9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALBER, T.; FISCHER, H. M.; GIBBS, B. **Determination of the Fluid-Borne Sound Power of Valves Using Intensity Techniques**. Proceeding of DAGA 2005. Munich: [s.n.]. 2005. p. 275 -276.

ALVES, P. S. **Análise Numérica e Experimental do Fluxo de Energia em Estruturas**. Campina, SP: Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2001.

ALVES, P. S.; ARRUDA, J. R. **Energy Source Identification Using Reactive Structural Intensity**. In: 141st Meeting of Acoustical Society of America. Chicago, EUA: JASA. 1 May 2001.

ANSYS, INC. **ANSYS user's Guide, realise 11.0**. [S.l.]: [s.n.], 2007.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 13910-1**: Diretrizes de ensaios para a determinação de ruído acústico de aparelhos electrodomésticos e similares. Parte 1: Requisitos gerais. Rio de Janeiro: ABNT. 1997. p. 1 -20.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR13910-2-1**: Diretrizes de ensaios para a determinação de ruído acústico de aparelhos eletrodomésticos e similares. Parte 2: Requisitos particulares para refrigeradores, combinados e similares. Rio de Janeiro: ABNT. 1997. p. 1 - 5.

ASTM INTERNATIONAL. **ASTM E756-05 - Standar Test Method for Measuring Vibration-Damping Properties of Materials**. West Conshohocken, PA: ASTM International. 2005. p. 1-14.

ASTM INTERNATIONAL. **ASTM E1876-09 - Standard Test Method for Dynamic Young's Modulus, Shear Modulus, and Poisson's Ratio by Impulse Excitation of Vibration**. West Conshohocken, PA: ASTM International. 2009. p. 1-.

BARBIERI, N. et al. Estimation of Parameters of a Three_Layered Sandwich Beam. **Journal of Mechanics of Materials and Structures**, Vol. 3, No 3, 2008. p. 527 - 544.

BERANEK, L. L.; ISTVÁN, V. L. **Noise and Vibration Control: Principles and Applications**. Cambridge: John Wiley & Sons, Inc, 1992.

BRINGHENTI, I. **Modelo Vibroacústico do Gabinete de um Refrigerador**. Florianópolis: Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2012.

- BUCALEM, M. L.; BATHE, K. J. Finite Element Analysis of Shell Structures. **Arquivos of Computational Method in Engineering**, v. 4, n. 1, p. 3-61, 1997.
- CARVALHO, R. T. D. **Métodos de Identificação de Fontes de Ruído em um Refrigerador**. Florianópolis: Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2008.
- CHUNG, J. Y. Cross-Spectral Method of Measuring Acoustic Intensity without Error Caused by Instrument Phase Mismatch. **The Journal of Acoustical Society of America**, 64, 1978. 1613 - 1616.
- CHUNG, J. Y.; BLASER, D. A. Transfer Function Method of Measuring Acoustical Intensity in a Duct System with Flow. **The Journal of Acoustical Society of America**, 68, 1980. 1570 - 1577.
- COOK, R. D. et al. **Concepts and Applications of Finite Element Analysis**. 4^a. ed. New York: John Wiley & Sons, 2002.
- CORDIOLI, J. **Métodos Numéricos em Acústica e Vibrações: Notas de Aula**. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2009.
- CORONADO, C. et al. **Finite Element Mesh Sensitivity Study Using ANSYS for Analysis and Design of Nuclear Concrete Structures**. SMiRT 21 - Conference. New Delhi, India: International Association for Structural Mechanics in Reactor Technology. 2011. p. 1 - 8, ID # 557.
- DE KLERK, D.; OSSIPOV, A. Operational Transfer Path Analysis: Theory, Guidelines and Tire Noise Application. **Mechanical Systems and Signal Processing**, 2010. p. 1950-1962.
- DOI, R. M. **Validação de um Modelo de Conjunto para Predição e Análise Vibroacústica de um Compressor Hermético**. Florianópolis: Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2011.
- EWINS, D. J. **Modal Testing: Theory and Practice**. England: Research Studies Press Ltd., 1984.
- FAHY, F. Measurement of Acoustical Intensity Using the Cross-Spectral Density of two Microphones Signals. **The Journal of the Acoustical Society of America**, 62, 1977. 1057 - 1059.
- FAHY, F. **Sound Intensity**. 2^a. ed. London, UK: E & FN SPON, 1995.
- FAHY, F. Some Application of the Reciprocity Principle in Experimental Vibroacoustics. **Acoustical Physics**, 49, 2003. 217-229.
- FAHY, F.; GARDONIO, P. **Sound and Structural Vibration: Radiation, Transmission and Response**. 2^a. ed. Oxford: Academic Press - Elsevier, 2007.
- FARSTAD, J. E.; SINGH, R. An Acoustic Transfer Matrix Model for a Refrigeration Condenser. **Journal of Sound and Vibration**, vol. 138, 1990. p. 337-340.

- FRISWELL, M. I.; MOTTERSHEAD, J. E. **Finite Element Model Updating in Structural Dynamics**. Solid Mechanics and its Applications. ed. Netherlands: Kluwer Academic Publishers, v. 38, 1995.
- FULFORD, R. A.; GIBBS, B. M. Structure-Borne Sound Power and Source Characterization in Multi-Point-Connected Systems, Part 2: About Mobility Functions and Free Velocities. **Journal of Sound and Vibration**, 220, 1999. 203-224.
- FURUKAVA, M. **Uma Metodologia de Avaliação de Desempenho de Material Viscoelástico Aplicado a uma Estrutura de Veículo de Passeio**. Florianópolis: Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2009.
- GAJDATSY, P. et al. Application of the Transmissibility Concept in Transfer Path Analysis. **Mechanical Systems and Signal Processing**, 2010. p.1963-1976.
- GARCIA, A. M. **Ajuste de Modelos Estruturais Aplicados a Problemas de Contato**. Ilha Solteira: Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho", 2006.
- GIBBS, B. M.; QI, N. Circulation Pumps as Structure-Borne Sound Sources: Emission to Finite Pipe System. **Journal of Sound and Vibration**, 284, 2005. 1099 - 1118.
- GONÇALVES, J. M. **Desenvolvimento e Aplicação de uma Metodologia para a Análise Térmica de Refrigeradores Domésticos em Regime Permanente**. Florianópolis: Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2004.
- GOYDER, H. G. D.; WHITE, R. G. Vibrational Power Flow from Machines into Built-up Structures, Part I: Introduction and Approximate Analyses of Beam and Plate-Like Foundations. **Journal of Sound and Vibration**, 68, 1980. 59-75.
- GOYDER, H. G. D.; WHITE, R. G. Vibrational Power Flow From Machines Into Built-up Structures, Part III: Power Flow Through Isolation Systems. **Journal of Sound and Vibration**, 68, 1980. 97-117.
- HAN, H. S. et al. Analysis of the Root Causes of Refrigerant-Induced Noise in Refrigerators. **Journal of Mechanical Science and Technology**, 23, 2009. 3245 - 3256.
- HAN, H. S. et al. Experimental Analysis for Reduction Refrigerant-Induced Noise of 4-way Cassette Type Air Conditioner. **Journal of mechanical Science and Technology**, 23, 2009. 1456 - 1467.
- HAN, H. S. et al. Reduction of the Refrigerant-Induced Noise from the Evaporator-Inlet pipe in a Refrigerator. **International Journal of Refrigeration**, 2010. doi:10.1016/j.ijrefrig.2010.05.014.
- HIMELBLAU, H.; RUBIN, S. Vibration of a Resiliently Supported Rigid Body. In: PIERSOL, A. G.; PAEZ, T. L. **Harri's Shock and Vibration Handbook**. 6^a. ed. New York: Mc Graw Hill, 2010. Cap. 3, p. 3.1-3.52.
- HWANG, S.-F.; CHANG, C.-S. Determination of elastic constant of materials by vibration testing. **Journal Composite Structures**, 2000. p. 183 -190.

HYNNÄ, P. **Vibrational power methods in control of sound and vibration**. VTT Technical Research Centre of Finland. [S.l.]. 2002.

INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION. **ISO 8960**: Refrigerators, frozen food storage and food freezers for household and similar use - Measurement of emission of airborne acoustical noise. Genève: ISO. 1991. p. 1 -5.

INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION. **ISO 3741**: Acoustics - Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure - Precision methods for reverbetations rooms. Genève: ISO. 1999. p. 1 - 31.

JEON, Y. J.; YOU, J.; CHANG, Y. H. Sound Radiation and Sound Quality Characteristics of Refrigerator Noise in Real Living Environments. **Applied Acoustics**, 68, 2007. 1118 - 1134.

JEONG, W. B. et al. Experimental Study of the Effects of the Cycle Characteristics on the Refrigerant-Induced Noise in System Air-Conditioner. **Journal of Mechanical Science and Technology**, 21, 2007. 1112 - 1119.

JONES, D. I. G. **Handbook of the Viscoelastic Vibration Damping**. 1. ed. West Sussex, England: John Wiley & Sons Ltd., v. 1, 2001.

KARI, L. On the Dynamical Stiffness of Preloaded Vibration Isolators in the Audible Frequency Range: Modeling and Experiment. **Journal of Acoustical Society of America**, 113, 2003. 1909-1921.

KOUSUKE, N.; JUNJI, Y. Method of Transfer Path Analysis for Vehicle Interior Sound with No Excitation Experiment. **Proceedings of FISITA World Automotive Congress**, Yokohama, Japan, October 2006. 22-27.

LASOVÁ, V.; ZEMCIK, R.; KOSNAR, M. Optimizing Mechanical Properties of Sandwich Structures. **Advanced Engineering**, 2007. Vol. 1, p. 27 - 38.

LEE, C. et al. **Analyses of Refrigerator Noise**. Proceeding of IEEE ISIE 2005. Dubrovnik: [s.n.]. 2005. p. 1179 - 1184.

LEE, H. J.; KIM, K. J. Multi-dimensional vibration power flow analysis of compressor system mounted in outdoor unit of an air conditioner. **Journal of Sound and Vibration**, 272, 2004. 607 - 625.

LIMA, K. F. D. **Metodologia de Avaliação de Filtros Acústicos Reativos**. Florianópolis: Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2008.

LIMA, R. S. D. **Análise Numérica de Condensadores do Tipo Arame-Sobre-Tubo Usados em Refrigeradores Domésticos**. Ilha Solteira: Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, UNESP, 2008.

LIN, T. R.; FARAG, N. H.; PAN, J. Evaluation of frequency dependent rubber mount stiffness and damping by impact test. **Applied Acoustics**, v. 66, p. 829-844, 2005.

LLADÓ, J.; SÁNCHEZ, B. Evaluation of the Noise Emitted by the condenser of a Household Refrigerator. **The Journal of the Acoustical Society of America**, 122, 2002. 2372.

- LMS INTERNATIONAL. **Transfer Path Analysis: The Qualification and Quantification of Vibro-acoustic Transfer Paths, Application notes.** [S.l.], p. 1-20. 1995.
- MAIA, N. M. M.; SILVA, J. M. M. E. **Theoretical and Experimental Modal Analysis.** Somerset, England: Research Studies Press LTD, 1997.
- MARQUES, V. **Aurelização de um Sistema Vibroacústico Considerando a Influência dos Graus de Liberdade dos Acoplamentos.** Florianópolis: Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2010.
- MEIROVITCH, L. **Element of Vibration Analysis.** USA: Mc Graw Hill, 1975.
- MERCE, R. N. et al. **Finite Element Model Updating of a Suspension Bridge Using ANSYS Software.** Inverse Problems, Desing and Optimization Symposium. Miami, Florida, U.S.A.: [s.n.]. 2007. p. 1 - 8.
- METTLER TOLEDO. http://br.mt.com/dam/mt_ext_files/Editorial/Generic/4/XS_density-kit_0x000010083f72cdbe400075b3_files/xp-xs-density-analy-ba-11780508b.pdf, 2008. Disponível em: <<http://www.mt.com>>. Acesso em: 25 Julho 2011.
- MOORHOUSE, A. T. **Virtual Acoustic Prototypes: listening to machine that don't exist.** Proceedings of Acoustics 2005. Busselton: [s.n.]. 2005.
- MORAES, W. A. **Estudo do Ruído de Refrigeradores Causado pela Pulsção do Fluido Refrigerante no Consendador.** Florianópolis: Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2013.
- MSC SOFTWARE. **MSC Nastran Quick Reference Guide.** 2014.2. ed. Newport Beach, California: MSC Software, v. 1, 2014.
- MUNJAL, M. L. **Acoustic of Ducts and Mufflers whit Application of Exhaust and Ventilation System Desing.** 1ª. ed. Canada: John Wiley and Sons, 1987.
- NIEMEIER, C. R. **Structural Optimization of a Refrigerator Cabinet.** ANSYS conference. [S.l.]: [s.n.]. 2002. p. p. 1- 10.
- NOBUKATA, T. et al. **Vibration and Noise Reduction of Household Refrigerator Using Modal Component Synthesis Technique.** International Engineering Conference. Purdue: PURDUE UNIVERSITY. 1988. p. 10.
- O'HARA, G. J. 'Mechanical Impedance and Mobility Concepts. **Journal of Acoustical Society of America**, 41, 1967. 1180-1184.
- OOI, L. E.; RIPIN, M. Z. Dynamic Stiffness and Loss Factor Measurement of Engine Rubber Mount by Impact Test. **Materials and Design**, 2011. p. 1880-1887.
- ORESTEN, L. F. **Caracterização Dinâmica de Vigas "Sandwich" com Núcleo de Espuma Rígida de Poliuretano.** Curitiba: Dissertação de Mestrado Pontifícia Universidade Católica de Paraná, 2003.
- ORTIZ, J. A. **Medição de Potência Sonora e Níveis de Vibração do Refrigerador Consul CRB39A.** Universidade Federal de Santa Catarina, GTVA. Florianópolis, p. 13. 2009. (12/2009).

- ORTIZ, J. A. **Medição de Potência Sonora e Níveis de Vibração do Refrigerador Consul CRB39A**. Universidade Federal de Santa Catarina, GTVA. Florianópolis, p. 12. 2010. (02/2010).
- PAGNOTTA, L. Recent progress in identification methods for elastic characterization of materials. **International Journal of Mechanics**, Vol. 2, 2008. p. 129 - 140.
- PAVIC, G. Structure-Borne Energy Flow. In: CROCKER, M. J. **Handbook of Noise and Vibration Control**. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2007. p. 232-240.
- PETTYT, M. **Introduction to Finite Element Vibration Analysis**. 1ª. ed. New York: Cambridge University Press, 1998.
- PLUNT, J. Finding and Fixing Vehicle NVH Problems with Transfer Path Analysis. **Sound and Vibration**, p. 12-16, 2005.
- PUTNER, J. et al. **Operational Transfer Path Analysis Predicting Contributions to the Vehicle Interior Noise for Different Excitations from the same Sound Source**. New York: Inter-noise. 2012. p. 1-12.
- QI, N.; GIBBS, B. N. Circulation Pumps as Structure-Borne Sound Sources: Emission to Semi-Infinite Pipe Systems. **Journal of Sound and Vibration**, 264, 2003. 157 - 176.
- RAGAUSKAS, P.; SKUKIS, E. Material properties identification: Comparison of two techniques. **Mechanics**, 2007. p. 39 - 44.
- RAMM, A. J. **Procedimento de Calibração e Otimização estrutural para um Gabinete de Refrigerador**. Florianópolis: Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2007.
- RIVIN, E. I. **Passive Vibration Isolation**. New York: ASME PRESS, 2003.
- SANDIER, C.; LECLERE, Q.; ROOZEN, N. B. **Operational Transfer Path Analysis: Theoretical Aspects and Experimental Validation**. ACOUSTICS 2012. Nantes, Francia: [s.n.]. 2012. p. 3461-3466.
- SATO, S.; YOU, J.; JEON, J. Sound Quality Characteristics of refrigerator Noise in Real Living Environments with Relation to Psychoacoustical and Autocorrelation Function Parameters. **The Journal of the Acoustical Society of America**, 2007. 314 - 325.
- SHI, Y.; SOL, H.; HUA, H. Material Parameter Identification of Sandwich Beams by an Inverse Method. **Journal of Sound and Vibration**, 2006. Vol 290, p. 1234 -1255.
- SIGWALT, R. A. **Análise teórico-experimental de condensadores arame sobre tubo sob convecção forçada para refrigeradores domésticos**. Florianópolis: Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2010.
- SILVA, A. R. D. **Minimização do Fluxo de Potência através do Tubo de Descarga de Compressores Herméticos**. Florianópolis: Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2004.
- SNOWDON, J. C. **Vibration and Shock in Damped Mechanical Systems**. New York: John Wiley and Sons, 1968.

- TCHERNIAK, D.; SCHUHMACHER, A. P. **Application of transmissibility Matrix Method to NVH Source Contribution Analysis**. Proceedings of the IMAC-XXVII. Orlando, Florida, USA: Society for Experimental Mechanics Inc. 2009. p. 1-10.
- THORBY, D. **Structural Dynamics and Vibration in Practice: An Engineering Handbook**. 1. ed. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann (Elsevier), 2008.
- TOOME, M. **Operational Transfer Path Analysis: A Study of Source Contribution Predictions at Low Frequency**. Göteborg: Chalmers University of Technology, Master thesis, 2012.
- UNGAR, E. Vibration Isolation. In: BERANEK, L. L.; VÉR, I. L. **Noise and Vibration Control Engineering**. Cambridge: John Wiley & Sons, 1992. Cap. 9, p. 429 - 450.
- VAN DER AUWERAER, H. et al. Transfer Path Analysis in the Critical Path of Vehicle Refinement: The Role of Fast, Hybrid and Operational Path Analysis. **SAE International: Noise and Vibration Conference and Exhibition**, Daejeon, Korea, Maio 2007.
- VERHEIJ, J. W. Cross Spectral Density Methods for Measuring Structure Borne Power Flow on Beams and Pipes. **Journal of Sound and Vibration**, 70, 1980. 133 - 139.
- VERHEIJ, J. W. Inverse and Reciprocity Method for Machinery Noise Source Characterization and Sound Path Quantification - Part 1: Sources. **International Journal of Acoustics and Vibration**, v. 2, n. 1, p. 11-20, 1997.
- VERHEIJ, J. W. Inverse and Reciprocity Method for Machinery Noise Source Characterization and Sound Path Quantification - Part 2: Transmission Paths. **International Journal of Acoustics and Vibration**, v. 2, n. 3, p. 103-112, 1997.
- WANG, E. **Thin-wall structure simulation**. 2006 International ANSYS Conference. Pittsburgh, Pennsylvania: ANSYS, Inc. 2006. p. 1 - 51.
- WIECHMANN, J.; HILER, J. **Evaluation and Visualization of Equivalent Radiated Power in uETA**. 4th ANSA & uETA International Conference. Thessaloniki: BETACAE. 2011. p. 11.
- WINIKES, L. C. **Uma Contribuição para o Ajuste de Parâmetros de uma Viga "Sandwich"**. Curitiba: Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Paraná, 2006.
- YESILYURT, I.; GURSOY, H. Estimation of elastic and modal parameters in composites using vibration analysis. **Journal of vibration and Control**, 2013. p. 1 - 16.
- ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L.; ZHU, J. Z. **The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals**. 6ª. ed. Oxford: Elsevier Butterworth Heinemann, 2005.