

Carlos Gustavo Horn Gonçalves

**CARACTERIZAÇÃO VIBROACÚSTICA DA
PLACA BASE DE UM REFRIGERADOR**

Dissertação submetida ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de
Santa Catarina para a obtenção do Grau
de Mestre em Engenharia Mecânica
Orientador: Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D.

Florianópolis
2018

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

Gonçalves, Carlos Gustavo Horn
CARACTERIZAÇÃO VIBROACÚSTICA DA PLACA BASE DE
UM REFRIGERADOR / Carlos Gustavo Horn Gonçalves ;
orientador, Arcanjo Lenzi, 2018.
145 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de
Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2018.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Ruído de
Refrigeradores. 3. Placa Base. 4. Ajuste de Modelo.
I. Lenzi, Arcanjo. II. Universidade Federal de
Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica. III. Título.

Carlos Gustavo Horn Gonçalves

**CARACTERIZAÇÃO VIBROACÚSTICA DA
PLACA BASE DE UM REFRIGERADOR**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 22 de fevereiro de 2018.

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.
Coordenador do Curso

Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D.
Orientador

Banca Examinadora:

Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D.
Presidente
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Andrey Ricardo da Silva, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina

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

Prof. Erasmo Felipe Vergara Miranda, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Aos meus pais, Tadeu e Cecília, e à
minha noiva, Stéphanie.

AGRADECIMENTOS

À minha noiva Stéphanie, por todo incentivo, apoio e compreensão que tem demonstrado ao longo do tempo, tornando-me uma pessoa melhor e mais feliz.

Aos meus pais Tadeu e Cecília, por todo o amor e educação que me deram através dos exemplos que são. Também à minhas irmãs Denise e Débora pelo companheirismo e apoio ao longo de minha trajetória.

Aos colegas e amigos do LVA que durante esses anos de convivência fizeram desse laboratório um ótimo ambiente de trabalho, pelo aprendizado que tive nas conversas, reuniões e aulas. Em especial aos que contribuíram diretamente com esse trabalho. Ao Jacson pelo auxílio na realização de experimentos e revisão do trabalho. Ao Olavo, pelos ensinamentos e orientações.

Aos colegas de trabalho Fernando “Tchê”, Alexandre e Gabriel Decker pelo auxílio na execução da parte experimental. Ao Andrey, Cristiano, Igor e Mikio, pelo auxílio com modelos e softwares de simulação. Aos demais colegas de trabalho e universidade que contribuíram direta ou indiretamente nesse trabalho.

Ao meu orientador Prof. Arcanjo Lenzi pela oportunidade concedida, orientação e amizade durante esses anos, além dos ensinamentos teóricos e práticos.

À Universidade Federal de Santa Catarina e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pelo ambiente de crescimento pessoal e profissional que me foi proporcionado.

À Whirlpool S/A pelos modelos cedidos para os estudos realizados neste trabalho.

Aos patrocinadores desse trabalho, Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), Whirlpool S/A Unidade Compressores (Embraco) e Fundação de Ensino e Engenharia de Santa Catarina (FEESC).

“Vencer a si próprio é a maior das vitórias.”

Platão

RESUMO

Atualmente, as exigências de mercado para o ruído de refrigeradores domésticos têm aumentado a busca dos fabricantes pela redução dos níveis de potência sonora desses equipamentos. Dentre os mecanismos de geração de ruído em refrigeradores destaca-se o compressor que, além da radiação própria de ruído, também excita os demais componentes do refrigerador através da vibração e da pulsação causada no fluido refrigerante. A vibração originada no compressor é transmitida para o restante do sistema através das tubulações de sucção e de descarga e da placa base sobre a qual o compressor é apoiado. O objetivo desse trabalho foi caracterizar o comportamento vibroacústico da placa base do refrigerador, para que se possa quantificar a contribuição deste componente para o ruído total do refrigerador, sendo um dos caminhos de transmissão de vibração do compressor para o gabinete. Para tal, foi desenvolvido um modelo em elementos finitos representativo da amostra estudada da placa base, utilizando escaneamento tridimensional para análise da variação da espessura e otimização paramétrica para o ajuste das propriedades mecânicas do modelo. A correlação entre os modelos numérico e experimental foi avaliada através do erro entre as frequências naturais. Obteve-se valores elevados para o critério de confiança modal (MAC) e pela boa correlação entre as funções resposta em frequência (FRF) dentro da faixa de interesse até 1 kHz. Foram avaliadas experimentalmente as forças transmitidas pelo compressor através dos isoladores de borracha sobre os quais está apoiado sobre a placa base. Foi desenvolvido um modelo em elementos finitos do conjunto placa base, gabinete e compressor, em que foi avaliada a força transmitida ao gabinete para uma força unitária aplicada no ponto de contato entre isolador e placa base. Posteriormente foram aplicadas as forças experimentais obtidas no modelo numérico do conjunto e avaliadas as velocidades de vibração no gabinete. Em seguida foi desenvolvido o modelo de radiação do conjunto utilizando o método dos elementos de contorno e foi avaliada a maior contribuição das forças sobre a placa base para o nível de potência sonora total do refrigerador nas bandas de 160 e 200 Hz.

Palavras-chave: Ruído de Refrigeradores. Placa Base. Ajuste de Modelo.

ABSTRACT

Nowadays, market requirements for domestic refrigerators noise have increased the manufacturers' search to reduce the sound power levels of these appliances. Among the noise generation mechanisms on the refrigerator, it stands out the compressor, that besides its own noise radiation, also excites other components of the refrigerator through the vibration and pulsation caused on refrigerant fluid. The vibration originated on the compressor is transmitted to the rest of the system through the suction and discharge pipes and the base plate about whom the compressor is supported. This work objective was to characterize the vibroacoustic behavior of the refrigerator base plate to quantify this component contribution to refrigerator overall noise, either because of plate own radiation or as one of the vibration transmission paths from compressor to cabinet. For this, it was developed a representative FEM (Finite Element Method) model of the base plate sample studied using a tridimensional scanner to analyze thickness variation and parametric optimization to adjust the mechanical properties of the model. The correlation between numerical and experimental models was evaluated through the error between natural frequencies. It was obtained high values for the Modal Assurance Criterion (MAC) and good correlation on frequency response functions (FRF) comparison inside the interest range below 1 kHz. It was evaluated experimentally the transmitted forces from the compressor through the rubber grommets about whom it is supported on the base plate. It was developed a FEM model of assembly with base plate, cabinet and compressor, when it was evaluated the transmitted force to cabinet for a unitary force applied on contact point between grommet and base plate. Later it was applied the obtained experimental forces on numerical model of the assembly and evaluated the vibration velocities on cabinet. Afterwards it was developed the radiation model of the assembly using the boundary element method (BEM) and it was observed that the higher contribution of base plate forces to overall sound power level of the refrigerator were on 160 and 200 Hz bands.

Keywords: Refrigerator Noise. Base Plate. Model Adjustment.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Ciclo de Refrigeração.....	1
Figura 2 - Vista de um compressor hermético.....	2
Figura 3 - Esquema de montagem do compressor no refrigerador.....	4
Figura 4 - Comparação entre espectros de ruído de um compressor e de um refrigerador.....	7
Figura 5 - Nível de Potência Sonora original e com a placa base desconectada.....	8
Figura 6 - Nível de Potência Sonora original e com o gabinete isolado.....	9
Figura 7 - Contribuição da Placa Base obtida via TPA Operacional.....	10
Figura 8 - Potência Sonora (dB) de cada caminho energético.....	11
Figura 9 - Comparação entre ruído total do refrigerador (azul) e ruído gerado pela transmissão através da placa base (marrom).....	11
Figura 10 - Contribuição dos caminhos de transmissão no ruído total.....	12
Figura 11 - Contribuição dos caminhos para o ruído radiado pelo refrigerador.....	13
Figura 12 - Potência Sonora Radiada por cada componente do conjunto compressor, placa base e corpo do ventilador.....	14
Figura 13 - Configuração do experimento para medição do ruído de expansão.....	15
Figura 14 - Comparação entre ruído de expansão e ruído total do refrigerador.....	16
Figura 15 - Pressão sonora medida de um refrigerador. Ruído global do refrigerador (preto), somente ventiladores ligados (vermelho) e somente compressor ligado (azul).....	17
Figura 16- Condensador tipo arame sobre tubo de convecção natural.....	17
Figura 17 - Comparação entre radiação direta do condensador externo (analítica e experimental) com o ruído total do refrigerador.....	18
Figura 18 - Comparação da radiação sonora do gabinete quando excitada nos pontos de fixação do condensador com o ruído total do refrigerador.....	18
Figura 19 - Potência Sonora radiada pelo gabinete quando excitado nos pontos de fixação da placa base.....	19
Figura 20 - Configuração alternativa de montagem do compressor no gabinete do refrigerador com o uso da estrutura.....	20
Figura 21 - Pressão sonora medida a 70 cm da parte traseira do refrigerador para configuração original e com o uso de frame.....	21
Figura 22 - Placa base do refrigerador.....	23
Figura 23 - Espectro de Ruído do Refrigerador CRB39 e do respectivo compressor.....	23
Figura 24 - Modelo CAD da placa base.....	24
Figura 25 - Posicionamento e fixação da placa base no gabinete do refrigerador.....	25
Figura 26 - Configuração do experimento.....	26
Figura 27 - Posicionamento do excitador e transdutor de força na placa base.....	26
Figura 28 - Vibrômetro laser de varredura PSV-500.....	27
Figura 29 - Malha de pontos da análise modal experimental da placa base.....	27
Figura 30 - Soma das funções mobilidade obtidas.....	28
Figura 31 - Função coerência (γ^2) pontual.....	28

Figura 32 - Função coerência (γ^2) de transferência.....	29
Figura 33 - Geometria escaneada da placa base.....	31
Figura 34 - Comparação entre geometria nominal (CAD) e escaneada.....	32
Figura 35 - Variação de espessura ao longo da placa base.....	33
Figura 36 - Detalhes da parametrização da geometria.....	35
Figura 37 - Elemento sólido (a), o elemento casca com superfície superior (b) e casca com superfície média (c).....	37
Figura 38 - Elemento Shell281.....	40
Figura 39 - Ponto de aplicação da força para a resposta harmônica.....	46
Figura 40 - Comparação entre as FRF experimentais e numéricas para a geometria nominal com parâmetros ajustados.....	46
Figura 41 - Comparação entre funções mobilidade experimental e numérica obtida com geometria escaneada.....	49
Figura 42 - Perfil de espessuras aplicado na simulação (a) e perfil de espessura obtido no escaneamento tridimensional (b).....	50
Figura 43 - Comparativo entre as funções mobilidade obtidas experimentalmente e numericamente com a geometria escaneada e espessura variável.....	53
Figura 44 - Comparação entre valores de MAC obtidos na diagonal principal para os três métodos apresentados.....	55
Figura 45 - Pontos utilizados na comparação entre mobilidades numérica e experimental. Força aplicada no ponto 1 e resposta no ponto 2.....	56
Figura 46 - Comparação entre funções mobilidade obtidas com os três métodos para o ponto 2 com excitação no ponto 1.....	56
Figura 47 - Espectro idealizado das harmônicas de vibração do compressor operando em 50Hz e 60Hz.....	59
Figura 48 - Aceleração medida no bloco de um compressor no tempo (a), em terço de oitava (b) e em banda estreita (c).....	60
Figura 49 - Espectro de força transmitida através dos isoladores.....	61
Figura 50 - Espectro de força transmitida pelo compressor à placa base (isolador otimizado).....	62
Figura 51 - Transdutor de força triaxial utilizado no experimento.....	63
Figura 52 - Acelerômetro utilizado no experimento.....	63
Figura 53 - Esquema do arranjo experimental adotado na determinação da força transmitida pelo compressor.....	64
Figura 54 - Sistema de coordenadas utilizado (a) e numeração dos isoladores (b).....	65
Figura 55 - Geometria em corte (a) e imagem do isolador tipo A (b).....	65
Figura 56 - Força transmitida na direção Z através do isolador tipo A.....	66
Figura 57 - Força transmitida na direção X através do isolador tipo A.....	66
Figura 58 - Força transmitida na direção Y através do isolador tipo A.....	67
Figura 59 - Média da força transmitida pelo isolador tipo A nas três direções.....	67
Figura 60 - Força transmitida na direção Z através do isolador tipo A em bandas de 1/3 de oitava.....	68

Figura 61 - Força transmitida na direção X através do isolador tipo A em bandas de $\frac{1}{3}$ de oitava.....	68
Figura 62 - Força transmitida na direção Y através do isolador tipo A em bandas de $\frac{1}{3}$ de oitava.....	69
Figura 63 - Máquina de ensaios de molas Kratos RK20MP.....	71
Figura 64 - Rigidez estática vertical dos isoladores utilizados no experimento.....	71
Figura 65 - Força média transmitida na direção Z para cada tipo de isolador.....	72
Figura 66 - Força média transmitida na direção X para cada tipo de isolador.....	72
Figura 67 - Força média transmitida na direção Y para cada tipo de isolador.....	73
Figura 68 - Força média transmitida na direção Z para cada tipo de isolador em bandas de $\frac{1}{3}$ de oitava.....	73
Figura 69 - Força média transmitida na direção X para cada tipo de isolador em bandas de $\frac{1}{3}$ de oitava.....	74
Figura 70 - Força média transmitida na direção Y para cada tipo de isolador em bandas de $\frac{1}{3}$ de oitava.....	74
Figura 71 - Estrutura do gabinete do refrigerador.....	78
Figura 72 - Parafuso utilizado no engaste da placa base.....	79
Figura 73 - Condições de contorno aplicadas na placa base (b) para representar a fixação da placa ao gabinete do refrigerador (a).....	80
Figura 74 - Elementos de contato criados na junção entre a placa base e o gabinete.....	80
Figura 75 - Representação do eixo e da roda da placa base.....	81
Figura 76 - Malha do modelo numérico do conjunto do refrigerador.....	83
Figura 77 - Densidade Modal do conjunto por banda de $\frac{1}{3}$ de oitava.....	85
Figura 78 - Pontos de excitação (1) e resposta (2 e 3) no modelo numérico (acima) e experimental (abaixo).....	86
Figura 79 - Acelerações obtidas numérica e experimentalmente para força no ponto 1 e resposta no ponto 2.....	86
Figura 80 - Acelerações obtidas numérica e experimentalmente para força no ponto 1 e resposta no ponto 3.....	87
Figura 81 - Numeração dos isoladores (amarelo) e dos pontos de engaste na placa base (verde).....	88
Figura 82 - Transmissibilidade nos engastes na direção Z para uma força unitária aplicada no isolador 1 nas direções XYZ.....	88
Figura 83 - Transmissibilidade nos engastes na direção X para uma força unitária aplicada no isolador 1 nas direções XYZ.....	89
Figura 84 - Transmissibilidade nos engastes na direção Y para uma força unitária aplicada no isolador 1 nas direções XYZ.....	89
Figura 85 - Deformação para a resposta forçada nas frequências de 145 Hz (a), 185 Hz (b), 210 Hz (c) e 315 Hz (d) para uma força unitária aplicada em XYZ.....	90
Figura 86 - Velocidade RMS de vibração na direção normal às superfícies do gabinete.....	91
Figura 87 - Malha numérica utilizada no modelo de radiação sonora da placa base.....	94

Figura 88 - Ruído radiado somente pela placa base a partir das forças experimentais em bandas de 1/3 de oitava.....	94
Figura 89 - Ruído radiado somente pela placa base a partir das forças experimentais em banda estreita.....	95
Figura 90 - Eficiência de radiação (σ_{rad}) da placa base.....	96
Figura 91 - Malha de radiação sonora do conjunto.....	97
Figura 92 - Ruído radiado pelo sistema em 1/3 de oitava.....	98
Figura 93 - Ruído radiado pelo gabinete e pela placa base em banda estreita. .	98
Figura 94 - Pressão sonora no campo distante para 59 Hz.	99
Figura 95 - Pressão sonora no campo próximo para 59 Hz.	99
Figura 96 - Pressão sonora no campo distante para 177 Hz.	100
Figura 97 - Pressão sonora no campo próximo para 177 Hz.	101
Figura 98 - Pressão sonora no campo distante para 442 Hz.	102
Figura 99 - Pressão sonora no campo próximo para 442 Hz.	102
Figura 100 - Seções de inspeção da espessura da placa base.....	111
Figura 101 - Região de borda da placa base.	111
Figura 102 - Seção de inspeção 2.	112
Figura 103 - Seção de inspeção 5.	113
Figura 104 - Seção de inspeção 6.	114
Figura 105 - Seção de inspeção 7.	115
Figura 106 - Seção de inspeção 9.	116
Figura 107 - Comparação entre demais formas modais numéricas e experimentais da placa base. Modos 6 a 10.....	117
Figura 108 - Refrigerador CRB39 e sua etiqueta do Inmetro.	119

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Cinco primeiros modos de vibração da placa base obtidos experimentalmente.	29
Quadro 2 - Valores de auto MAC para a base modal obtida experimentalmente.	31
Quadro 3 -Tipos de elemento avaliados.	36
Quadro 4 - Propriedades nominais do aço 1020 laminado a quente.	38
Quadro 5 - Resultados obtidos para o primeiro modo da placa para cada tipo de elemento.	39
Quadro 6 - Análise de convergência de malha.	41
Quadro 7 - Frequências obtidas numericamente.	42
Quadro 8 - Matriz de MAC.	44
Quadro 9 - Valores obtidos para ajuste de modelo da placa base.	45
Quadro 10 - Frequências naturais obtidas no ajuste de modelo.	45
Quadro 11 - Valores obtidos para ajuste de modelo da placa base com geometria escaneada.	48
Quadro 12 - Frequências naturais obtidas no ajuste de modelo da placa base com geometria escaneada.	48
Quadro 13 - Matriz de MAC obtida para análise modal numérica com geometria escaneada.	49
Quadro 14 - Valores obtidos para ajuste de modelo da placa base com geometria escaneada e espessura variável.	51
Quadro 15 - Frequências naturais obtidas no ajuste de modelo da placa base com geometria escaneada e espessura variável.	52
Quadro 16 - Matriz de MAC obtida para análise modal numérica com geometria escaneada e espessura variável.	53
Quadro 17 - Comparação entre formas modais experimentais e numéricas com geometria escaneada e espessura variável.	54
Quadro 18 - Comparação entre parâmetros obtidos com as diferentes geometrias utilizadas.	57
Quadro 19 - Condições de pressão utilizada no experimento.	65
Quadro 20 - Tipos de isoladores utilizados no experimento.	70
Quadro 21 - Propriedades dos materiais utilizadas no modelo numérico.	79
Quadro 22 - Propriedades mecânicas de dois tipos de borracha natural utilizadas em isoladores de vibração para compressores.	82
Quadro 23 - Propriedades mecânicas das linhas de sucção e descarga do refrigerador.	82
Quadro 24 - Frequências naturais numéricas e formas modais da placa base presa ao gabinete suportando o compressor sobre isoladores e conectado às tubulações.	84

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- TPA - Análise de Caminhos de Transferência (*Transfer Path Analysis*)
ODS - Formas de deflexões operacionais (*Operational Deflection Shapes*)
BEM - Método dos elementos de contorno (*Boundary Element Method*)
FEM - Método dos elementos finitos (*Finite Element Method*)
RMS - Valor médio quadrático (*Root Mean Value*)
MAC - Critério de confiança modal (*Modal Assurance Criterion*)
CAD - Design Assistido por Computador (*Computer Aided Design*)
MOGA - Algoritmo Genético Multi-Objetivo (*Multi-Objective Genetic Algorithm*)
NSGA- II - Algoritmo Genético de ordenação não dominante II (*Non-dominated Sorted Genetic Algorithm-II*),
R134a - Tetrafluoretano
MPC - Restrição multiponto (*Multipoint constraint*)
HPC – Computador de alto desempenho (*High Performance Computer*)
SWL - Nível de potência sonora
SPL - Nível de pressão sonora

LISTA DE SÍMBOLOS

- f_n - Frequência Natural
 η - Fator de perda
 φ_r - Autovetor modal referência
 φ_s - Autovetor modal proposto
 σ_{rad} - Eficiência de radiação
 ζ - Razão de amortecimento

SUMÁRIO

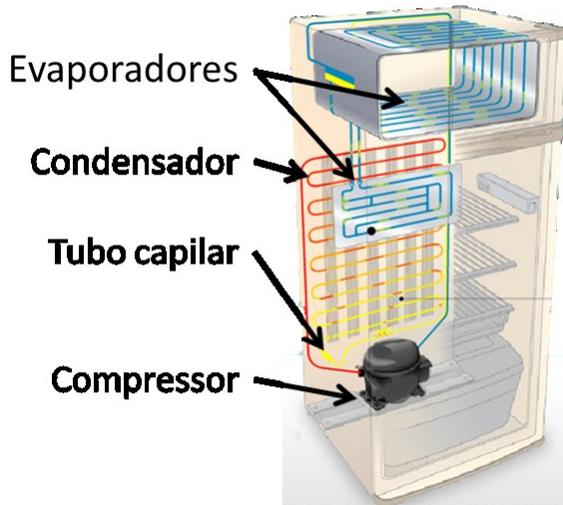
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 OBJETIVOS	4
1.1.1 Objetivo Geral.....	4
1.1.2 Objetivos Específicos	4
1.1.3 Estrutura do trabalho.....	5
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	7
2.1 RUÍDO EM REFRIGERADORES.....	7
2.1.1 Análise de caminhos.....	8
2.1.2 Ruído da evaporação	15
2.1.3 Ruído da descarga.....	17
2.1.4 Gabinete.....	19
2.2 SÍNTESE DO CAPÍTULO	21
3 ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL DA PLACA BASE.....	23
3.1 ANÁLISE MODAL.....	25
3.2 ANÁLISE TRIDIMENSIONAL DA GEOMETRIA DA PLACA.....	31
3.3 SÍNTESE DO CAPÍTULO	33
4 MODELO NUMÉRICO	35
4.1 PARÂMETROS DO MODELO NUMÉRICO.....	36
4.2 ANÁLISE MODAL NUMÉRICA - GEOMETRIA NOMINAL	39
4.2.1 Análise de convergência de malha	40
4.2.2 Ajuste de modelo	44
4.3 ANÁLISE MODAL NUMÉRICA - GEOMETRIA ESCANEADA	47
4.4 ANÁLISE MODAL NUMÉRICA - GEOMETRIA ESCANEADA CONSIDERANDO VARIAÇÃO DE ESPESSURA.....	50
4.5 ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	55
4.6 SÍNTESE DO CAPÍTULO	57
5 ANÁLISE EXPERIMENTAL DAS FORÇAS TRANSMITIDAS PELO COMPRESSOR À PLACA BASE.....	59
5.1 ANÁLISE DA FORÇA TRANSMITIDA ATRAVÉS DO ISOLADOR A	62

5.1.1 Resultados Experimentais	66
5.2 ANÁLISE DA FORÇA TRANSMITIDA PARA OUTROS TIPOS DE ISOLADORES	70
5.3 SÍNTESE DO CAPÍTULO	75
6 ANÁLISE DOS ESFORÇOS TRANSMITIDOS ATRAVÉS DA PLACA BASE	77
6.1 GABINETE DO REFRIGERADOR	77
6.2 CONDIÇÕES DE CONTORNO DA PLACA BASE	79
6.3 ANÁLISE DA TRANSMISSÃO DE FORÇAS PELA PLACA BASE	87
7 ANÁLISE DE RADIAÇÃO SONORA	93
7.1 ANÁLISE DE RADIAÇÃO SONORA DA PLACA BASE	93
7.2 ANÁLISE DE RADIAÇÃO SONORA DO GABINETE EXCITADO PELA PLACA BASE	96
7.3 SÍNTESE DO CAPÍTULO	103
8 CONCLUSÕES	105
8.1 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	106
REFERÊNCIAS	107
APÊNDICE A - Análise de espessura da placa base	111
APÊNDICE B - Formas modais da placa base	117
ANEXO A - Refrigerador utilizado no trabalho	119

1 INTRODUÇÃO

Uma das principais técnicas de conservação de alimentos utilizada atualmente é através da refrigeração, seja por resfriamento ou congelamento. A forma de conservação mais difundida e presente nas residências é através de refrigeradores com funcionamento por ciclo de compressão de gás equipados com compressores alternativos herméticos. Essa técnica utiliza um compressor que faz um fluido refrigerante circular em uma tubulação que se divide em uma região de alta pressão e uma de baixa pressão. Na região de alta pressão, denominada condensador, o fluido muda de fase passando de vapor para líquido, rejeitando calor para o ambiente. Em seguida, passa por um dispositivo de expansão, geralmente um tubo capilar, onde o líquido se expande e entra em uma região de baixa pressão, denominada evaporador, onde o fluido absorve calor e muda novamente de fase, passando de líquido para vapor, e assim reduz a temperatura interna do gabinete. Em seguida, o fluido é succionado pelo compressor, onde sofre um aumento de pressão e segue novamente para a região de alta pressão, fechando assim o ciclo de refrigeração. Um esquema simplificado dos elementos que compõem o circuito de refrigeração pode ser visto na Figura 1.

Figura 1 - Ciclo de Refrigeração.

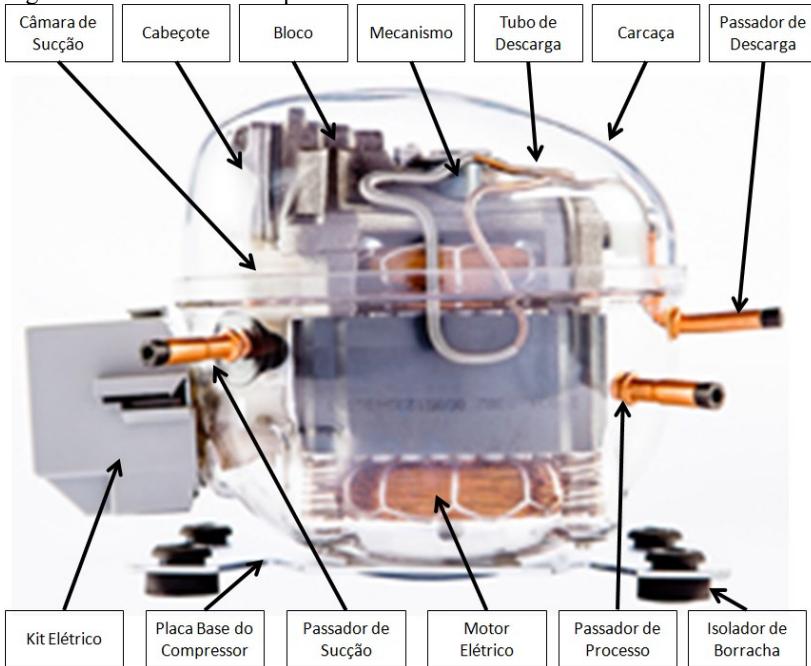


Adaptado de: Embraco. Disponível em: http://www.embraco.com/Portals/0/sm_circuito_pt.swf. Acesso em: 5/5/2015.

Nas últimas décadas, devido à diminuição das dimensões das residências e pela utilização de refrigeradores em outros ambientes (e.g., salas, quartos, escritórios), observa-se a necessidade de redução dos níveis de ruído resultantes do funcionamento dos refrigeradores para maior conforto dos usuários.

Dentre as formas de geração de ruído de um refrigerador típico, a principal fonte é o compressor, que pode atuar como radiador direto de ruído ou pela interação entre o compressor e o refrigerador pelos caminhos de propagação de energia vibratória, que excitam as superfícies do gabinete, que radiam ruído. Na Figura 2, pode ser visto um compressor hermético em uma carcaça transparente, com indicações dos seus componentes mecânicos.

Figura 2 - Vista de um compressor hermético.



Adaptado de: Embraco. Disponível em: <http://www.embraco.com/catalog/Arquivos/ImagensCompressores/e2c9f021-f954-48cf-8c67-96ae4bbe7b66.JPG>. Acesso em: 08/02/2017.

O compressor hermético alternativo funciona a partir de um pistão que executa um movimento alternativo, com o qual inicialmente o pistão

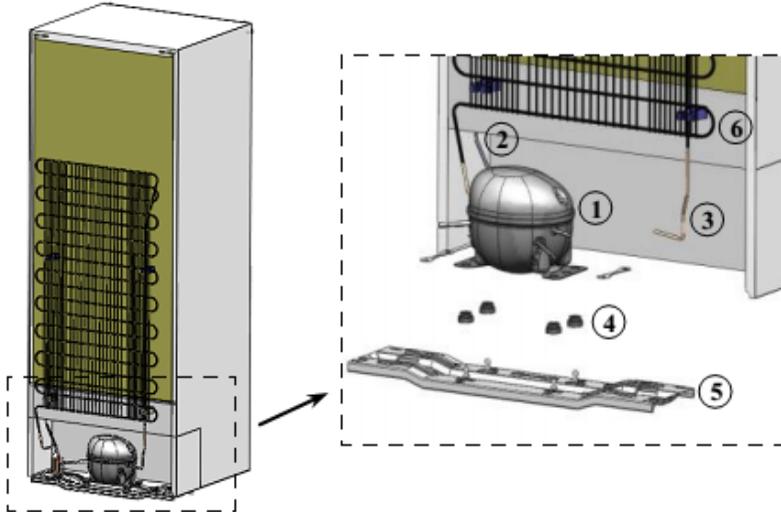
se desloca aumentando o volume da câmara criando uma pressão negativa, fazendo com que a válvula de sucção se abra e o gás entre na câmara de compressão. Em seguida, o pistão se desloca reduzindo o volume da câmara, aumentando a pressão do gás até que a válvula de descarga se abra, permitindo que o gás circule ao longo do ciclo de refrigeração.

Por sua vez, o movimento alternativo do pistão é gerado a partir de um motor elétrico cujo eixo está conectado a um sistema biela-manivela. Esse mecanismo de compressão possui um desbalanceamento natural, devido às forças de inércia girantes, o que pode ser minimizado através do uso de massa de excêntrico no eixo e colocação de contrapesos. Porém, não se consegue eliminar por completo a vibração originada em funcionamento através dessas técnicas para um compressor de um único pistão.

O ruído e a vibração originados pelo funcionamento do compressor podem excitar o restante do refrigerador por diferentes caminhos de propagação. Esses caminhos podem ser divididos em três partes, sendo elas a radiação direta da carcaça do compressor, o caminho acústico pelo fluido e o caminho estrutural. O caminho acústico pelo fluido deve-se às pulsações originadas pelo funcionamento do compressor, que opera por um sistema onde ocorrem aberturas e fechamentos de válvula de forma impulsiva, causando uma propagação de onda acústica no fluido, que excita a tubulação e o restante do gabinete, causando ruído. O caminho estrutural pode ser dividido em três partes, transmissão pela tubulação de sucção, pela tubulação de descarga e pela placa base do refrigerador, onde o compressor é apoiado sobre isoladores, transmitindo vibração.

A Figura 3 mostra um esquema do compressor (1) com isoladores de borracha (4) montado sobre a placa base do refrigerador (5) e conectado aos tubos de sucção (2) e descarga (3). Na imagem, ainda pode ser visto o condensador (6) fixado por presilhas plásticas ao gabinete.

Figura 3 - Esquema de montagem do compressor no refrigerador.



Fonte: MARTINEZ (2014).

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

O objetivo deste trabalho consiste em avaliar o comportamento dinâmico da placa base do refrigerador quando acoplada ao refrigerador e ao compressor para avaliar a transmissão de energia vibratória do compressor para o gabinete do refrigerador pela placa base.

1.1.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos deste trabalho são os seguintes:

- desenvolver uma análise modal experimental da placa base do refrigerador, para obter os parâmetros modais da estrutura (frequências naturais, formas modais e razão de amortecimento modal);
- construir um modelo numérico da placa base e ajustar as propriedades geométricas e do material com base nos resultados experimentais;

- elaborar um modelo numérico do conjunto placa base do refrigerador acoplado ao compressor e analisar o comportamento do sistema com as forças originadas no compressor.
- estimar a força transmitida ao gabinete usando o modelo numérico desenvolvido e a radiação sonora gerada pelo conjunto dentro da faixa de frequência até 1 kHz.

1.1.3 Estrutura do trabalho

Este trabalho está dividido em 7 capítulos. No Capítulo 2 é apresentada uma revisão de trabalhos anteriores na área que abordam o tópico de ruído em refrigeradores e análises de contribuições de caminhos no ruído global do refrigerador.

No Capítulo 3 são apresentados os estudos experimentais desenvolvidos sobre a placa base ao longo do trabalho, sendo eles uma análise modal experimental e um escaneamento tridimensional dessa mesma placa, onde foi possível analisar as variações geométricas da placa em detalhe.

No Capítulo 4 são abordados os modelos numéricos que foram desenvolvidos para a placa base, além das diferentes formas em que se pode realizar o processo de otimização para o ajuste das propriedades geométricas e das propriedades do material consideradas no modelo.

No Capítulo 5 são avaliadas as forças transmitidas pelo compressor à placa base, através dos isoladores, e são apresentados resultados obtidos por meio de medições realizadas com diferentes tipos de isoladores para verificar as alterações nos espectros das forças transmitidas.

No Capítulo 6 são abordados os modelos numéricos da placa base quando em operação em um refrigerador, sendo analisados os modos do conjunto compressor, placa base, gabinete e tubulação. A seguir foi realizada uma análise harmônica com a aplicação das forças obtidas experimentalmente no sistema.

No Capítulo 7 é apresentada uma análise de radiação sonora do conjunto placa base e compressor e como a sua contribuição na radiação sonora se compara com a radiação sonora total do refrigerador.

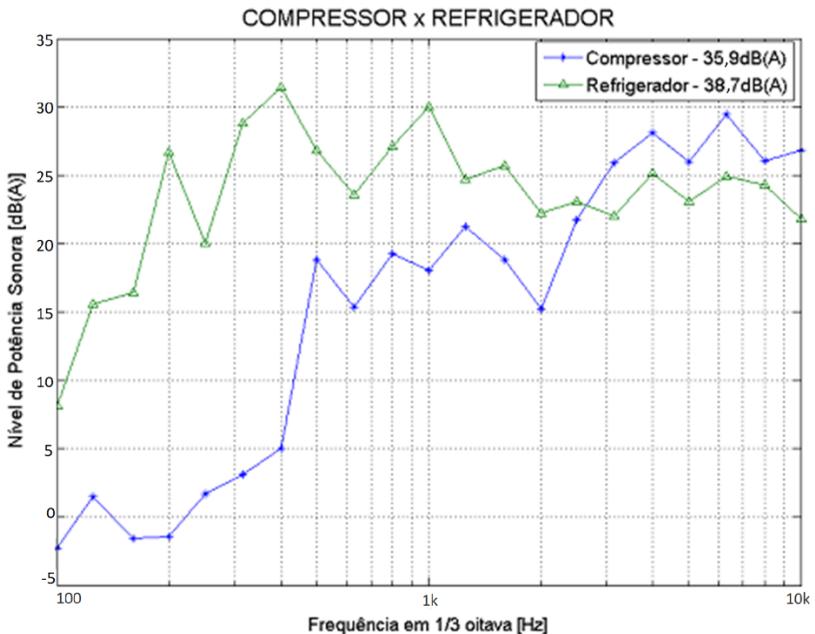
Ao final, no Capítulo 8, são apresentadas as considerações finais do trabalho, bem como as conclusões obtidas e as sugestões de trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 RUÍDO EM REFRIGERADORES

O compressor representa uma das fontes de geração de ruído em um refrigerador, que também pode apresentar outras fontes de ruído, tais como ventiladores, além do ruído induzido através da interação entre o compressor e sistema. Entretanto, ao se comparar o espectro do nível de potência sonora (SWL), medido em câmara reverberante, de um refrigerador com o compressor ligado com o espectro do ruído somente do compressor, observa-se que os espectros têm diferenças significativas. Na Figura 4 tem-se a comparação entre o espectro de um refrigerador e de seu respectivo compressor, e pode-se perceber que o espectro do refrigerador apresenta maior potência sonora em baixas frequências, até cerca de 2 kHz, e que o compressor tem seu ruído predominantemente a partir de 4 kHz.

Figura 4 - Comparação entre espectros de ruído de um compressor e de um refrigerador.



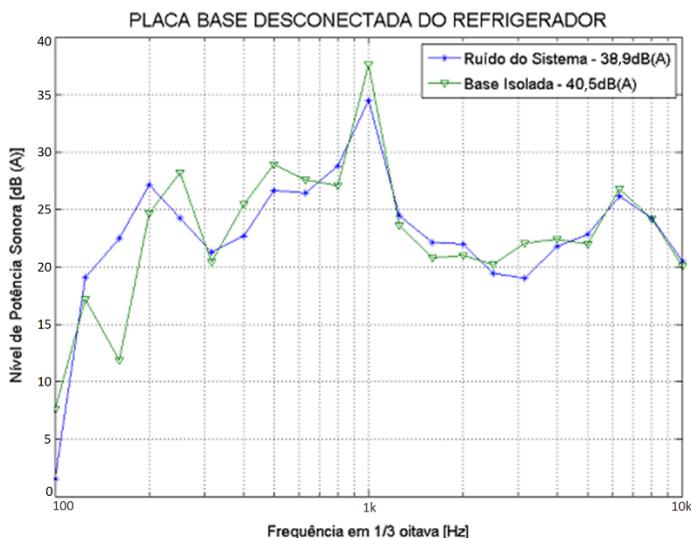
FONTE: CARVALHO (2008).

Comparando os espectros, nota-se que a contribuição, na forma de radiação direta, do compressor para o ruído total ocorre a partir de 3 kHz, que é a região onde ocorrem as primeiras frequências naturais da carcaça. Por outro lado, a partir dessas altas frequências, o ruído radiado pelo compressor é atenuado quando instalado no refrigerador, o que acontece a partir de 4 kHz. Abaixo dessas frequências, devido à inexistência de modos estruturais da carcaça, o compressor radia menor potência sonora. Assim, acredita-se que o ruído presente nas frequências abaixo de 2 kHz no espectro do refrigerador se deve ao ruído gerado por componentes do gabinete do refrigerador que são excitados pela vibração e pulsação do gás, geradas pelo compressor.

2.1.1 Análise de caminhos

CARVALHO (2008) desenvolveu um estudo experimental de fontes de ruído em um refrigerador de pequeno porte, com o objetivo de caracterizar a contribuição de cada um dos caminhos de propagação. Um dos experimentos desenvolvidos teve por finalidade obter o espectro de ruído do refrigerador com a placa base desconectada, ou seja, isolando a transmissão de vibração estrutural por este caminho. O espectro obtido é apresentado na Figura 5.

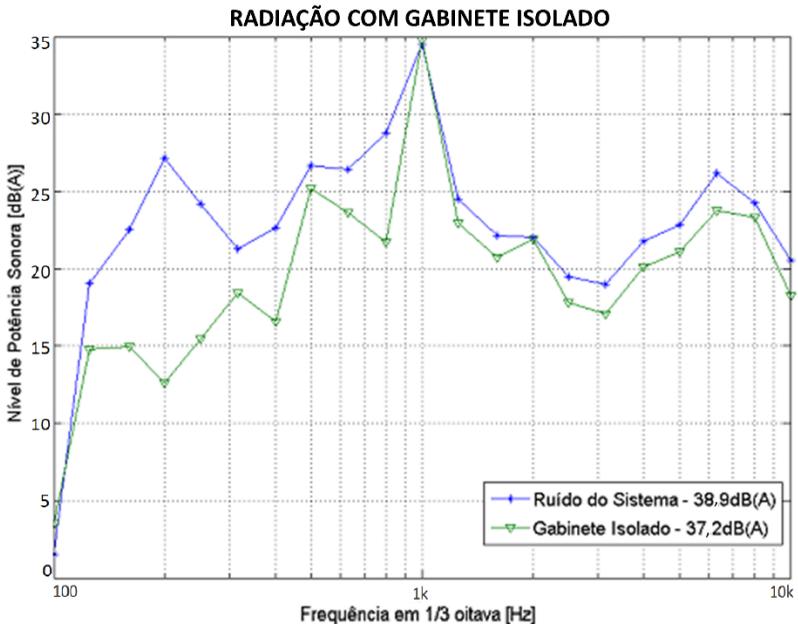
Figura 5 - Nível de Potência Sonora original e com a placa base desconectada.



FONTE: CARVALHO (2008).

Notou-se que houve uma redução no NPS de aproximadamente 12 dB na banda de 160 Hz com a base desconectada, o que indica que essas bandas possivelmente são excitadas pelos esforços transmitidos pelo compressor através da placa base. CARVALHO (2008) desenvolveu um segundo experimento, onde foi adicionado um isolamento do tipo barreira acústica em todas as superfícies do gabinete, reduzindo assim a contribuição da radiação sonora originada nas superfícies do gabinete em 0,9 dB no NPS total. Os resultados obtidos com este experimento são apresentados no gráfico da Figura 6.

Figura 6 - Nível de Potência Sonora original e com o gabinete isolado.

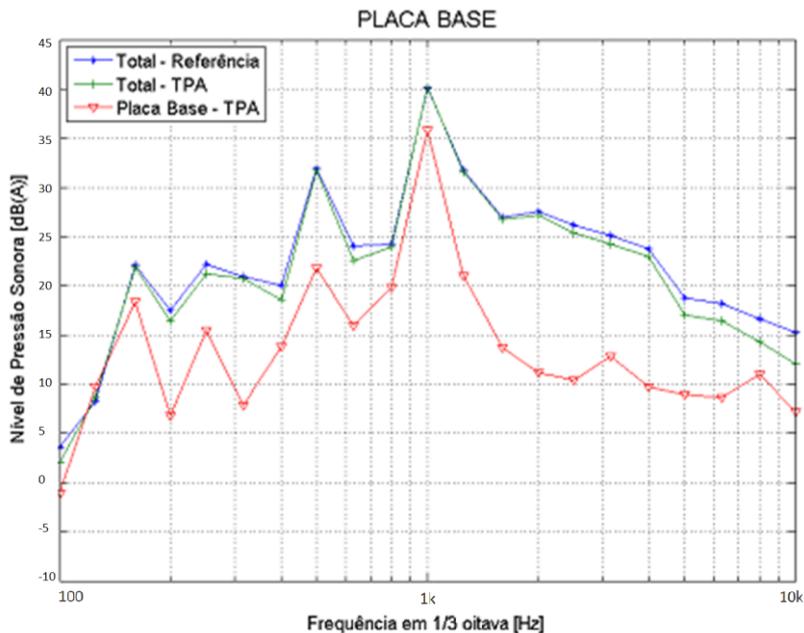


Fonte: CARVALHO (2008).

Nessa configuração também foi observada uma queda entre 125 e 200 Hz, e em outras faixas de frequência. Isso indica que, nas bandas de 125 a 200 Hz, possivelmente a radiação sonora é gerada pelas superfícies do gabinete, excitadas pela vibração do compressor e transmitida pela placa base. CARVALHO (2008) pode confirmar tais hipóteses através da realização de uma análise de caminhos de transferência operacional (TPA, do inglês *Transfer Path Analysis*), ensaio experimental que foi

realizado para determinar a contribuição de cada fonte ao ruído global do refrigerador. Na Figura 7 pode ser visto, na curva em vermelho, o resultado obtido para a contribuição da transmissão pela placa base para o nível de pressão sonora (SPL) obtido. No caso do refrigerador em estudo, foi obtido uma maior contribuição da placa base para o ruído total nas bandas de 125 Hz e 1 kHz, tendo nessas bandas valores de aproximadamente 3 dB abaixo do ruído do refrigerador.

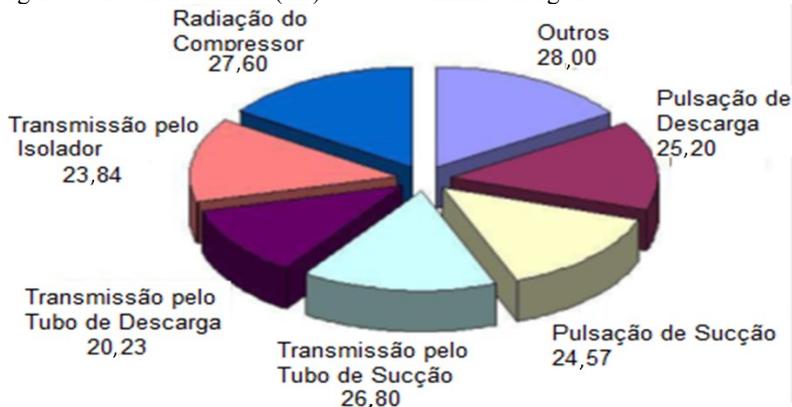
Figura 7 - Contribuição da Placa Base obtida via TPA Operacional.



Fonte: CARVALHO (2008).

Outro trabalho que trata da separação dos caminhos energéticos do refrigerador é de BRATTI *et al* (2012). Neste trabalho foi obtida experimentalmente a contribuição de cada caminho de energia na composição do ruído através de técnicas para eliminar caminhos de propagação de energia vibratória do compressor para o refrigerador. Os resultados obtidos estão sintetizados no gráfico da Figura 8.

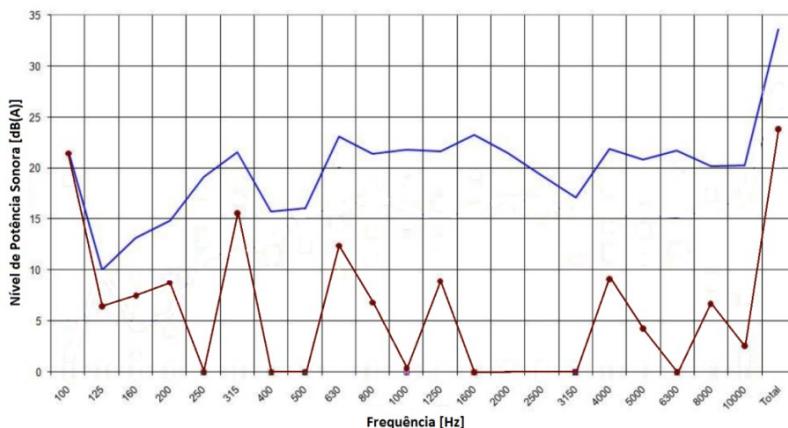
Figura 8 - Potência Sonora (dB) de cada caminho energético.



Adaptado de: BRATTI *et al.* (2012).

A contribuição através da placa base é caracterizada como transmissão pelos isoladores do compressor. O espectro de ruído gerado pela transmissão através da placa base pode ser visto no gráfico da Figura 9, onde se pode comparar com o espectro do ruído total do refrigerador. Observa-se que as menores diferenças entre o espectro do NWS gerado pela placa base e o NWS final do refrigerador ocorrem nas bandas de 100 Hz e 315 Hz.

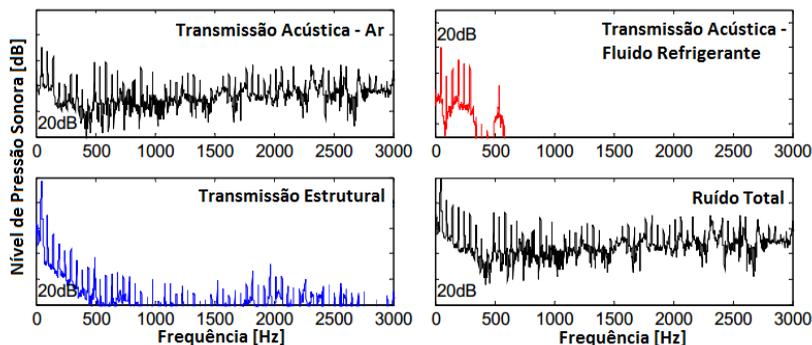
Figura 9 - Comparação entre ruído total do refrigerador (azul) e ruído gerado pela transmissão através da placa base (marrom).



Adaptado de: BRATTI *et al.* (2012).

MOORHOUSE (2005) desenvolveu um estudo em simulação numérica em que propõe uma separação entre os tipos de ruído gerados em um refrigerador, dividindo-os em três caminhos: dois acústicos e um estrutural. Ao se compararem os espectros de potência sonora pode-se observar que a transmissão acústica pelo ar gera ruído em todo o espectro, já a transmissão acústica via fluido refrigerante gera ruído predominantemente em baixas e médias frequências (abaixo de 1 kHz). Verifica-se também que a transmissão estrutural tem um espectro decrescente com a frequência, tendo contribuição relevante no ruído total apenas nas baixas frequências, abaixo de 500 Hz, enquanto o ruído total gerado por um refrigerador tem um espectro distribuído ao longo de toda a faixa de frequência, entre 0 e 3 kHz. Na Figura 10 podem-se observar os espectros apresentados por MOORHOUSE (2005) para cada um dos caminhos e para o ruído total do refrigerador.

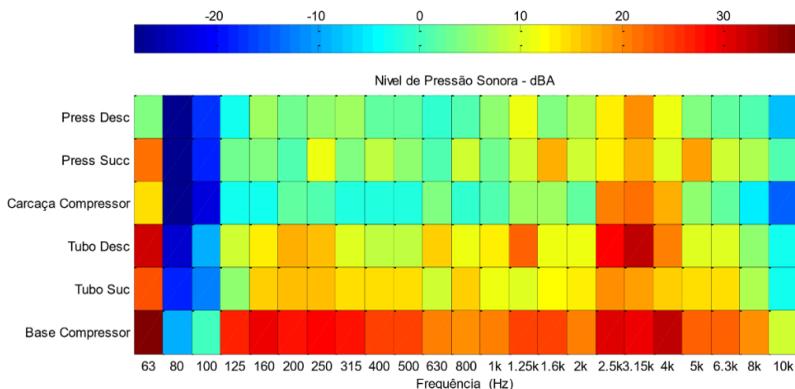
Figura 10 - Contribuição dos caminhos de transmissão no ruído total.



Adaptado de: MOORHOUSE (2005).

MARTINEZ (2014) desenvolveu um estudo para caracterização da contribuição de cada um dos caminhos no ruído de um refrigerador. Nesse estudo foi calculado o nível de pressão sonora (SPL) em bandas de terço de oitava para seis caminhos em que foi dividido o ruído de um refrigerador, considerando o compressor como principal fonte de excitação. Foram considerados como caminhos acústicos a carcaça do compressor (radiação direta) e as pulsações originadas na pressão de sucção e na pressão de descarga. Como caminhos estruturais, foram consideradas a transmissão de vibração pela base do compressor e pelas tubulações de sucção e descarga. A placa base foi considerado o principal caminho de 125 a 500 Hz. Essa contribuição pode ser vista na Figura 11.

Figura 11 - Contribuição dos caminhos para o ruído radiado pelo refrigerador.



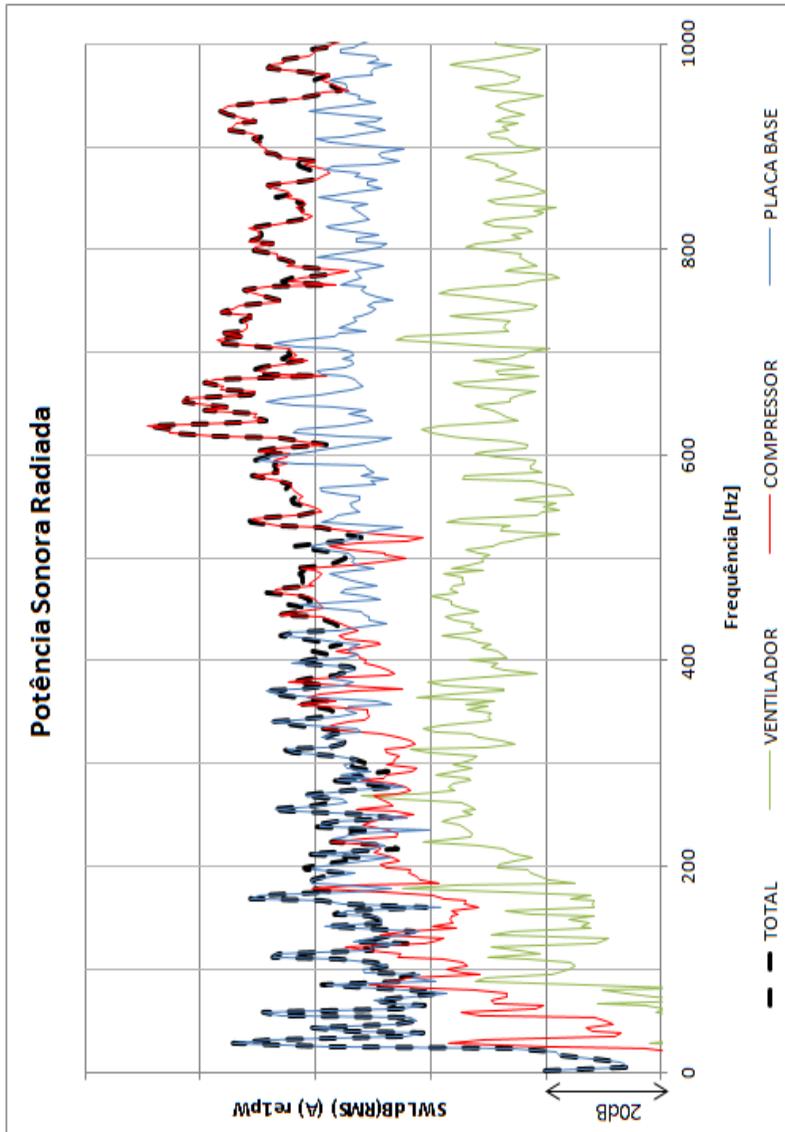
Fonte: MARTINEZ (2014)

Outro trabalho que aborda a relevância da placa base no ruído radiado pelo refrigerador foi desenvolvido por EMBRACO (2014) com base em um refrigerador de duas portas vertical, do tipo *side-by-side*, que utiliza um compressor de velocidade variável. Primeiramente foi realizada uma análise das formas de deflexões operacionais (ODS, do inglês *Operational Deflection Shapes*) do conjunto placa-base, compressor e corpo do ventilador, onde foram obtidas as velocidades de vibração em pontos discretizados das superfícies desse conjunto.

A partir disso, foi desenvolvido um modelo numérico do conjunto onde foram aplicadas essas velocidades de vibração nos pontos correspondentes e foi calculada a potência sonora radiada através do Método de Elementos de Contorno (BEM, do inglês *Boundary Element Method*). Assim, foi possível calcular, além da potência sonora total do conjunto, a potência sonora radiada pela estrutura de cada componente individualmente. Os resultados estão mostrados na Figura 12.

Analisando o gráfico, nota-se que o ruído radiado pela placa base é significativo na faixa de frequência até 500 Hz, na qual o ruído do conjunto é dominado pela parcela originária da placa base. A partir de 500 Hz, aproximadamente, a contribuição do ruído radiado pela placa base se mantém em níveis de potência similares, porém menos relevante para o ruído total radiado. Nas componentes superiores a 500 Hz o ruído radiado pelo compressor passa a ser predominante em relação ao ruído radiado pela placa base.

Figura 12 - Potência Sonora Radiada por cada componente do conjunto compressor, placa base e corpo do ventilador.



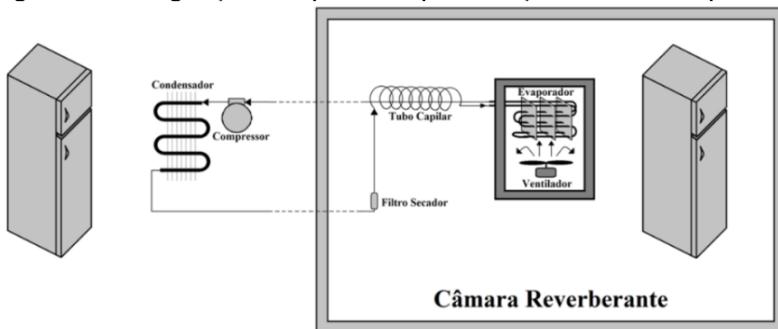
Fonte: EMBRACO (2014).

2.1.2 Ruído da evaporação

CAETANO (2013) desenvolveu um estudo experimental para caracterização do ruído gerado na região do evaporador pela expansão do gás, que gera um escoamento turbulento na saída do tubo capilar ao entrar no evaporador.

Para tal foi adaptado um circuito de refrigeração em que o condensador e compressor ficavam em um refrigerador na parte externa da câmara reverberante. Por sua vez, o filtro capilar, o evaporador e o ventilador ficavam em outro refrigerador na parte interna da câmara reverberante, possibilitando a medição da potência sonora desse conjunto somente. O esquema do experimento é mostrado na Figura 13 e os resultados obtidos são mostrados no gráfico da Figura 14.

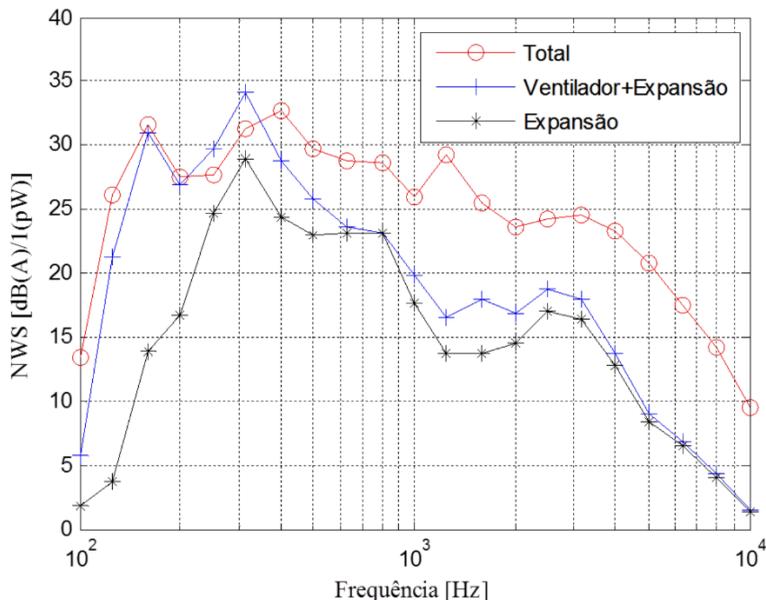
Figura 13 - Configuração do experimento para medição do ruído de expansão.



Fonte: CAETANO (2013)

Observando o espectro do nível de potência sonora, verifica-se que o ruído de expansão está concentrado na faixa de 300 Hz a 1000 Hz, sendo bastante relevante na banda de 315 Hz, principalmente quando considerada a presença do ventilador do evaporador.

Figura 14 - Comparação entre ruído de expansão e ruído total do refrigerador.

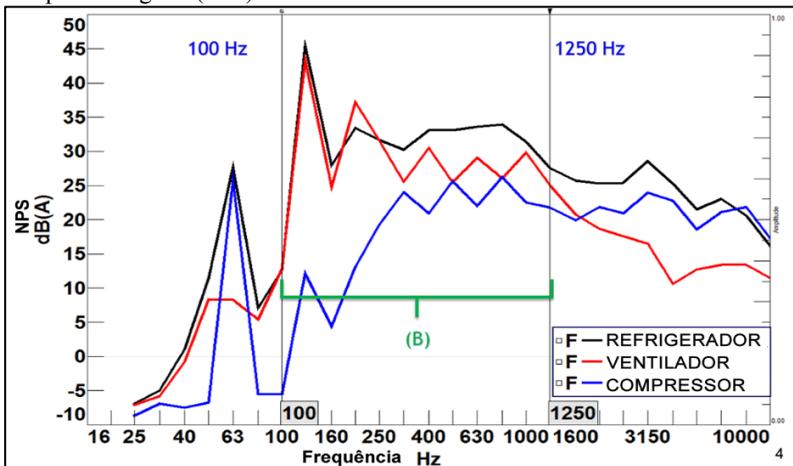


Fonte: CAETANO (2013)

CANCILIER (2017) estudou o ruído gerado por ventiladores axiais em um refrigerador típico com um ventilador no evaporador. Foi comparado o espectro do nível de pressão sonora do refrigerador em três condições: com compressor e ventilador ligados, com somente o compressor ligado e com somente o ventilador ligado. As medições foram realizadas na câmara reverberante com um microfone fixo.

Analisando o espectro, nota-se a importância do ruído de ventiladores na faixa de frequência entre 100 e 400 Hz, e a maior participação do compressor a partir da banda de 3150 Hz. Esses resultados podem ser vistos na Figura 15. É importante salientar que, tanto para o ventilador quanto para o compressor, o espectro de ruído medido pode ser devido à radiação própria dos componentes ou radiado pelo refrigerador, quando excitado de diferentes formas, sejam elas estruturais, através do campo acústico no ar ou no fluido refrigerante.

Figura 15 - Pressão sonora medida de um refrigerador. Ruído global do refrigerador (preto), somente ventiladores ligados (vermelho) e somente compressor ligado (azul).

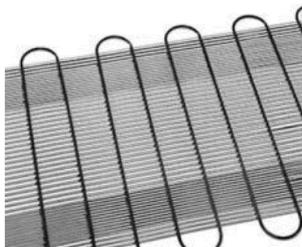


Fonte: CANCELIER (2017)

2.1.3 Ruído da descarga

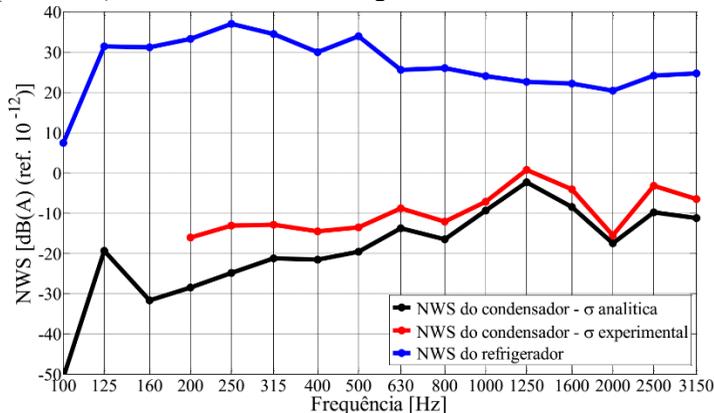
HENSE (2015) desenvolveu um trabalho para a caracterização do ruído gerado através do condensador externo de um refrigerador. Conforme observado na Figura 17, ficou caracterizado, para o refrigerador em questão, que a radiação direta do condensador não é significativa em relação ao ruído total do refrigerador. Isto se deve à baixa eficiência de radiação da estrutura do condensador utilizado. O refrigerador estudado por HENSE (2015) utilizava um condensador externo do tipo arame sobre tubo de convecção natural, mostrado na Figura 16.

Figura 16- Condensador tipo arame sobre tubo de convecção natural.



Fonte: COLOMBO (2014)

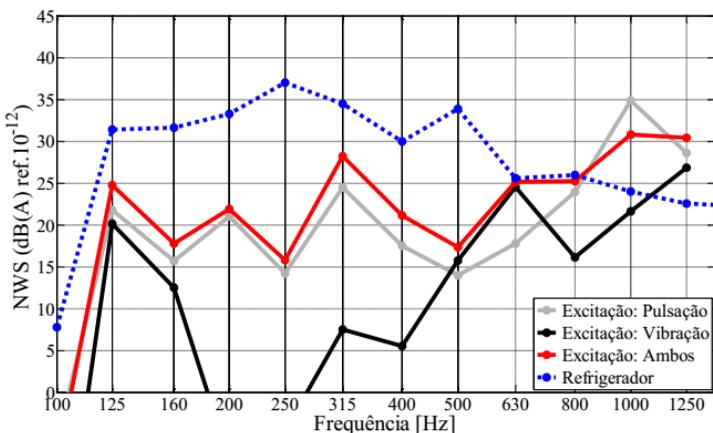
Figura 17 - Comparação entre radiação direta do condensador externo (analítica e experimental) com o ruído total do refrigerador.



Fonte: HENSE (2015)

Apesar da baixa radiação sonora do condensador estudado por HENSE (2015), o mesmo fez um estudo da geração de ruído do gabinete através da transmissão de forças pelo condensador, e comprovou a importância desse caminho no ruído total do refrigerador. A contribuição do condensador para o ruído total do refrigerador, tanto quando excitado pela vibração estrutural vinda do compressor, ou pela pulsação do gás na parte interna do condensador é apresentada no gráfico da Figura 18.

Figura 18 - Comparação da radiação sonora do gabinete quando excitada nos pontos de fixação do condensador com o ruído total do refrigerador.



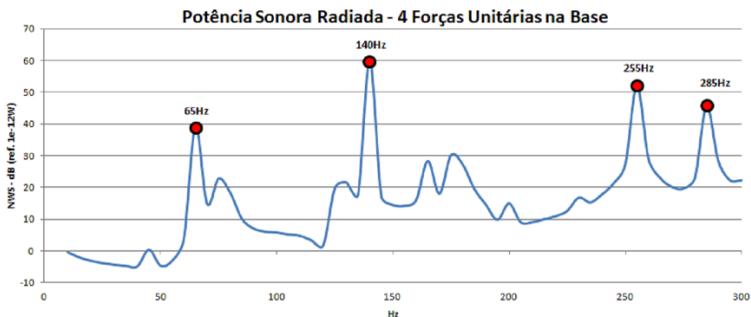
Fonte: HENSE (2015).

Observando o gráfico da Figura 18, nota-se que o ruído gerado pela vibração e pulsação de descarga tem uma participação importante no ruído do refrigerador, principalmente nas bandas de 125 Hz e entre 630 Hz e 1250 Hz.

2.1.4 Gabinete

BRINGHENTI (2012) caracterizou as propriedades mecânicas dos materiais que formam o gabinete do refrigerador, desenvolveu um modelo utilizando o método dos elementos finitos (FEM) e realizou uma análise da radiação sonora do gabinete utilizando o método dos elementos de contorno (BEM). Neste modelo foram aplicadas quatro forças unitárias nos pontos do gabinete onde é fixada a placa base do refrigerador, obtendo um espectro de potência sonora radiada, mostrado na Figura 19. Observando o espectro, nota-se a presença de quatro picos na amplitude entre 0 e 300 Hz, regiões onde existem as frequências naturais da estrutura, que tornam o gabinete um bom radiador de ruído nessas frequências. Assim, deseja-se que a placa transmita esforços mínimos nas frequências próximas a esses picos.

Figura 19 - Potência Sonora radiada pelo gabinete quando excitado nos pontos de fixação da placa base.

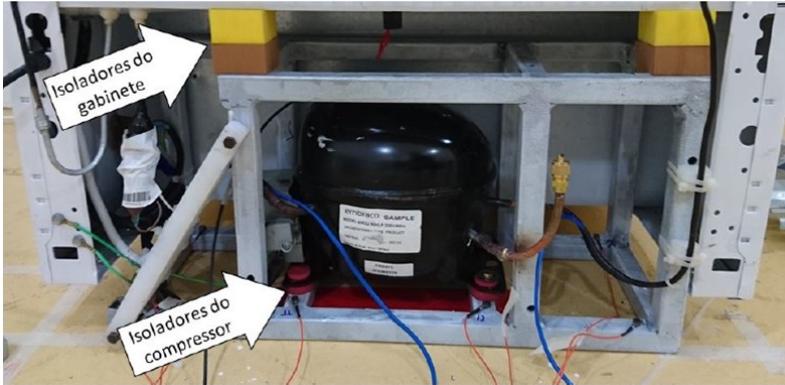


Fonte: BRINGHENTI (2012).

MARTINS (2016) desenvolveu um estudo experimental referente à placa base de um refrigerador típico, cujo objetivo foi avaliar experimentalmente a contribuição da transmissão de vibração através da placa base e propor configurações alternativas de montagem do refrigerador visando a redução do ruído gerado na operação do sistema.

Para tal, foi construída uma estrutura rígida de barras de aço (*frame*), apoiada no piso, sem contato com o gabinete, no qual o compressor fica montado sobre isoladores de borracha, e as tubulações de sucção e descarga são fixadas nessa mesma estrutura. O gabinete do refrigerador fica apoiado sobre a mesma através de isoladores de borracha. A configuração dessa montagem pode ser vista na Figura 20.

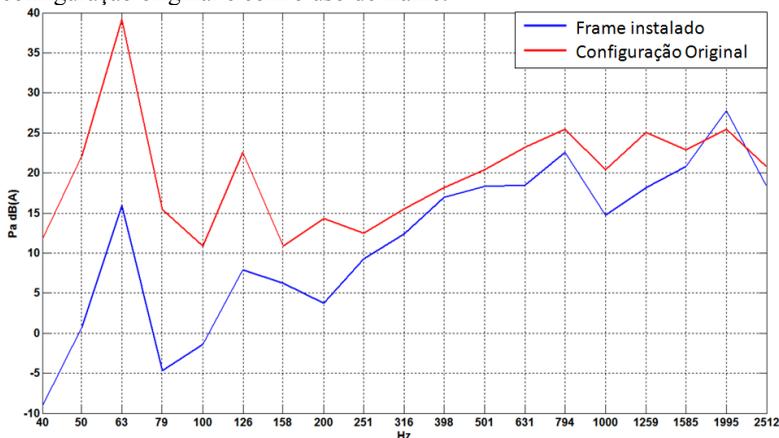
Figura 20 - Configuração alternativa de montagem do compressor no gabinete do refrigerador com o uso da estrutura.



Fonte: MARTINS (2016).

Para avaliar o efeito desse isolamento de caminhos no ruído em operação foi realizada uma medição de pressão sonora com um microfone estático posicionado a 70 cm da parte traseira do refrigerador. É possível observar que, através dessa montagem rígida com a estrutura desacoplada do restante do gabinete, obtém-se uma redução significativa na pressão sonora medida próximo ao refrigerador em baixa e média frequência, até 2,5 kHz. Os resultados obtidos com a configuração original e com a montagem com a estrutura são apresentados na Figura 21.

Figura 21 - Pressão sonora medida a 70 cm da parte traseira do refrigerador para configuração original e com o uso de frame.



Fonte: MARTINS (2016).

2.2 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Nesse capítulo foram revisados trabalhos anteriores sobre ruído de refrigeradores realizados por diversos pesquisadores em diferentes modelos de sistemas de refrigeração, que podem ter diferentes características de ruído. Observa-se que, das análises realizadas com objetivo de caracterizar a importância dos diferentes caminhos de transmissão de energia vibratória, a transmissão de energia vibroacústica do compressor para o restante do refrigerador pelo caminho estrutural tem grande contribuição no ruído do refrigerador, na faixa de até 500 Hz, aproximadamente.

Nesse contexto, a placa base do refrigerador além de atender aos requisitos de sua função primária em um refrigerador, de elemento estrutural de fixação do compressor, de apoio ao compressor e transporte do gabinete, deve também atender aos requisitos de projeto visando a redução do ruído global do sistema, de forma que a placa base atue como um filtro de transmissão de energia vibratória do compressor para o restante do gabinete e tenha uma baixa radiação sonora própria.

No capítulo seguinte será apresentado um estudo experimental para caracterização geométrica e de materiais da placa base do refrigerador em estudo.

3 ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL DA PLACA BASE

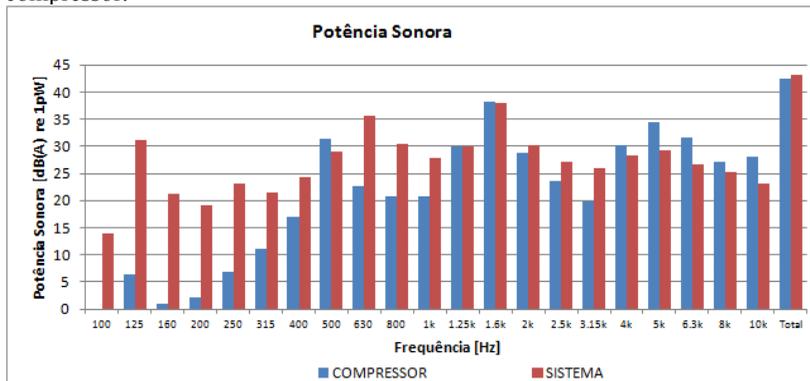
O refrigerador escolhido para a análise da placa base foi um refrigerador de uma porta de 342 litros, equipado com um compressor Embraco (modelo EM2S60HLP) projetado para operar em tensão de 220 volts e frequência de 60 Hz de alimentação da rede, com velocidade rotacional fixa de 3600 rpm. Na Figura 22 tem-se uma foto da placa base do refrigerador objeto deste estudo. O Anexo A traz as imagens e características do refrigerador utilizado no trabalho.

Figura 22 - Placa base do refrigerador.



Na Figura 23 são comparados os espectros do nível de potência sonora do refrigerador com o ciclo estabilizado e do compressor, medidos pelo método da comparação em câmara reverberante, conforme norma ISO 3741:2010, em bandas de terço de oitava. O valor global da potência sonora do refrigerador (sistema) é 42,5 dB(A). E para o compressor apenas, em uma condição estabilizada, a potência sonora total é 41,5 dB(A).

Figura 23 - Espectro de Ruído do Refrigerador CRB39 e do respectivo compressor.

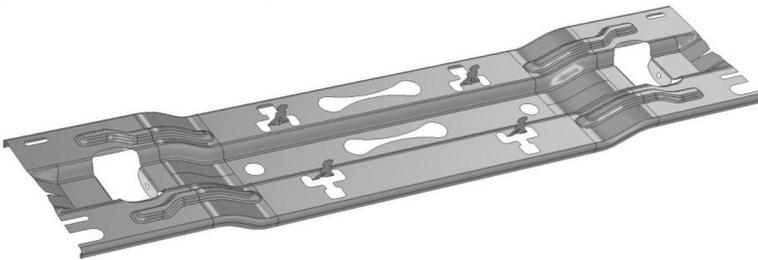


Observando o gráfico, é possível perceber a diferença entre os espectros de potência sonora do refrigerador e apenas do compressor. Apesar do compressor ser a principal fonte de excitação presente no sistema de refrigeração, pode-se afirmar que a radiação direta do compressor é responsável predominantemente pelo ruído em altas frequências, acima de 4kHz, para as quais o refrigerador atua como um atenuador do ruído radiado pelo compressor. Para o restante do espectro, o ruído total do refrigerador será uma combinação do ruído do compressor com o de outras fontes de ruído presentes no refrigerador, tanto por vibração, pulsações de sucção e descarga, escoamento do fluido e, eventualmente, ventiladores que podem estar presentes no sistema.

Conforme resultado apresentado na Figura 12 do Capítulo 2, é esperada uma contribuição significativa da placa base no ruído total do sistema. Essa contribuição pode se caracterizar de duas maneiras, sendo uma através da vibração originada no compressor que é transmitida ao restante do sistema pela placa base, e outra através da radiação da própria placa base excitada pela energia vibratória resultante do funcionamento do compressor.

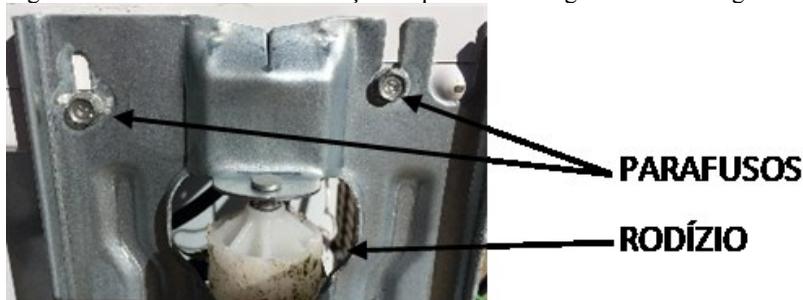
A placa base tem dimensões de 574 mm de comprimento, 134 mm de largura, 33,5 mm de altura e é constituída por uma chapa estampada de aço galvanizado de espessura nominal 1,25 mm. A massa medida da placa é de 853 gramas. Uma imagem do modelo CAD da placa pode ser vista na Figura 24.

Figura 24 - Modelo CAD da placa base.



Esta placa é instalada na parte traseira do gabinete, fixada por 4 parafusos nas suas extremidades, como mostra a Figura 25. Na placa base são instalados também um par de eixo e roda (rodízios), que tem função de facilitar a movimentação do refrigerador e ficam em contato permanente com o piso, atuando como apoio do refrigerador.

Figura 25 - Posicionamento e fixação da placa base no gabinete do refrigerador.



Sobre a placa base é instalado o compressor com isoladores de material elástico, que se encaixam em quatro abas presentes na placa. Nessas abas são colocados dispositivos de fixação para que o compressor não descaixe durante qualquer movimentação do refrigerador, principalmente durante o transporte. Esses dispositivos são colocados de forma a não comprimir os isoladores, para que os mesmos sofram deformação devido apenas ao peso do compressor.

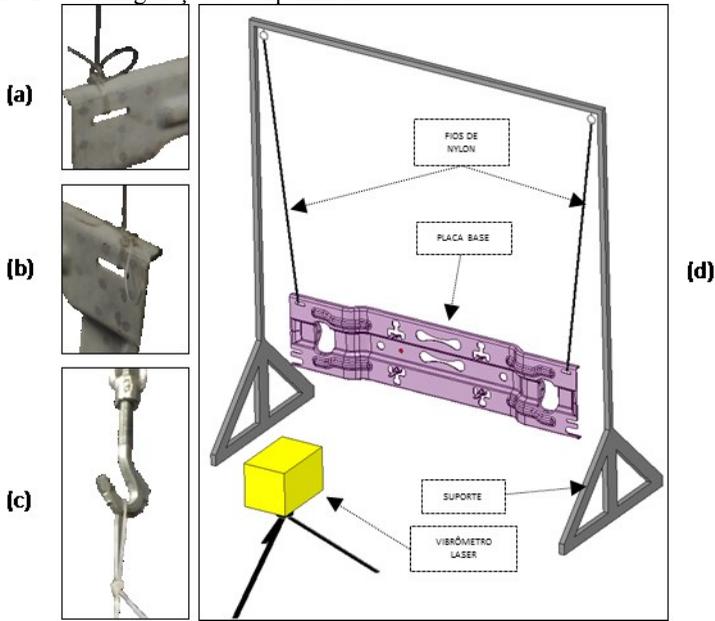
3.1 ANÁLISE MODAL

Segundo EWINS (2000), o objetivo de uma análise modal é a determinação dos parâmetros modais de uma estrutura. Esses parâmetros são as frequências naturais, a razão de amortecimento e as formas modais. O procedimento para essa determinação consiste em três etapas:

- 1) a medição de uma série de mobilidades ou acelerações da estrutura;
- 2) a análise dessas curvas usando um procedimento adequado de ajuste de curvas;
- 3) a combinação desses resultados de ajuste para a construção do modelo da placa base.

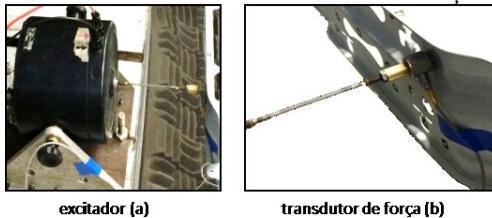
Para a realização da análise modal foi utilizada condição livre-livre, em que a placa foi suspensa em um suporte por dois fios de nylon, conforme mostrado no esquema do experimento da Figura 26.

Figura 26 - Configuração do experimento.



Para a excitação da placa foi utilizado um excitador eletrodinâmico (*shaker*), do fabricante Bruel & Kjaer, modelo 4809, alimentado com um amplificador do mesmo fabricante, modelo 2718, cujo sinal de entrada foi um sinal harmônico com varredura de frequência (*sweep*) que foi continuamente repetido, gerado pelo próprio analisador de sinais, modelo Polytec, utilizado na aquisição dos sinais. Esse tipo de sinal foi utilizado, uma vez que proporcionou a melhor coerência entre os sinais de velocidade de vibração e força de entrada, quando comparado ao sinal de excitação do tipo ruído branco. A Figura 27 mostra a fixação do excitador à placa base.

Figura 27 - Posicionamento do excitador e transdutor de força na placa base.



excitador (a)

transdutor de força (b)

O excitador foi posicionado em somente 1 ponto da placa, no lado inferior, em oposição ao lado de aquisição dos sinais pelo vibrômetro, em uma região intermediária, buscando evitar regiões nodais dos primeiros modos da placa, de forma a evitar que algum modo não seja excitado pela aplicação da força.

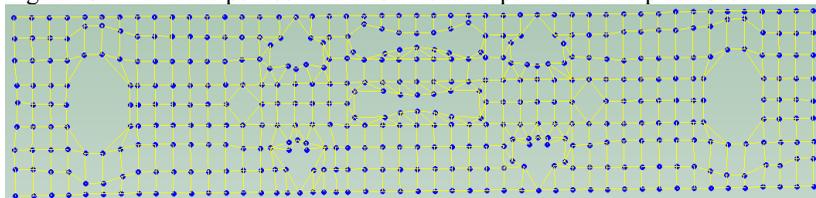
Para a aquisição dos sinais de resposta foi utilizado o vibrômetro de varredura do fabricante Polytec, modelo PSV-500. O equipamento consiste de um vibrômetro laser com uma cabeça de varredura móvel acompanhado de um analisador de sinais com gerador e um *software* para configuração e tratamento dos sinais de acordo com a geometria a ser testada. O vibrômetro utilizado pode ser visto na Figura 28.

Figura 28 - Vibrômetro laser de varredura PSV-500.



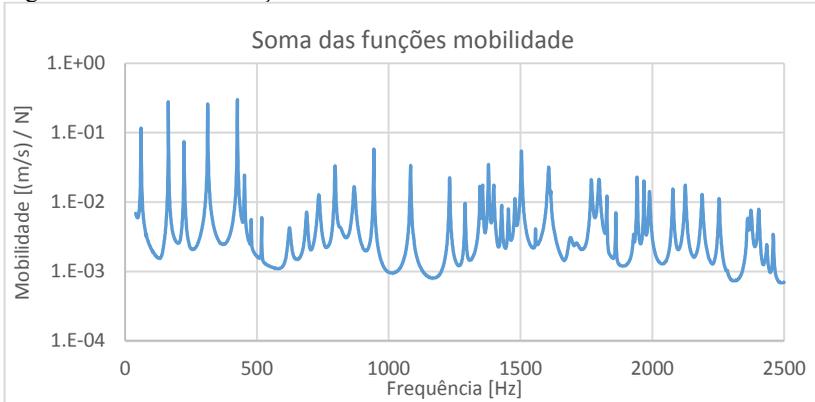
Adotou-se uma malha experimental composta por 441 pontos para a aquisição dos sinais de vibração com o vibrômetro, conforme a Figura 29. Buscou-se uma distância entre pontos menor que 20 mm, o que garante a análise com suficientes pontos por comprimento de onda dentro da faixa de frequência de interesse (até 1kHz). Como a aquisição do vibrômetro é um sinal de velocidade, foram obtidas funções mobilidade da placa base. Desenvolveu-se a aquisição dos sinais considerando frequência máxima de 2,5 kHz, frequência mínima de 40 Hz, 3150 linhas espectrais resultando em uma resolução de frequência de 0,781 Hz. Foi adotada a média de 5 amostras em cada ponto de medição.

Figura 29 - Malha de pontos da análise modal experimental da placa base.



A varredura na frequência ocorreu de forma linear em 6,15 segundos, à taxa de 400 Hz/s. Foi escolhido o início em 40 Hz para evitar a excitação dos modos de corpo rígido da placa com o suporte, o que poderia causar danos ao excitador. Na Figura 30, é possível ver a amplitude da soma das funções mobilidade obtidas.

Figura 30 - Soma das funções mobilidade obtidas.



Foram também avaliadas as funções de coerência (γ^2) durante o procedimento de medição das funções resposta em frequência mostradas nas Figuras 31 e 32, sendo uma pontual e outra de transferência. Observando as funções coerência, nota-se que houve valores próximos a 1 em todo o espectro, havendo somente uma queda próximos às frequências naturais da placa.

Figura 31 - Função coerência (γ^2) pontual.

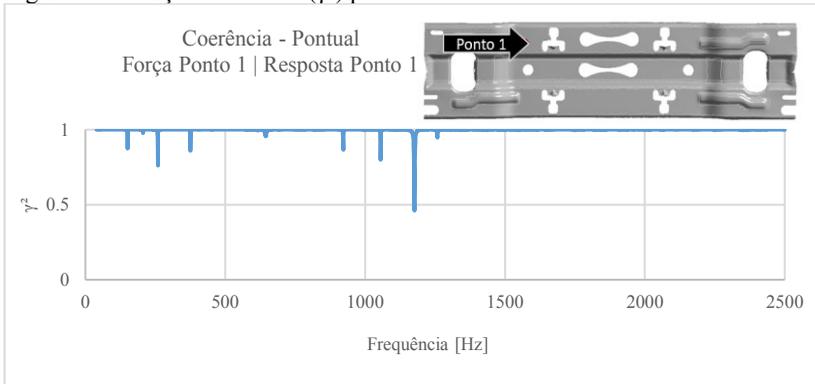
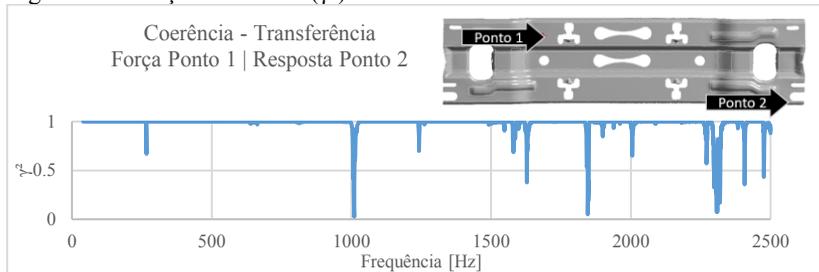


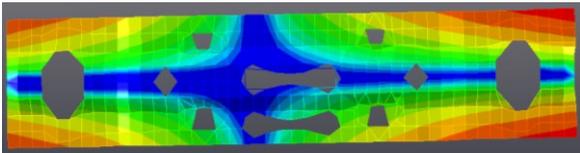
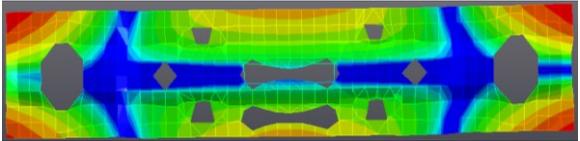
Figura 32 - Função coerência (γ^2) de transferência.

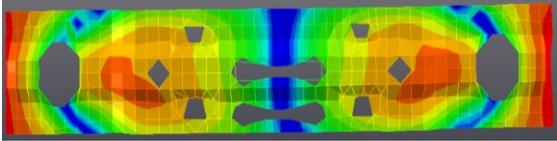
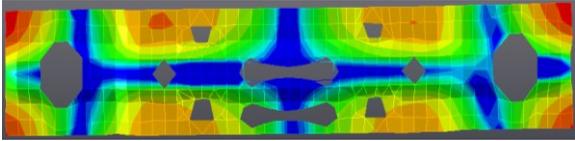


Para a determinação das formas modais e fatores de amortecimento foi utilizado o *software* comercial Test.Lab fornecido pela Siemens, com o qual foram processadas as FRF obtidas com o vibrômetro laser dos pontos da placa e verificados os modos da placa.

Foram encontrados 37 modos até 2000 Hz, sendo os cinco primeiros modos mostrados no Quadro 1, abaixo. As demais formas modais, até o décimo modo, podem ser encontradas no Apêndice B.

Quadro 1 - Cinco primeiros modos de vibração da placa base obtidos experimentalmente.

1º Modo	
$f_n = 54,1$ Hz	
$\zeta = 0,24\%$	
2º Modo	
$f_n = 164,1$ Hz	
$\zeta = 0,09\%$	
3º Modo	
$f_n = 222,0$ Hz	
$\zeta = 0,14\%$	

4° Modo	
$f_n = 314,0 \text{ Hz}$	
$\zeta = 0,08\%$	
5° Modo	
$f_n = 425,9 \text{ Hz}$	
$\zeta = 0,06\%$	

Com o objetivo de verificar a consistência dos resultados obtidos, foi realizada uma análise de Auto MAC (*Modal Assurance Criterion* ou Critério de Confiança Modal), com o qual pode-se verificar se os autovetores obtidos experimentalmente para as formas modais têm correlação entre si. Valores próximos a 1,0 indicam alta correlação entre os modos, e valores próximos de 0 indicam que os autovetores são linearmente independentes. O conceito da análise de MAC será melhor abordado no Capítulo 4.

Os valores obtidos podem ser vistos no Quadro 2. Observando os valores da tabela de auto MAC, nota-se que não há valores próximos a 1 fora da diagonal principal. Isto indica que, para esses 12 modos analisados, não há uma correlação alta entre dois modos quaisquer dessa base e, portanto, que não há a presença de modos duplicados na base modal obtida, isto é, modos com a mesma frequência natural.

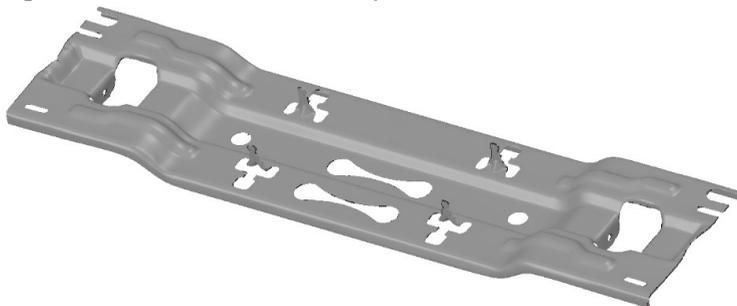
Quadro 2 - Valores de auto MAC para a base modal obtida experimentalmente.

Auto MAC experimental		MODOS EXPERIMENTAIS											
		#1 54,1 Hz	#2 164,1 Hz	#3 222,0 Hz	#4 314,0 Hz	#5 425,9 Hz	#6 452,8 Hz	#7 478,6 Hz	#8 518 Hz	#9 623,4 Hz	#10 688,8 Hz	#11 734,7 Hz	#12 796,2 Hz
MODOS EXPERIMENTAIS	#1 54,1 Hz	1,000	0,000	0,000	0,000	0,003	0,000	0,001	0,000	0,002	0,000	0,005	0,002
	#2 164,1 Hz	0,000	1,000	0,000	0,000	0,000	0,001	0,001	0,006	0,019	0,016	0,005	0,003
	#3 222,0 Hz	0,000	0,000	1,000	0,000	0,000	0,002	0,001	0,010	0,074	0,031	0,000	0,004
	#4 314,0Hz	0,000	0,000	0,000	1,000	0,003	0,003	0,009	0,000	0,000	0,000	0,002	0,000
	#5 425,9Hz	0,003	0,000	0,000	0,003	1,000	0,008	0,005	0,000	0,000	0,003	0,006	0,002
	#6 452,8Hz	0,000	0,001	0,002	0,003	0,008	1,000	0,000	0,000	0,000	0,007	0,001	0,001
	#7 478,6Hz	0,001	0,001	0,001	0,009	0,005	0,000	1,000	0,004	0,000	0,000	0,002	0,000
	#8 518Hz	0,000	0,006	0,010	0,000	0,000	0,000	0,004	1,000	0,004	0,010	0,001	0,001
	#9 623,4Hz	0,002	0,019	0,074	0,000	0,000	0,000	0,000	0,004	1,000	0,057	0,020	0,032
	#10 688,8Hz	0,000	0,016	0,031	0,000	0,003	0,007	0,000	0,010	0,057	1,000	0,056	0,013
	#11 734,7Hz	0,005	0,005	0,000	0,002	0,006	0,001	0,002	0,001	0,020	0,056	1,000	0,008
	#12 796,2Hz	0,002	0,003	0,004	0,000	0,002	0,001	0,000	0,001	0,032	0,013	0,008	1,000

3.2 ANÁLISE TRIDIMENSIONAL DA GEOMETRIA DA PLACA

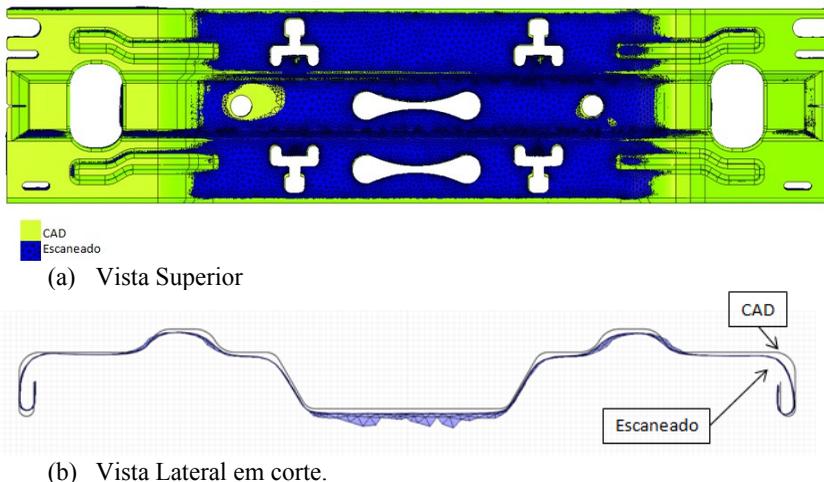
Com o objetivo de evitar eventuais dúvidas com relação à geometria real da placa fabricada em comparação com o modelo CAD, foi realizada uma análise tridimensional da geometria da mesma através de um scanner óptico. Tal análise possibilitou obter uma malha de elementos que representam o contorno externo da placa. Uma imagem da geometria escaneada da placa é apresentada na Figura 33.

Figura 33 - Geometria escaneada da placa base.



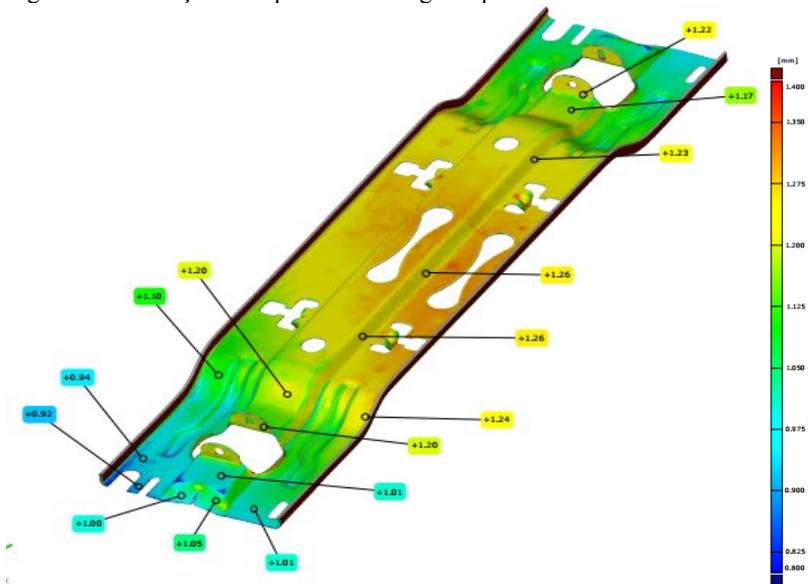
Com base na geometria real da placa obtida, foi realizada uma análise dimensional comparativa com o modelo CAD com o objetivo de verificar possíveis desvios da geometria real. Para essa análise, foram alinhados os dois modelos pelos pontos de fixação da placa no refrigerador. Os desvios observados do modelo CAD com relação a geometria escaneada foram da ordem de 2 mm. Observando na seção transversal, nota-se que os desvios são maiores nas regiões de dobra da placa, principalmente nas bordas externas, tal como pode ser observado na Figura 34-b.

Figura 34 - Comparação entre geometria nominal (CAD) e escaneada.



Ainda utilizando a geometria escaneada foi realizada uma análise de espessura da placa ao longo de seções da placa. A espessura mínima encontrada na placa foi de 0,92 mm, em uma região de repuxo de material no processo de dobra, enquanto que a espessura máxima encontrada foi de 1,26 mm. Na imagem abaixo pode-se observar a variação da espessura ao longo da placa.

Figura 35 - Variação de espessura ao longo da placa base.



A análise completa, com as outras seções, encontra-se no Apêndice A.

3.3 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Neste capítulo foi abordada a caracterização experimental da placa base, através de uma análise modal experimental, em que foram obtidas as frequências naturais, formas modais e fatores de amortecimento para frequências até 2 kHz, em condição livre-livre. Os dados obtidos nessa análise modal experimental serão utilizados no próximo capítulo como dados de referência para o desenvolvimento de um modelo numérico da mesma.

Foi também realizada, neste capítulo, uma análise da variação dimensional da geometria real da placa através de um escaneamento tridimensional, em que foram constatados desvios presentes no modelo real quando comparado ao modelo CAD. Também foi possível constatar, com esse modelo, as variações da sua espessura, o que possivelmente se deve ao processo de fabricação da mesma, realizado por cortes, estampagem e dobras.

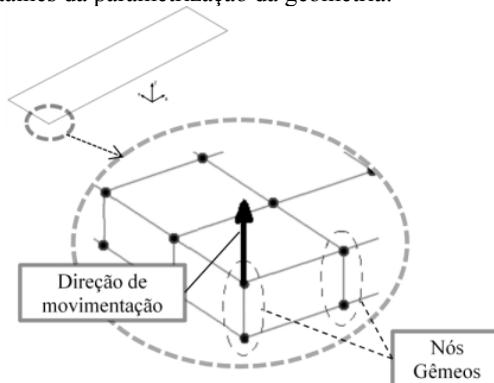
4 MODELO NUMÉRICO

Após a caracterização experimental das frequências naturais, formas modais e fatores de amortecimento modal da placa base para a condição livre-livre, tornou-se possível o desenvolvimento de um modelo numérico cujas propriedades mecânicas e geométricas pudessem ser ajustadas para representar de forma assertiva o seu comportamento dinâmico.

Para o desenvolvimento de tal modelo, além do estudo das variações geométricas com relação ao modelo CAD, será utilizado um processo de otimização para ajuste dos parâmetros de material da placa. Será utilizado o Método dos Elementos Finitos (FEM) para a concepção do modelo físico da placa base, e será utilizado um procedimento de otimização paramétrica para ajuste das propriedades mecânicas a partir de uma geometria definida. As funções objetivo a serem utilizadas serão as frequências naturais obtidas na análise modal experimental apresentada no Capítulo 3.

Outras formas de parametrização que podem ser usadas para problemas similares são a otimização dimensional e otimização de forma. GUESSER (2014), utiliza um procedimento de otimização de forma de uma placa baseado na movimentação dos nós de uma malha constituída por elementos sólidos. Nesta metodologia, o autor fixa a movimentação dos nós gêmeos que constituem a espessura da placa para que ocorra apenas na direção transversal, mantendo a espessura constante, como se pode observar na Figura 36.

Figura 36 - Detalhes da parametrização da geometria.



Fonte: GUESSER (2014).

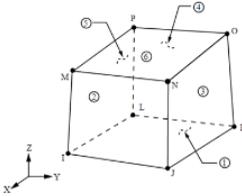
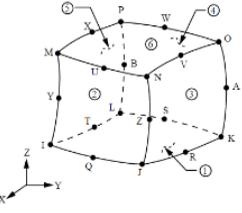
O uso de elementos sólidos permitiu facilitar a análise de sensibilidades necessária (cálculo dos gradientes das funções de desempenho) para a solução do problema de otimização baseado em um método gradiente. Os autovalores do sistema foram utilizados para a obtenção de uma função objetivo que, quando maximizada, promove a remoção de modos estruturais próximos das frequências de operação do compressor.

4.1 PARÂMETROS DO MODELO NUMÉRICO

Previamente à definição das propriedades do material da placa base que serão ajustadas através do procedimento de otimização, foi realizado um estudo para a escolha do tipo de modelo de elementos finitos a ser utilizado nas simulações. Inicialmente, estudou-se qual seria o tipo de elemento adequado às simulações que seriam feitas. Foram analisados quatro tipos de elemento: tipos sólido e casca, lineares e quadráticos (com nós intermediários), mostrados no Quadro 3, juntamente com uma breve descrição dos mesmos.

Quadro 3 -Tipos de elemento avaliados.

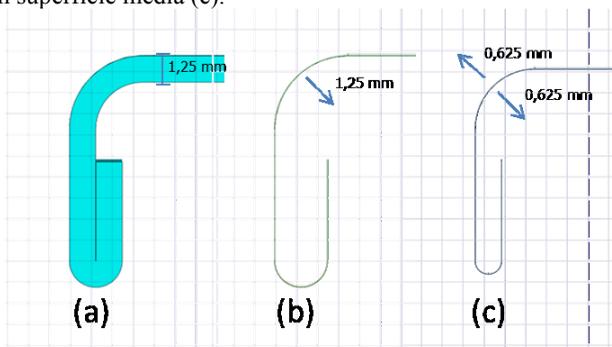
Tipo de elemento	Descrição	Imagem
<i>Shell181</i>	Elemento do tipo casca, linear (sem nós intermediários), com forma triangular ou quadrangular, com 3 nós e 6 graus de liberdade por nó para forma triangular e 4 nós e 8 graus de liberdade para forma quadrangular.	
<i>Shell281</i>	Elemento do tipo casca, quadrático (com nós intermediários), com forma triangular ou quadrangular, com 6 nós e 6 graus de liberdade por nó para forma triangular e 8 nós e 8 graus de liberdade para forma quadrangular.	

<p><i>Solid185</i></p>	<p>Elemento do tipo sólido, linear (sem nós intermediários), com forma hexaédrica, prismática, tetraédrica ou piramidal, com 8 nós e 3 graus de liberdade por nó para forma hexaédrica.</p>	
<p><i>Solid186</i></p>	<p>Elemento do tipo sólido, quadrático (com nós intermediários), com forma hexaédrica, prismática, tetraédrica ou piramidal, com 20 nós e 3 graus de liberdade por nó para a forma hexaédrica.</p>	

Adaptado de: ANSYS (2017).

Para a análise dos tipos de elemento, foi utilizada a geometria nominal da placa para a análise com elementos sólidos, e para os elementos de tipo casca, foi realizada a análise com duas superfícies distintas. A primeira foi a superfície média da placa, em que a espessura do elemento cresce metade da espessura em cada direção normal à superfície. A segunda análise foi realizada com a superfície superior da placa, com o elemento crescendo a espessura toda para o lado inferior da placa. A diferença entre as três condições pode ser visto para uma seção da placa na Figura 37.

Figura 37 - Elemento sólido (a), o elemento casca com superfície superior (b) e casca com superfície média (c).



Foi utilizada a espessura nominal da placa base, de 1,25 mm, e as propriedades de material utilizadas foram as nominais do aço 1020 laminado a quente, que podem ser vistas no Quadro 4. Essa análise foi realizada com o objetivo de viabilizar a simulação numérica da superfície real da placa obtida com escaneamento tridimensional.

Quadro 4 - Propriedades nominais do aço 1020 laminado a quente.

Propriedade	Valor
Densidade [kg/m ³]	7870
Coefficiente de Poisson	0,29
Módulo de Elasticidade [GPa]	186

Fonte: MATWEB (2017).

A análise modal numérica foi realizada utilizando uma condição de contorno livre-livre, que será a condição adotada nas simulações para correlacionar a análise modal numérica com a análise modal experimental, abordada no Capítulo 3. Foi adotado um tamanho padrão de elemento de 1 mm e como parâmetro de comparação foi utilizada a frequência natural do primeiro modo da placa base, e foi adotada como referência para a análise a frequência obtida com o elemento tipo *Shell281* com nós intermediários por utilizar a superfície média da placa e ter um maior número de nós por elemento.

Quadro 5 - Resultados obtidos para o primeiro modo da placa para cada tipo de elemento.

Geometria	Elemento	Nós Intermediários	Frequência Natural do 1º Modo [Hz]	Erro [%]
Superfície Média	<i>Shell281</i>	COM	50,74	REF
	<i>Shell181</i>	SEM	53,94	6,31%
Superfície Superior	<i>Shell281</i>	COM	50,34	-0,79%
	<i>Shell181</i>	SEM	53,92	6,27%
Sólida	<i>Solid186</i>	COM	58,84	15,96%
	<i>Solid185</i>	SEM	147,04	189,78%

Observando os resultados obtidos para cada tipo de elemento, pode-se notar que os resultados com elemento do tipo casca quadráticos, tiveram menor variação quando comparados aos elementos sólidos com ou sem nós intermediários. Assim, verificou-se uma boa aproximação para a frequência do primeiro modo, independentemente de ser utilizada a superfície média ou a superfície superior da placa. Em função da necessidade de realizar as análises nas seções seguintes utilizando a superfície superior com a espessura do elemento crescendo assimetricamente para baixo, optou-se por utilizar o elemento *Shell281* nestas simulações. Notou-se uma grande discrepância nos resultados obtidos com elementos sólidos, que pode ser devido à ausência de graus de liberdade de rotação, que somente são presentes nos elementos do tipo casca.

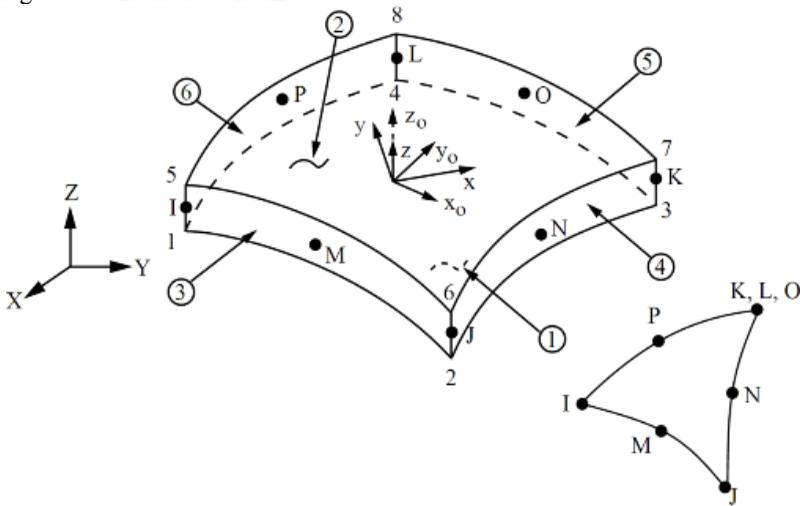
4.2 ANÁLISE MODAL NUMÉRICA - GEOMETRIA NOMINAL

A partir da geometria nominal da placa base, foi gerada uma malha de casca (*shell*) com a superfície superior da placa, conforme item (b) da Figura 37, para que a simulação, utilizando a geometria nominal, pudesse ser correlacionada com a simulação da geometria obtida experimentalmente, conforme será mostrado nas seções posteriores desse capítulo.

A análise modal foi realizada utilizando o software Ansys Workbench 17.0. O tipo de elemento utilizado foi o *SHELL281*, em que

cada elemento possui oito nós com seis graus de liberdade (translações em x, y e z, e rotações em torno dos eixos x, y e z) por nó. O elemento também pode ser utilizado em uma forma triangular com seis nós, sendo que nesse caso os nós K, L e O são unidos em um único nó (ANSYS, 2016).

Figura 38 - Elemento Shell281.



Fonte: ANSYS (2016).

4.2.1 Análise de convergência de malha

Inicialmente foi realizada uma análise de convergência da malha, variando o tamanho do elemento, a fim de verificar qual seria o melhor tamanho de elemento. Para isto, foi avaliado o erro nas frequências naturais obtidas, definido pela Equação 1.

$$Erro [\%] = \left[\frac{f_{numérico} - f_{experimental}}{f_{experimental}} \right] * 100 \quad (1)$$

Foi gerada a malha de elementos finitos com diferentes tamanhos de elemento e em seguida, realizada a comparação entre os valores de frequência natural obtidos e o tempo necessário para processar a simulação dos cinquenta primeiros modos. O Quadro 6 mostra o resumo das simulações.

Quadro 6 - Análise de convergência de malha.

Tamanho do elemento [mm]	Número de Nós	Número de Elementos	Frequência natural do 1º Modo	Frequência natural do 2º Modo	Tempo de Simulação [s]
12	5.766	10.813	54,982	180,468	3,9
10	7.188	13.564	54,351	177,932	5,5
9	8.202	15.543	53,885	177,293	5,2
8	9.910	18.887	53,999	177,813	5,7
7	11.122	21.267	53,729	175,664	6,7
6	11.914	22.816	53,543	175,013	6,8
5	13.650	26.242	53,425	174,400	7,6
4	15.991	30.849	51,173	173,756	8,8
3	22.250	43.229	51,055	172,305	11,6
2	38.663	75.570	50,622	170,541	19,5
1,5	64.530	126.734	50,460	169,976	31,0
1,2	95.601	188.280	50,165	169,714	43,8
1,0	128.100	252.692	50,182	170,026	60,1
0,8	188.676	372.970	50,213	170,011	91,6
0,6	317.189	628.564	50,373	170,051	156,5
0,5	441.005	875.046	50,455	170,109	252,3
0,4	680.815	1.352.868	50,540	170,169	390,1
0,3	1.200.169	2.388.698	50,623	170,236	688,8

Observa-se que para o tamanho de elemento igual a 1,2 mm, a variação da frequência dos dois primeiros modos é pequena, isto é, de 0,02% para o primeiro modo e 0,19% para o segundo modo, quando comparado o tamanho de elemento 1,2 mm com relação a 1 mm. Entretanto, observa-se um grande aumento do número de nós, de 95 mil para 128 mil, o que aumenta o tempo da simulação de 43s para 60s. Também observa-se que para o tamanho de 1,2 mm, o valor de frequências naturais atinge um mínimo, o que se deve a menor distorção do elemento quando o tamanho de elemento se aproxima da espessura da placa.

Portanto, para as simulações a serem realizadas no decorrer deste trabalho, foi adotado o tamanho de elemento máximo de 1,2 mm, por apresentar boa relação entre convergência de frequência e tempo de

simulação. O computador utilizado na simulação tem a seguinte configuração:

- Processador Intel Xeon® E5-1620 3.50 GHz, com 2 núcleos e 4 processadores lógicos;
- 32 gigabytes de memória RAM DDR4 2133 MHz.

Assim, utilizando-se esse tamanho de elemento definido pela análise de convergência e descartando-se os seis modos de corpo rígido, foram obtidos valores para as 10 primeiras frequências naturais da placa base, apresentados no Quadro 7.

Quadro 7 - Frequências obtidas numericamente.

Número do Modo	Frequência Natural Numérica [Hz]	Frequência Natural Experimental [Hz]	Erro [%]
1	50,1	54,1	-7,4
2	169,7	164,1	3,4
3	226,2	222,0	1,8
4	356,1	314,0	13,5
5	451,9	425,9	6,1
6	500,7	452,8	10,6
7	505,6	478,6	5,6
8	551,5	518,0	6,5
9	644,7	623,4	3,4
10	697,5	688,8	1,3

Além da verificação das frequências naturais, para se verificar a assertividade entre as formas modais da análise modal numérica e da análise modal experimental, foi realizada também uma análise de MAC.

A análise de MAC tem a função de testar o grau de dependência linear entre dois vetores modais. Dessa maneira, o MAC permite que se obtenha uma maior assertividade através do cálculo de vetores modais

através de diferentes algoritmos ou de diferentes pontos de referência (ALLEMANG, 2003).

O MAC é calculado conforme a Equação 2:

$$MAC(\{\varphi_r\}, \{\varphi_s\}) = \frac{|\{\varphi_r\}^{*t} \cdot \{\varphi_s\}|^2}{(\{\varphi_r\}^{*t} \cdot \{\varphi_r\}) \cdot (\{\varphi_s\}^{*t} \cdot \{\varphi_s\})} \quad (2)$$

em que $\{\varphi_r\}$ e $\{\varphi_s\}$ representam os dois vetores modais a serem comparados. Caso o valor de MAC entre esses dois vetores modais seja próximo a 1,0, indica que existe uma relação linear entre os dois vetores.

Caso os dois vetores sejam linearmente independentes, o valor de MAC entre esses modos será baixo, próximo a zero, indicando que os modos não são relacionados. Outras hipóteses não podem ser descartadas, como a possibilidade de se tratar de um sistema não linear ou que haja ruído externo nas medições. (SIEMENS, 2016).

Para o cálculo do MAC é necessário que ambas as malhas das bases modais tenham o mesmo número de nós. Nesse caso, a malha da base modal numérica é reduzida para o mesmo número de nós da base modal experimental, sendo mantidos somente os nós mais próximos dos nós da malha experimental. Os resultados de MAC entre a análise modal numérica e a análise modal experimental para os 12 primeiros modos estão resumidos no Quadro 8. Da análise dos valores de MAC obtidos, observa-se que há uma boa correlação entre os modos, uma vez que os valores na diagonal principal, exceto o modo 10, são maiores que 0,80.

Quadro 8 - Matriz de MAC.

Geometria nominal com espessura constante		MODOS EXPERIMENTAIS											
		#1 54,1 Hz	#2 164,1 Hz	#3 222,0 Hz	#4 314,0 Hz	#5 425,9 Hz	#6 452,8 Hz	#7 478,6 Hz	#8 518 Hz	#9 623,4 Hz	#10 688,8 Hz	#11 734,7 Hz	#12 796,2 Hz
MODOS NUMÉRICOS	#1 – 50,17 Hz	0,950	0,001	0,000	0,000	0,001	0,000	0,002	0,000	0,000	0,000	0,004	0,000
	#2 – 169,71 Hz	0,000	0,990	0,001	0,000	0,000	0,005	0,000	0,001	0,026	0,026	0,006	0,004
	#3 – 226,24 Hz	0,000	0,000	0,997	0,000	0,000	0,002	0,001	0,009	0,073	0,030	0,000	0,004
	#4 – 356,09 Hz	0,000	0,000	0,000	0,980	0,003	0,006	0,027	0,000	0,000	0,000	0,016	0,000
	#5 – 451,97 Hz	0,000	0,000	0,000	0,001	0,993	0,013	0,007	0,000	0,000	0,003	0,003	0,002
	#6 – 500,68 Hz	0,000	0,002	0,004	0,000	0,000	0,915	0,037	0,020	0,007	0,025	0,001	0,001
	#7 – 505,57 Hz	0,003	0,000	0,000	0,000	0,001	0,036	0,923	0,007	0,001	0,001	0,007	0,000
	#8 – 551,53 Hz	0,000	0,035	0,011	0,000	0,000	0,010	0,020	0,942	0,004	0,000	0,000	0,000
	#9 – 644,72 Hz	0,001	0,024	0,042	0,000	0,000	0,001	0,002	0,052	0,843	0,306	0,056	0,010
	#10 – 697,51 Hz	0,001	0,006	0,091	0,000	0,000	0,001	0,000	0,014	0,049	0,689	0,028	0,223
	#11 – 800,12 Hz	0,008	0,000	0,000	0,011	0,024	0,001	0,005	0,001	0,002	0,000	0,873	0,001
	#12 – 838,34 Hz	0,001	0,000	0,020	0,000	0,000	0,000	0,000	0,003	0,018	0,005	0,003	0,900

4.2.2 Ajuste de modelo

Para o ajuste do modelo foi realizada uma otimização paramétrica utilizando o *software* comercial Ansys Workbench. Foram utilizados como parâmetros de entrada do ajuste do modelo a densidade do material, o coeficiente de Poisson e o módulo de elasticidade.

Como função objetivo da otimização foram utilizadas as frequências naturais dos 4 primeiros modos da placa, que deveriam convergir para os valores obtidos para esses modos na análise modal experimental.

O algoritmo utilizado para a otimização foi o Algoritmo Genético Multi-Objetivo, conhecido por MOGA (*Multi-Objective Genetic Algorithm*), já implementado no próprio *software*. Esse algoritmo é uma variante do algoritmo NSGA-II (*Non-dominated Sorted Genetic Algorithm-II*), que utiliza conceitos de elitismo. O algoritmo parte de uma população inicial de 100 casos, em que as soluções são classificadas das mais viáveis às menos viáveis. A partir de então, são geradas outras populações de 50 casos cada uma com base em mutações e cruzamentos das populações anteriores (ANSYS, 2016).

Inicialmente, foi realizada a otimização para os 4 primeiros modos, considerando a geometria nominal da placa, com espessura constante de

1,25 mm. Os parâmetros de entrada utilizados foram o coeficiente de Poisson, a densidade do material e o módulo de elasticidade. Dessa maneira, o algoritmo não atingiu a convergência para esses quatro modos. No sentido de aumentar as possibilidades de convergência, foi adicionado como parâmetro de entrada do ajuste de modelo a espessura da placa. Ainda assim, o algoritmo não atingiu a convergência para os quatro primeiros modos, então foi novamente alterado o problema usando como função objetivo somente as três primeiras frequências. Com esta abordagem, o algoritmo atingiu a convergência, obtendo como resultado do processo de otimização os valores mostrados no Quadro 9.

Como função objetivo, foi usado o critério de convergência de que as frequências naturais da placa devem estar dentro de uma faixa de 2% de variação do valor experimental. O algoritmo necessitou calcular 375 casos até atingir a convergência.

Quadro 9 - Valores obtidos para ajuste de modelo da placa base.

Espessura da Placa [mm]	1,3723
Coefficiente de Poisson	0,2749
Densidade do Material [kg/m ³]	8564,3
Módulo de Elasticidade [GPa]	207,78

Os valores das frequências e respectivos erros com relação ao objetivo podem ser vistos no Quadro 10.

Quadro 10 - Frequências naturais obtidas no ajuste de modelo.

Modo	Frequência calculada [Hz]	Objetivo [Hz]	Erro [%]
1	53,23	54,1	-1,60
2	166,81	164,1	1,65
3	226,96	222,0	1,40
4	357,39	314,0	13,98

Podem ser observadas também, após o ajuste de parâmetros do modelo, a comparação entre as FRF obtidas experimentalmente e numericamente.

Na curva obtida numericamente foi considerada a aplicação de uma força na mesma posição utilizada experimentalmente e com a aquisição da velocidade de vibração da placa somente na direção normal à superfície, conforme a Figura 39. Adotou-se no modelo numérico um modelo de amortecimento viscoso global, sendo utilizado o valor de $\zeta=0,024$ à razão de amortecimento modal. A comparação entre as FRF obtidas experimentalmente em relação à FRF advinda da solução do modelo numérico até a frequência de 1500 Hz (1,5 vezes a frequência máxima de interesse, de 1 kHz), pode ser observada na Figura 40.

Figura 39 - Ponto de aplicação da força para a resposta harmônica.

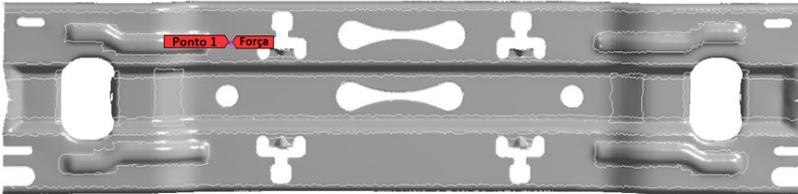
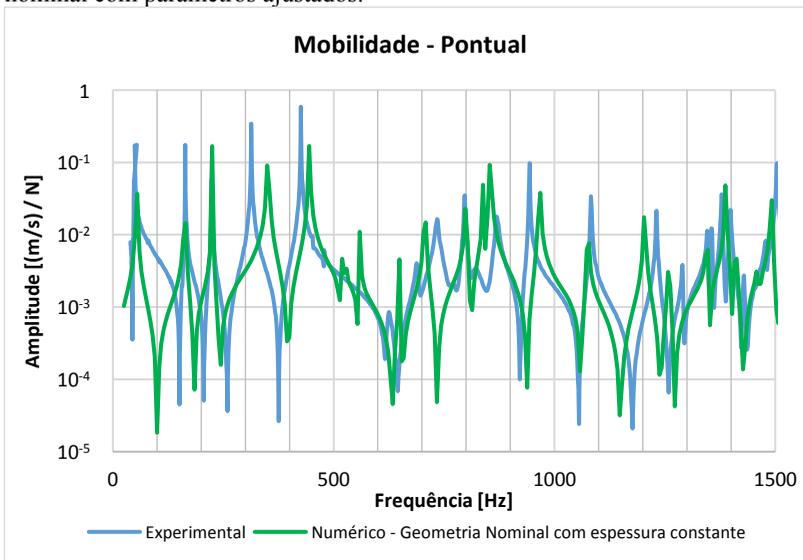


Figura 40 - Comparação entre as FRF experimentais e numéricas para a geometria nominal com parâmetros ajustados.



Observando a curva de mobilidade obtida em comparação com a curva experimental, nota-se uma boa convergência nos três primeiros picos, em 54, 164 e 222 Hz, que tiveram as frequências mais próximas, e para frequências mais altas as curvas tem comportamento semelhante, havendo divergências nos valores de pico da ordem de até 50 Hz. A curva numérica também apresenta alguns picos que não são vistos na curva experimental.

4.3 ANÁLISE MODAL NUMÉRICA - GEOMETRIA ESCANEADA

Com a geometria escaneada foi possível obter a casca superior dessa superfície e, assim, uma geometria de superfície que pudesse ser utilizada para a simulação da placa. Decidiu-se utilizar a casca superior devido à presença de regiões com dobras que ficam encobertas, impossibilitando a obtenção da geometria real pelo método de escaneamento tridimensional da geometria utilizado. Com essa geometria foi possível gerar uma malha de elementos finitos do tipo casca para processar uma análise modal numérica.

Com essa malha, o objetivo é ajustar os parâmetros geométricos e de material da placa para aproximar as frequências naturais dos modos obtidos experimentalmente e numericamente. Assim, foram obtidos resultados do algoritmo de otimização novamente, utilizando como parâmetros de entrada:

- espessura da placa [mm];
- coeficiente de Poisson;
- densidade do material [kg/m^3];
- módulo de elasticidade [GPa].

Como critério de convergência do processo de otimização foram adotadas como funções objetivo que a diferença percentual deve estar dentro da faixa de $\pm 2\%$. O algoritmo calculou 237 casos, porém não conseguiu atingir a convergência para o segundo modo, que ficou com uma variação de 2,66%. Os valores obtidos com o processo de otimização dos parâmetros que o algoritmo obteve podem ser vistos no Quadro 11.

Quadro 11 - Valores obtidos para ajuste de modelo da placa base com geometria escaneada.

Espessura da Placa [mm]	1,3738
Coefficiente de Poisson	0,2742
Densidade do Material [kg/m ³]	7714.0
Módulo de Elasticidade [GPa]	194,31

Uma síntese dos valores das frequências obtidos com a otimização e o respectivo erro com relação ao objetivo são apresentados no Quadro 12.

Quadro 12 - Frequências naturais obtidas no ajuste de modelo da placa base com geometria escaneada.

Modo	Frequência calculada [Hz]	Objetivo	Erro [%]
1	54,3	54,1	0,52
2	159,7	164,1	-2,66
3	222,3	222,0	-0,68
4	317,4	314,0	1,22

Seguindo a mesma metodologia de ajuste, foi novamente realizada a análise de MAC, com o objetivo de verificar a correlação entre os modos obtidos na análise modal numérica com a geometria escaneada e os modos obtidos com a análise modal experimental apresentada no Capítulo 3. Os valores de MAC obtidos encontram-se resumidos no Quadro 13.

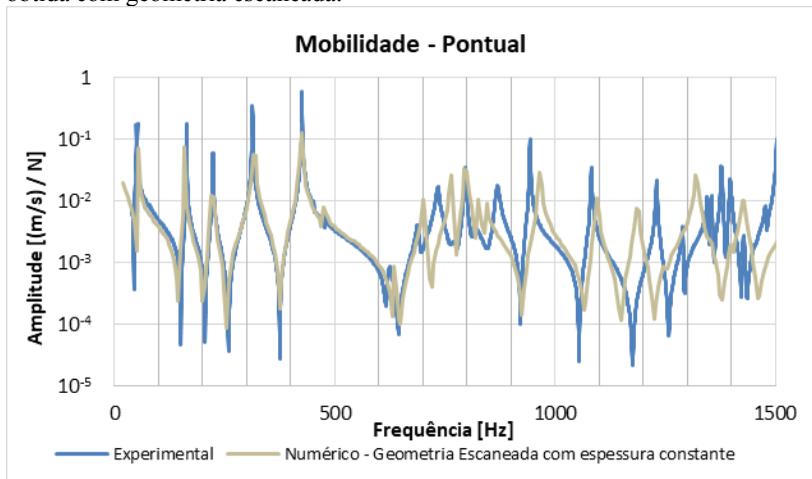
Observando os resultados e comparando com a matriz de MAC obtida na Seção 4.1 (ver Quadro 8), é possível notar que o principal modo que teve sua correlação numérico experimental aumentada, foi o 10º modo, que variou de 0,689 para 0,848. Os outros modos também tiveram uma variação positiva nos valores da diagonal principal comparando o primeiro com o segundo caso e manteve os valores maiores que 0,80 na diagonal principal, excetuando-se o 12º modo, que teve valor de MAC reduzido de 0,90 para 0,65.

Quadro 13 - Matriz de MAC obtida para análise modal numérica com geometria escaneada

Geometria escaneada com espessura constante		MODOS EXPERIMENTAIS											
		#1 54,1 Hz	#2 164,1 Hz	#3 222,0 Hz	#4 314,0 Hz	#5 425,9 Hz	#6 452,8 Hz	#7 478,6 Hz	#8 518 Hz	#9 623,4 Hz	#10 688,8 Hz	#11 734,7 Hz	#12 796,2 Hz
MODOS NUMÉRICOS	#1 - 54,4 Hz	0,945	0,002	0,000	0,000	0,001	0,000	0,002	0,000	0,000	0,000	0,004	0,000
	#2 - 159,7 Hz	0,000	0,996	0,002	0,000	0,000	0,002	0,000	0,004	0,019	0,019	0,005	0,003
	#3 - 222,3 Hz	0,000	0,000	0,997	0,000	0,000	0,001	0,001	0,008	0,070	0,030	0,000	0,004
	#4 - 317,4 Hz	0,000	0,000	0,000	0,995	0,006	0,005	0,016	0,000	0,000	0,000	0,005	0,000
	#5 - 424 Hz	0,001	0,000	0,000	0,001	0,992	0,013	0,003	0,000	0,000	0,002	0,002	0,002
	#6 - 475,3 Hz	0,001	0,003	0,000	0,000	0,000	0,854	0,071	0,062	0,002	0,010	0,000	0,000
	#7 - 516,0 Hz	0,002	0,000	0,005	0,006	0,002	0,068	0,921	0,005	0,000	0,002	0,001	0,001
	#8 - 540,0 Hz	0,001	0,017	0,009	0,000	0,000	0,041	0,006	0,932	0,000	0,012	0,000	0,002
	#9 - 635,5 Hz	0,003	0,026	0,049	0,000	0,000	0,001	0,000	0,025	0,911	0,238	0,056	0,012
	#10 - 702,1 Hz	0,000	0,009	0,069	0,000	0,000	0,001	0,001	0,004	0,007	0,848	0,025	0,115
	#11 - 764,2 Hz	0,008	0,000	0,000	0,002	0,021	0,000	0,011	0,001	0,002	0,001	0,891	0,000
	#12 - 797,2 Hz	0,000	0,008	0,011	0,001	0,001	0,000	0,000	0,001	0,011	0,016	0,004	0,650

Pode-se observar na Figura 41, a comparação entre a função mobilidade obtida numericamente utilizando a geometria escaneada com parâmetros ajustados e as FRF obtidas experimentalmente.

Figura 41 - Comparação entre funções mobilidade experimental e numérica obtida com geometria escaneada.



Observando a curva da mobilidade obtida em comparação com a curva experimental, nota-se que houve uma melhora na convergência do modelo, com as curvas tendo um comportamento bastante semelhante até 500 Hz, inclusive nos anti-picos. Para frequências mais altas, também houve uma melhora, havendo variações da ordem de até 50 Hz nos picos e não havendo a presença de picos na curva numérica que não ocorrem na curva experimental.

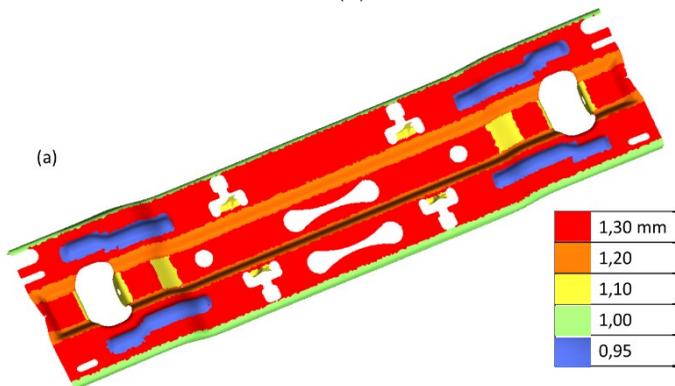
4.4 ANÁLISE MODAL NUMÉRICA - GEOMETRIA ESCANEADA CONSIDERANDO VARIAÇÃO DE ESPESSURA.

Conforme mencionado na Seção 3.2, verificou-se que há variação considerável na espessura da placa base ao longo das seções transversais da placa. Estas variações se devem aos processos de estampagem e dobra na fabricação da placa, em que se formam regiões de repuxo que são intrínsecas a esses processos.

Com o objetivo de se buscar uma melhor correlação entre os modos numéricos e experimentais, buscou-se aplicar um perfil de espessuras ao longo da placa base, tomando-se por base as espessuras que foram observadas na medição realizada anteriormente. Assim, dividiu-se a placa base em setores, cada qual com diferentes espessuras, desde 0,95 mm nas regiões de dobras que sofrem mais repuxo, até 1,30 mm nas regiões mais planas.

A distribuição de espessuras na placa pode ser visto na Figura 42 (a), e na Figura 42 (b), é mostrada a distribuição real de espessuras observada com o scanner tridimensional.

Figura 42 - Perfil de espessuras aplicado na simulação (a) e perfil de espessura obtido no escaneamento tridimensional (b).



Quadro 15 - Frequências naturais obtidas no ajuste de modelo da placa base com geometria escaneada e espessura variável.

Modo	Frequência calculada [Hz]	Objetivo	Erro [%]
1	53,93	54,1	-0,32
2	163,01	164,1	-0,66
3	226,56	222,0	1,22
4	312,32	314,0	-0,40

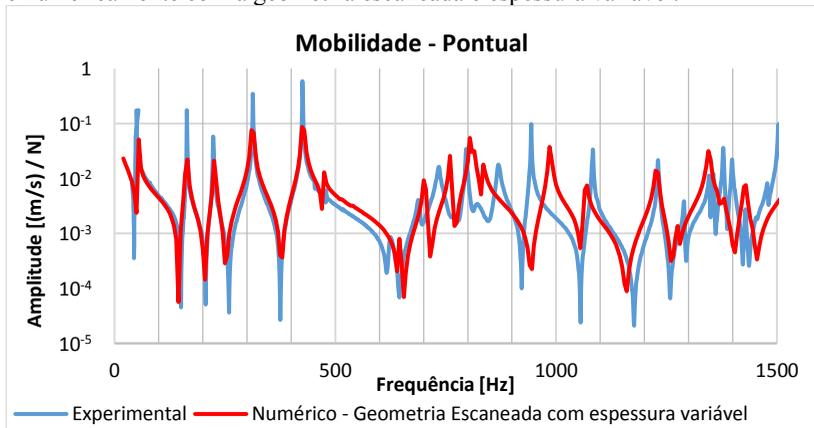
Como se pode observar, comparando o caso atual (Quadro 15), com o perfil de espessuras aplicado, com o caso anterior (Quadro 12), de espessura fixa, houve uma diminuição do erro no primeiro, segundo (que havia impedido o algoritmo de convergir no caso anterior) e quarto modos, e um aumento pequeno no erro do terceiro modo, porém todos ficaram dentro do critério de convergência de 2%.

Foi realizada também uma análise de MAC para o caso atual, com espessura variável, com o objetivo de avaliar se há uma melhora na correlação com os modos experimentais quando comparados com a correlação obtida para uma espessura única ao longo de toda a placa. Os valores de MAC obtidos podem ser vistos no Quadro 16.

Observa-se, na Figura 43, a comparação entre as funções mobilidade obtidas experimentalmente com as obtidas numericamente utilizando a geometria escaneada com a aplicação de um perfil de espessuras ao longo das regiões da placa.

Observando a curva da mobilidade obtida em comparação com a curva experimental, nota-se que o comportamento ficou similar ao caso anterior (geometria escaneada com espessura fixa) com as curvas tendo um comportamento bastante semelhante até 500 Hz e para frequências mais altas havendo variações da ordem de até 50 Hz nos picos e não havendo a presença de picos na curva numérica que não ocorrem na curva experimental.

Figura 43 - Comparativo entre as funções mobilidade obtidas experimentalmente e numericamente com a geometria escaneada e espessura variável.

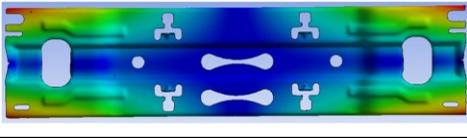
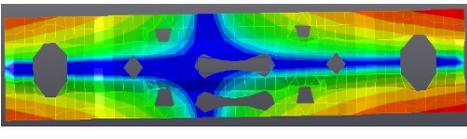
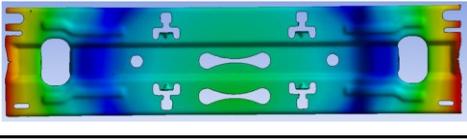
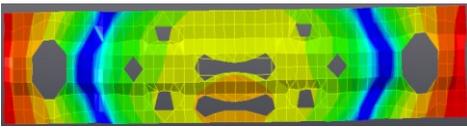
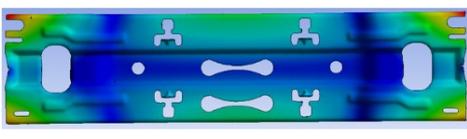
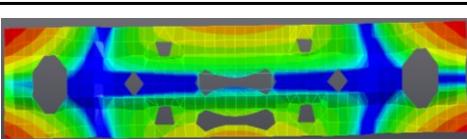
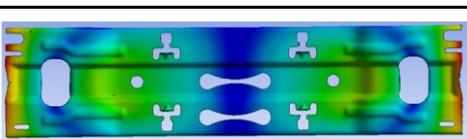
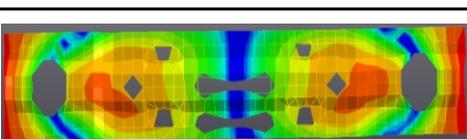


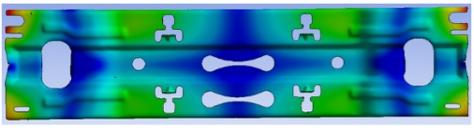
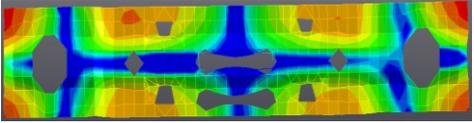
Quadro 16 - Matriz de MAC obtida para análise modal numérica com geometria escaneada e espessura variável.

Geometria escaneada com espessura variável	MODOS EXPERIMENTAIS											
	#1 54,1 Hz	#2 164,1 Hz	#3 222,0 Hz	#4 314,0 Hz	#5 425,9 Hz	#6 452,8 Hz	#7 478,6 Hz	#8 518 Hz	#9 628,4 Hz	#10 688,8 Hz	#11 734,7 Hz	#12 796,2 Hz
#1 - 53,9 Hz	0,945	0,002	0,000	0,000	0,001	0,000	0,002	0,000	0,000	0,000	0,004	0,000
#2 - 163,0 Hz	0,000	0,997	0,002	0,000	0,000	0,001	0,001	0,007	0,018	0,016	0,005	0,003
#3 - 226,6 Hz	0,000	0,000	0,997	0,000	0,000	0,002	0,001	0,008	0,071	0,029	0,000	0,004
#4 - 312,3 Hz	0,000	0,000	0,000	0,996	0,006	0,004	0,014	0,000	0,000	0,000	0,002	0,000
#5 - 427,2 Hz	0,001	0,000	0,000	0,001	0,993	0,013	0,005	0,000	0,000	0,002	0,003	0,002
#6 - 472,7 Hz	0,001	0,000	0,000	0,000	0,000	0,852	0,078	0,064	0,000	0,007	0,000	0,000
#7 - 511,7 Hz	0,001	0,000	0,005	0,003	0,001	0,075	0,908	0,007	0,000	0,003	0,001	0,001
#8 - 535,3 Hz	0,001	0,004	0,008	0,000	0,000	0,038	0,010	0,935	0,003	0,014	0,001	0,001
#9 - 644,0 Hz	0,003	0,017	0,056	0,000	0,000	0,000	0,000	0,008	0,975	0,126	0,047	0,019
#10 - 702,2 Hz	0,000	0,010	0,035	0,000	0,000	0,001	0,001	0,006	0,019	0,958	0,035	0,040
#11 - 759,9 Hz	0,006	0,000	0,000	0,000	0,018	0,000	0,007	0,001	0,002	0,003	0,881	0,001
#12 - 806,7 Hz	0,000	0,005	0,006	0,001	0,000	0,001	0,000	0,001	0,032	0,033	0,003	0,754

O Quadro 17 mostra a comparação, para os cinco primeiros modos, entre as formas modais numéricas obtidas com o método da geometria escaneada e espessura variável em comparação com as formas modais experimentais apresentadas no Capítulo 3.

Quadro 17 - Comparação entre formas modais experimentais e numéricas com geometria escaneada e espessura variável.

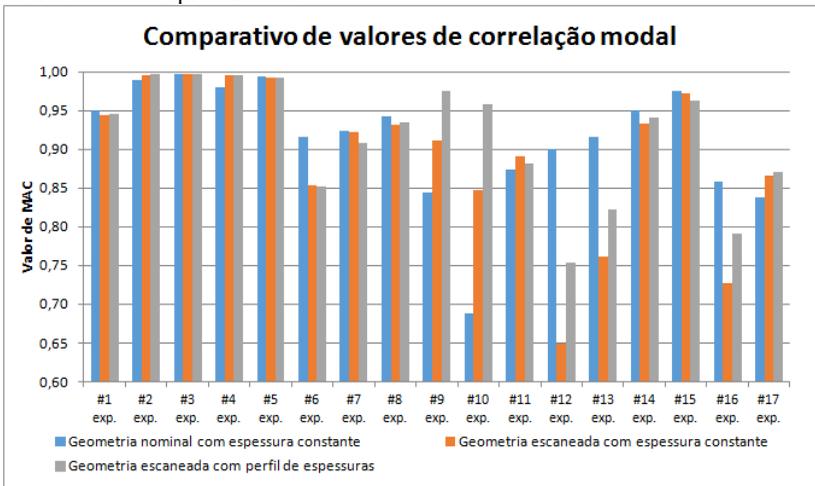
<p>1° MODO</p> <p>MAC = 0,9450</p>	<p>NUMÉRICO</p> <p>$f_n = 53,9$ Hz</p>	
	<p>EXPERIMENTAL</p> <p>$f_n = 54,1$ Hz</p>	
<p>2° MODO</p> <p>MAC = 0,9969</p>	<p>NUMÉRICO</p> <p>$f_n = 162,9$ Hz</p>	
	<p>EXPERIMENTAL</p> <p>$f_n = 164,1$ Hz</p>	
<p>3° MODO</p> <p>MAC = 0,9972</p>	<p>NUMÉRICO</p> <p>$f_n = 226,6$ Hz</p>	
	<p>EXPERIMENTAL</p> <p>$f_n = 222,0$ Hz</p>	
<p>4° MODO</p> <p>MAC = 0,9960</p>	<p>NUMÉRICO</p> <p>$f_n = 314,3$ Hz</p>	
	<p>EXPERIMENTAL</p> <p>$f_n = 314,0$ Hz</p>	

5° MODO MAC = 0,9931	NUMÉRICO $f_n = 427,2$ Hz	
	EXPERIMENTAL $f_n = 425,9$ Hz	

4.5 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Foi realizada uma comparação entre os valores de MAC obtidos na diagonal principal entre os três casos analisados nas seções anteriores. A Figura 44 mostra os valores de MAC para os 17 primeiros modos experimentais com os modos numéricos obtidos com os três métodos.

Figura 44 - Comparação entre valores de MAC obtidos na diagonal principal para os três métodos apresentados.



Observando o gráfico, nota-se que a correlação entre os modos, não tem diferença significativa entre os três métodos até o quinto modo. A partir desses, houve um maior aumento da correlação modal com o uso de geometria escaneada e perfil de espessuras para o 9° e 10° modos,

enquanto que a geometria nominal com espessura constante apresentou um valor mais alto de correlação modal para o 12º e 13º modos.

Além da comparação entre os valores de correlação modal entre os três métodos, é apresentada abaixo a comparação entre as mobilidades experimental e numérica dos três métodos para um caso pontual, e para um ponto na extremidade da placa. Os pontos utilizados podem ser vistos na Figura 45. A comparação entre as mobilidades pode ser vista na Figura 46.

Figura 45 - Pontos utilizados na comparação entre mobilidades numérica e experimental. Força aplicada no ponto 1 e resposta no ponto 2.

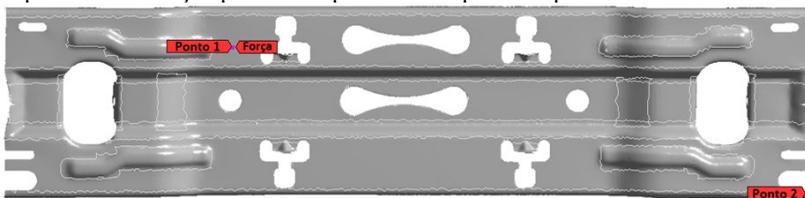
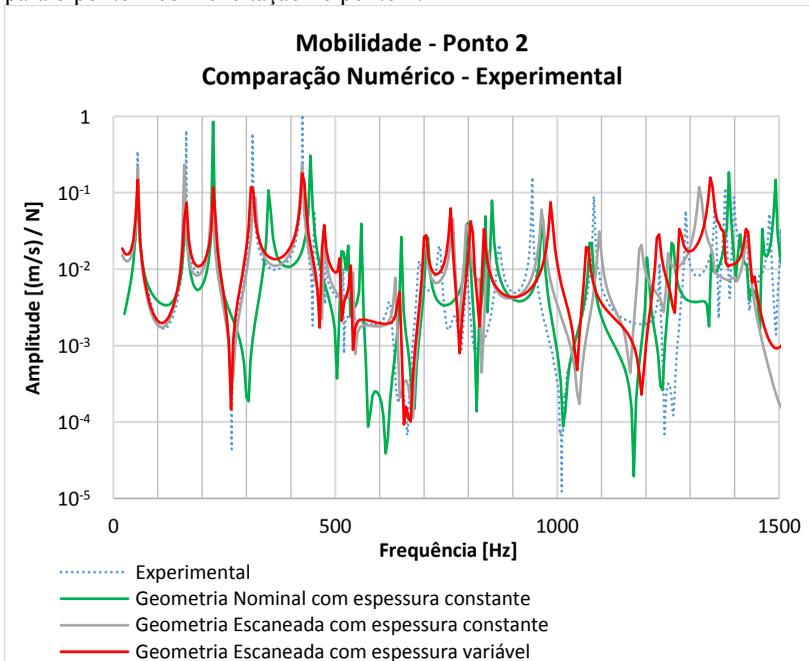


Figura 46 - Comparação entre funções mobilidade obtidas com os três métodos para o ponto 2 com excitação no ponto 1.



Observando o gráfico, nota-se que até a região de 500 Hz, a curva em vermelho (geometria escaneada com espessura variável) aproxima-se mais da curva experimental, portanto é a região onde a assertividade tende a ser maior com o uso desse método.

4.6 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Neste capítulo foi inicialmente realizada uma análise do tipo de elemento apropriado a se utilizar para os casos de simulação propostos, em que foi escolhido se utilizar o elemento *Shell281*, o que possibilitou a realização da simulação com a superfície superior da geometria escaneada da placa. Também foi realizada uma análise de convergência para a definição do tamanho de elemento, em que foi definido o tamanho de 1,2 mm para ser utilizado nas simulações, a fim de minimizar o erro e ter um custo computacional adequado para os casos de otimização.

Com essas definições foi realizada a otimização paramétrica para ajuste das propriedades mecânicas da placa base em comparação aos dados experimentais, o comparativo entre os valores pode ser visto no Quadro 18. Além do erro nas frequências naturais, foram também avaliados o valor do MAC e curvas de mobilidade pontual e de transferência entre os modelos.

Quadro 18 - Comparação entre parâmetros obtidos com as diferentes geometrias utilizadas.

	Geometria Nominal com espessura constante	Geometria Escaneada com espessura constante	Geometria Escaneada com espessura variável
Espessura da Placa [mm]	1,3723	1,3738	-
Coefficiente de Poisson	0,2749	0,2742	0,2542
Densidade do Material [kg/m ³]	8564,3	7714,0	7175,7
Módulo de Elasticidade [GPa]	207,78	194,31	198,38

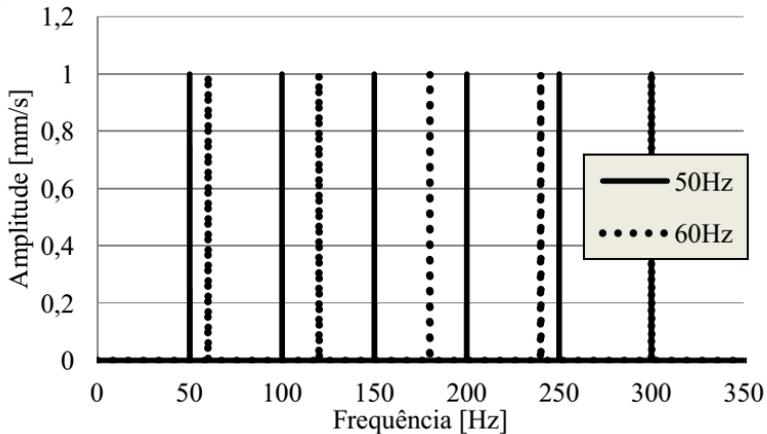
Observando esses dados, verificou-se a importância do uso da geometria escaneada e do perfil de espessuras aplicado na placa para obter a convergência do modelo dentro de todos para as quatro primeiras frequências naturais e o aumento nos valores de MAC para modos de ordem superior, a partir do 9º modo.

5 ANÁLISE EXPERIMENTAL DAS FORÇAS TRANSMITIDAS PELO COMPRESSOR À PLACA BASE

Com o objetivo de caracterizar o comportamento vibroacústico da placa base do refrigerador, é necessário primeiramente entender como a placa base interfere no ruído total do refrigerador. Isso acontece de duas maneiras. Uma delas é atuando como um caminho para as forças vibratórias geradas pelo compressor que chegarão até o restante do refrigerador, e através da vibração da superfície produzindo ruído. A segunda maneira é através da radiação sonora própria da placa, excitada pelas forças provenientes do compressor.

A caracterização das excitações a que a placa base é sujeita foi ilustrada por GUESSER (2014) como sendo um espectro de vibração do compressor com componentes somente na frequência fundamental e suas harmônicas. Esse espectro idealizado está mostrado na Figura 47.

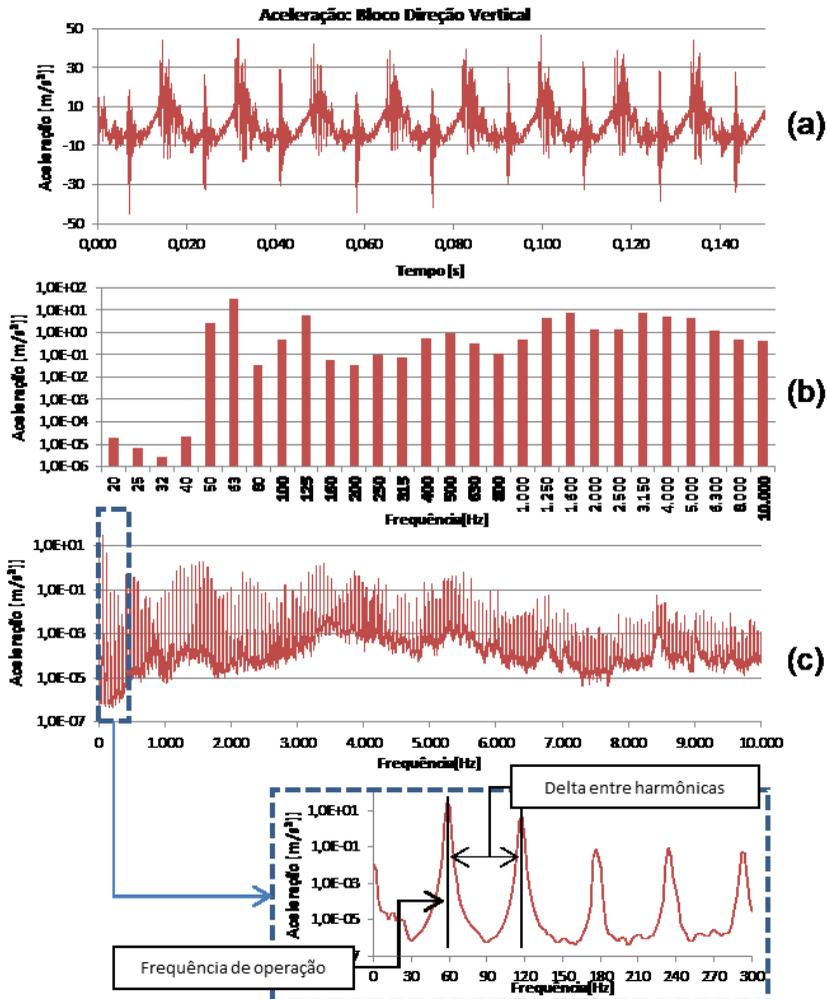
Figura 47 - Espectro idealizado das harmônicas de vibração do compressor operando em 50Hz e 60Hz.



Fonte: GUESSER (2014).

Comportamento semelhante havia sido observado no trabalho de RODRIGUES (2003), em que foi medida a aceleração no bloco de um compressor hermético, e que pode ser observado na Figura 48 a predominância da frequência fundamental e de seus harmônicos no espectro medido.

Figura 48 - Aceleração medida no bloco de um compressor no tempo (a), em terço de oitava (b) e em banda estreita (c).

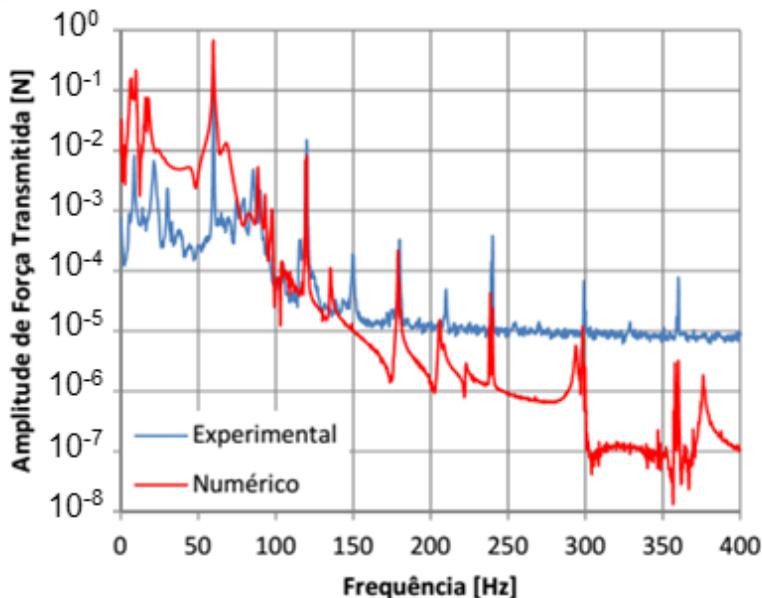


Adaptado de: RODRIGUES (2003).

VENDRAMI (2013) estudou o comportamento dos isoladores elastoméricos usados na instalação do compressor no refrigerador, tendo caracterizado as propriedades de material. Foi desenvolvido um modelo multicorpos do compressor apoiado sobre isoladores e conectado às tubulações de sucção e descarga. Através desse modelo foi estimado o

espectro de força transmitida pelo compressor através dos isoladores quando em operação. Esse resultado foi comparado ao de um experimento onde foram colocados transdutores de força sobre os isoladores do compressor. Na Figura 49 são apresentados os espectros numérico e experimental de força transmitida por um dos isoladores.

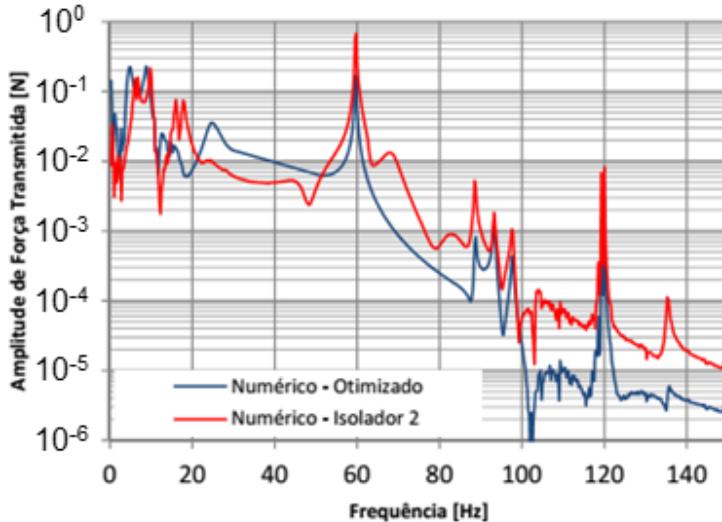
Figura 49 – Espectro de força transmitida através dos isoladores.



Fonte: VENDRAMI (2013).

Nesse mesmo trabalho, foi realizada uma otimização dimensional da geometria do isolador, com o objetivo de minimizar as frequências naturais de corpo rígido do conjunto composto pelo compressor sobre isoladores. Esse modelo utilizou Algoritmo Genético variando os parâmetros da geometria do isolador e como resultado do processo de otimização se obteve uma geometria otimizada tal que a 12ª frequência natural do sistema foi reduzida de 42,26 Hz para 26,03 Hz. Os isoladores de geometria otimizada foram inseridos no modelo multicorpos e com o processamento deste modelo se obteve um novo espectro de força que é apresentado na Figura 50.

Figura 50 – Espectro de força transmitida pelo compressor à placa base (isolador otimizado).



Fonte: VENDRAMI (2013).

Mediante a análise dos espectros da Figura 50, observa-se uma redução considerável da força transmitida, especialmente no segundo pico em 120 Hz, onde a força transmitida pelo isolador otimizado foi menor que 10% da original.

5.1 ANÁLISE DA FORÇA TRANSMITIDA ATRAVÉS DO ISOLADOR A

Para a validação e caracterização das forças a que a placa base do refrigerador é submetida, foi realizado um experimento cujo objetivo é medir as forças transmitidas pelo compressor através dos isoladores de borracha. Inicialmente, o experimento foi realizado com o isolador tipo A, que é o atualmente utilizado pelo refrigerador, cujos resultados serão abordados nesta seção. Na seção seguinte serão abordados os resultados com tipos alternativos de isoladores.

Nesse experimento foi utilizada uma base de inércia, em que foram posicionados quatro transdutores de força triaxiais, modelo 260A01 do fabricante PCB, que foram posicionados de forma a suportar o compressor através de seus isoladores de borracha. O transdutor de força utilizado pode ser visto na Figura 51.

Figura 51 - Transdutor de força triaxial utilizado no experimento.



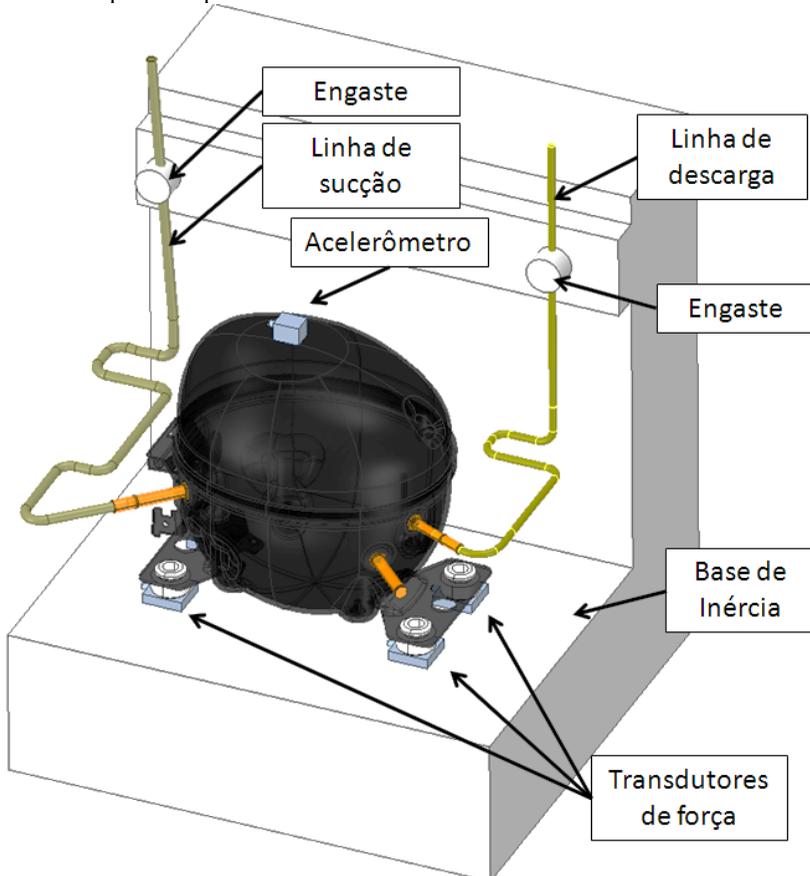
Nos passadores de sucção e descarga foi colocada uma tubulação de cobre em um formato típico de uso em refrigeradores, cuja terminação também foi acoplada à base de inércia, e conectado a um painel de controle por onde o fluido refrigerante circula e são controladas as pressões de sucção e descarga a que o compressor estará submetido.

Para efeitos de comparação da força transmitida com dados conhecidos de vibração de compressores, também foi posicionado um acelerômetro triaxial na lateral da carcaça. Foi utilizado um acelerômetro do modelo 65 do fabricante Endevco, mostrado na Figura 52. A configuração montada do experimento pode ser vista na Figura 53.

Figura 52 - Acelerômetro utilizado no experimento.



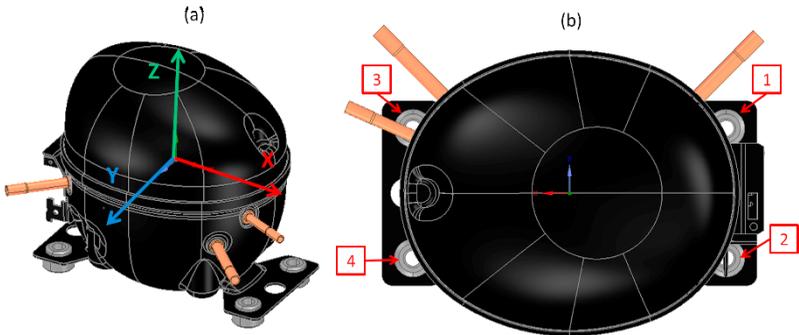
Figura 53 – Esquema do arranjo experimental adotado na determinação da força transmitida pelo compressor.



No sentido de padronizar as análises foi adotado um sistema de coordenadas em que a direção longitudinal X é a direção de movimentação do pistão do compressor, a direção transversal Y é perpendicular à direção X no plano horizontal e a direção Z é a vertical. Uma ilustração do sistema de coordenadas em relação ao compressor pode ser visto na Figura 54 (a).

Já para diferenciar as forças dos quatro isoladores presentes no sistema, foi adotada a numeração que pode ser vista na Figura 54 (b), para cada um dos 4 pontos de contato entre isolador e placa base.

Figura 54 - Sistema de coordenadas utilizado (a) e numeração dos isoladores (b).



Um painel foi utilizado para controlar as pressões de sucção e descarga e a condição de aplicação utilizada tem temperatura de sucção de -25°C e de descarga de 40°C . Para o R134a, que é o fluido utilizado pelo compressor no sistema escolhido, as pressões de sucção e descarga são mostradas no Quadro 19.

Quadro 19 - Condições de pressão utilizada no experimento.

Ponto de medição	Temperatura	Pressão [absoluta]	
Sucção	-25°C	114,8 kPa	1,15 bar
Descarga	40°C	1470 kPa	14,7 bar

Conforme mencionado, na primeira etapa do experimento foi mantido o isolador atualmente utilizado no refrigerador, cuja geometria pode ser vista na Figura 55, sendo fabricado em borracha natural. Sua altura até o apoio da placa base é de 9 mm e o diâmetro externo é 25 mm.

Figura 55 - Geometria em corte (a) e imagem do isolador tipo A (b).



Para a aquisição dos sinais foi utilizado um analisador de sinais modelo Pulse LanXI em conjunto com o *software* Pulse Labshop, ambos do fabricante Brüel & Kjaer. Os sinais dos transdutores de força e aceleração foram adquiridos de 0 a 6400 Hz, com discretização de 1 Hz e para cada sinal foram realizadas médias lineares de 100 amostras, com superposição (*overlap*) de 75%.

5.1.1 Resultados Experimentais

Nas Figuras 56, 57 e 58 podem ser observados os espectros das forças transmitidas através de cada um dos quatro pontos através do isolador do tipo A, nas direções Z, X e Y, respectivamente. Para melhor visualização, estão mostrados os gráficos em escala dB, com referência 1 N, e até 600 Hz.

Figura 56 - Força transmitida na direção Z através do isolador tipo A.

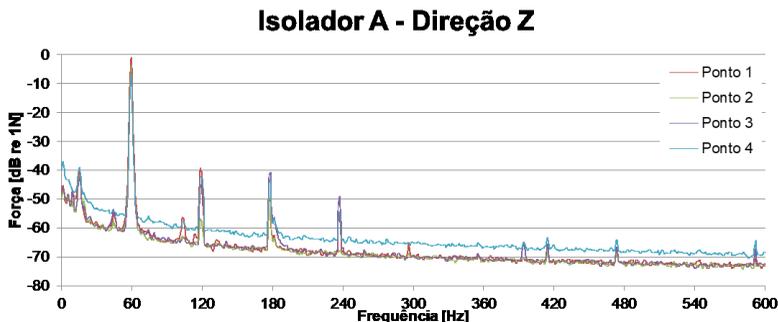


Figura 57 - Força transmitida na direção X através do isolador tipo A.

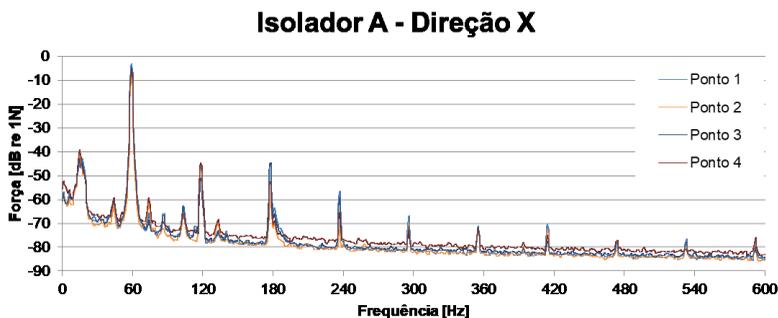
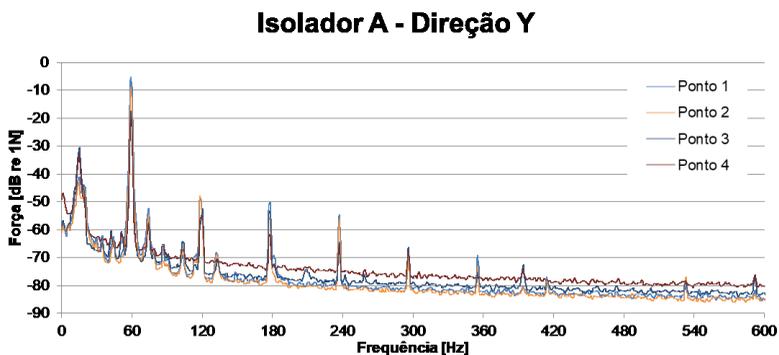


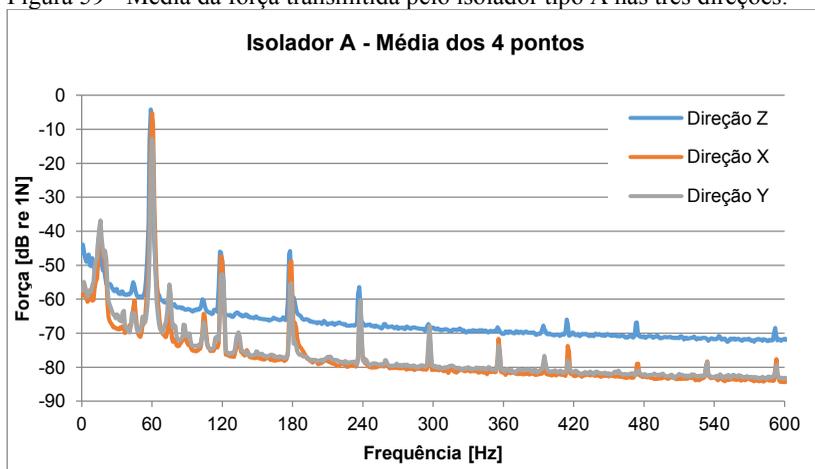
Figura 58 - Força transmitida na direção Y através do isolador tipo A.



Na Figura 59 comparam-se as forças transmitidas para um mesmo isolador nas três direções. Verifica-se que as forças transmitidas na direção vertical (Z) são consideravelmente maiores do que as forças nas direções longitudinal (X) e transversal (Y). Verifica-se também que na direção vertical ocorre a presença de picos de maior amplitude até o terceiro harmônico (240 Hz) e para as direções X e Y, registra-se a presença de picos até harmônicos de ordem mais alta.

Não foram observadas também grandes variações entre as curvas para cada um dos 4 pontos de apoio dos isoladores sobre a base, estando somente os níveis no ponto 4 ligeiramente maiores que os outros três pontos nas direções Z e Y.

Figura 59 - Média da força transmitida pelo isolador tipo A nas três direções.



Foram obtidos também os gráficos em bandas de terço de oitava, podendo-se analisar a força transmitida até frequências mais altas, mostrados nas Figuras 60, 61 e 62.

Figura 60 - Força transmitida na direção Z através do isolador tipo A em bandas de terço $\frac{1}{3}$ de oitava.

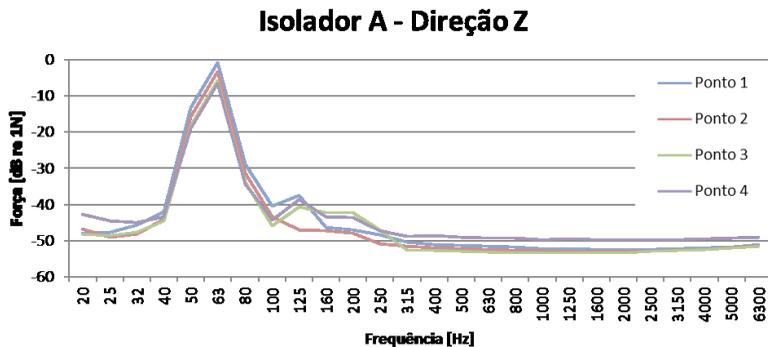


Figura 61 - Força transmitida na direção X através do isolador tipo A em bandas de terço de oitava.

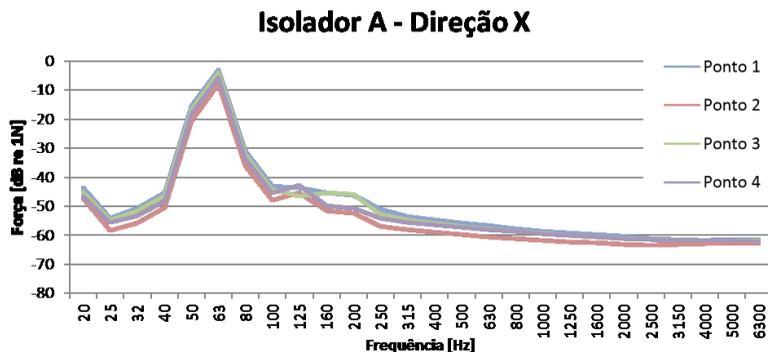
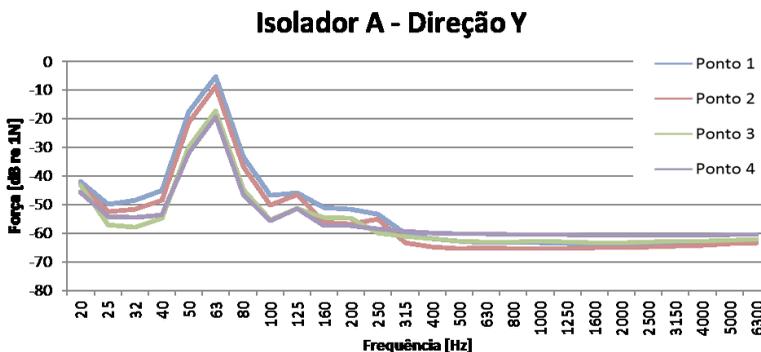


Figura 62 - Força transmitida na direção Y através do isolador tipo A em bandas de terço de oitava.



A análise dos dados apresentados permite concluir que as forças transmitidas através dos quatro isoladores têm magnitudes semelhantes entre si. Na faixa do espectro observada no gráfico, entre 0 e 600 Hz, a força no isolador 2 parece ser maior que nos outros três isoladores. Adicionalmente, observa-se que é válida a consideração de que para baixas frequências, a excitação proveniente de um compressor é predominante na frequência fundamental e em seus harmônicos. Acima de 300 Hz, a força transmitida é mais próxima a uma curva plana, de pequena magnitude.

É também possível observar através dos dados obtidos, que devido ao mecanismo de funcionamento do compressor, do tipo biela-manivela, o espectro de força gerado apresenta picos na frequência fundamental e em seus harmônicos, conforme mencionado por RODRIGUES (2003) e GUESSER (2014). Entretanto, é possível também observar a presença de picos nas forças transmitidas em outras frequências do espectro, abaixo da frequência fundamental e em frequências próximas de 100 Hz e de 150 Hz. Nesses pontos, em específico, pode-se atribuir essa alta transmissão de força a duas hipóteses: frequências naturais de montagem do compressor sobre seus isoladores e frequências naturais dos componentes internos do compressor.

5.2 ANÁLISE DA FORÇA TRANSMITIDA PARA OUTROS TIPOS DE ISOLADORES

Com o intuito de estudar a influência do tipo de isolador na força transmitida pelo compressor, o experimento foi repetido substituindo o isolador tipo A, que é o utilizado no refrigerador estudado, por outros 5 tipos de isoladores de vibração, cujas imagens e características podem ser vistas no Quadro 19.

Quadro 20 - Tipos de isoladores utilizados no experimento.

Tipo	Imagem Ilustrativa	Característica	Rigidez Vertical [N/mm]
A		Isolador referência utilizado no refrigerador. Altura de 9 mm e diâmetro 25 mm.	21,2
B		Tira de borracha quadrada com lateral 33 mm e espessura 3 mm.	1520,6
C		Geometria semelhante ao isolador A (altura 9 mm, diâmetro 25 mm) porém de diferente material.	72,3
D		Isolador de material semelhante ao isolador A, porém com altura 15 mm e diâmetro 31 mm.	7,09
E		Isolador composto por duas camadas de borracha e uma mola de compressão de arame. Altura de 27 mm e diâmetro 31 mm.	3,28
F		Isolador com altura 10mm, diâmetro 25mm e material mais rígido.	6,05

A rigidez vertical de cada um dos isoladores e do isolador referência, foi medida utilizando uma máquina de ensaios do fabricante Kratos, modelo RK20MP, com capacidade de medir até aproximadamente 196 N (20 kg.f). A máquina pode ser vista na Figura 63.

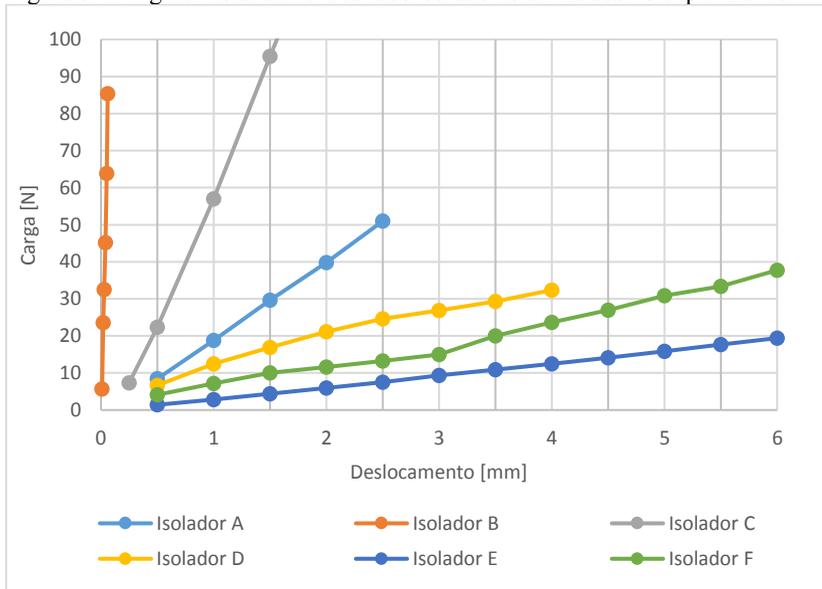
Figura 63 - Máquina de ensaios de molas Kratos RK20MP.



Fonte: KRATOS. Disponível em: http://www.kratos.com.br/images/RK_01.jpg. Acesso em: 16 de setembro de 2017.

Na Figura 64 são apresentados perfis de força de reação obtidos experimentalmente para diferentes deslocamentos aplicados verticalmente nos diferentes isoladores.

Figura 64 - Rigidez estática vertical dos isoladores utilizados no experimento.



A partir das medições das cargas e deslocamentos dos isoladores foi obtida a rigidez vertical mostrada no Quadro 20 através da linearização dos pontos medidos para se obter uma equação de primeiro grau do tipo $y(x) = (A \cdot x + B)$, onde a rigidez vertical é o coeficiente A (angular) da equação.

Uma vez que não se verificou uma grande variabilidade entre as curvas de força transmitida para cada um dos 4 pontos de apoio, foi adotada para comparação entre os diferentes tipos de isoladores, uma curva média dos 4 pontos medidos em cada uma das direções.

Nas Figuras 65, 66 e 67, podem ser vistas as curvas médias em banda estreita, até 600 Hz, para cada um dos isoladores nas direções Z, X e Y, respectivamente.

Figura 65 - Força média transmitida na direção Z para cada tipo de isolador.

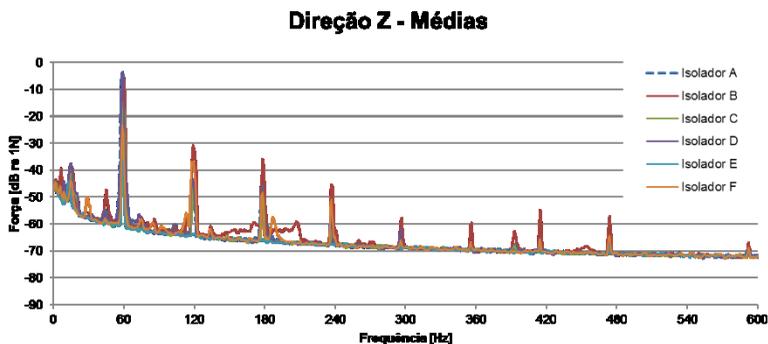


Figura 66 - Força média transmitida na direção X para cada tipo de isolador.

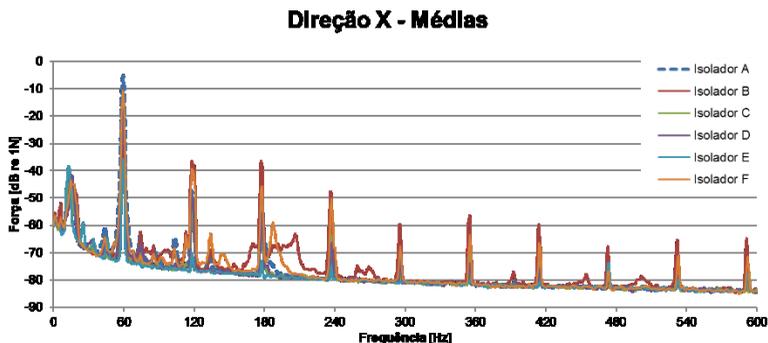
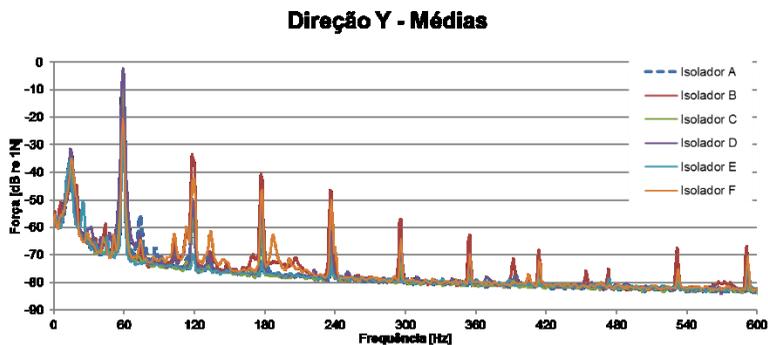


Figura 67 - Força média transmitida na direção Y para cada tipo de isolador.



Como também já observado anteriormente para o isolador tipo A, a maior força atua na direção vertical, com cerca de 10 dB de diferença para as demais direções no plano horizontal a partir de 300 Hz. No caso desses novos isoladores, esse mesmo comportamento também foi observado.

Ainda foi observado que o isolador do tipo B apresenta um desempenho pior, ocorrendo maior amplitude nos harmônicos nas três direções, desde o primeiro harmônico (120 Hz).

Nas Figuras 68, 69 e 70, tem-se a comparação entre as forças transmitidas para cada um dos tipos de isoladores em bandas de terço de oitava e relativas a cada uma das direções testadas.

Figura 68 - Força média transmitida na direção Z para cada tipo de isolador em bandas de terço de oitava.

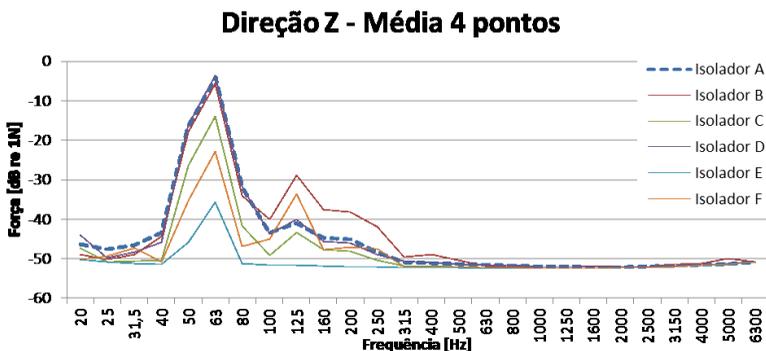


Figura 69 - Força média transmitida na direção X para cada tipo de isolador em bandas de terço de oitava.

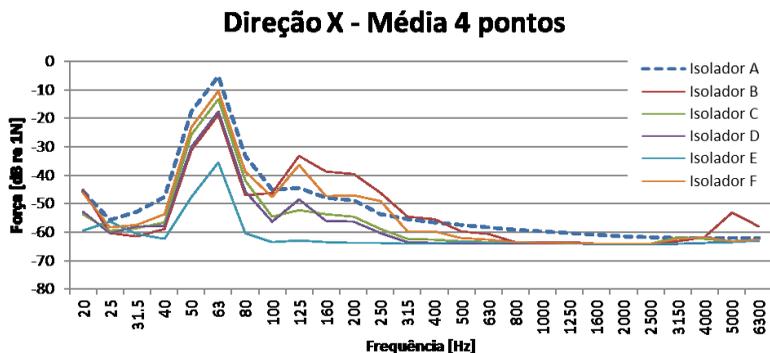
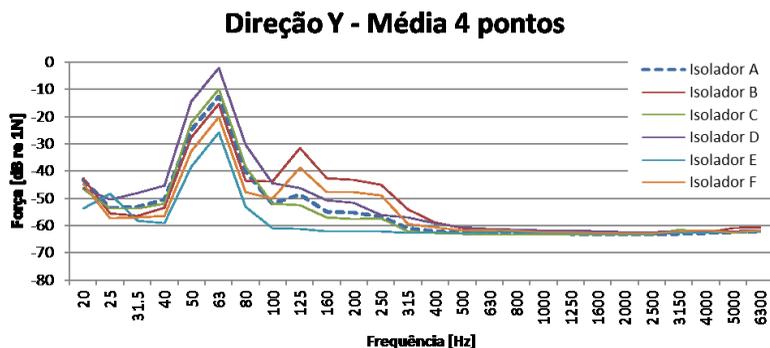


Figura 70 - Força média transmitida na direção Y para cada tipo de isolador em bandas de terço de oitava.



Observando os gráficos em bandas de terço de oitava, constata-se novamente o pior desempenho do isolador tipo B até a banda de 400 Hz. Acima da banda de 500 Hz, para as direções Z e Y todos os isoladores passam a ter uma amplitude de força semelhante. Já para a direção X, o isolador tipo A apresenta o pior desempenho de 500 a 4 kHz e nas bandas de 5 kHz e 6,3 kHz a maior força transmitida é a do isolador tipo B. Verifica-se que o melhor desempenho em baixas frequências foi do isolador tipo E, que utiliza um conceito diferente dos demais, com o uso de uma mola de compressão de arame, proporcionando a menor força transmitida até a banda de 315 Hz nas três direções.

5.3 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Neste capítulo foram analisadas as forças transmitidas pelo compressor em operação. Essas forças serão as excitações a que a placa estará submetida durante a sua aplicação no sistema de refrigeração. Foi visto nos trabalhos de GUESSER (2013) e RODRIGUES (2003) que o espectro de excitação gerado por um compressor hermético do tipo alternativo tem grande amplitude na frequência fundamental e em seus harmônicos, e nos espaços entre os harmônicos a excitação presente é consideravelmente menor.

Por meio da análise dos espectros das forças transmitidas para o isolador padrão (tipo A) utilizado no refrigerador, verificou-se que há uma forte presença de harmônicos até 360 Hz. Isto indica a possibilidade desse caminho de transmissão ser relevante no ruído total irradiado pelo sistema até essa região do espectro, o que é um dos objetivos deste trabalho.

Analisando os valores de forças obtidos para os outros tipos de isolador, conseguiu-se observar que ao se substituir um isolador padrão (tipo A), por somente uma fina tira de borracha (tipo B), a presença de harmônicas no espectro de forças transmitidas é constatada até frequências mais altas, o que evidencia um aumento na força transmitida do compressor para o sistema de refrigeração.

Quanto aos outros tipos de isoladores, notou-se uma boa performance do isolador tipo E, que possui um conceito diferente de todos os demais, principalmente na faixa de frequência entre 20 Hz a 315 Hz. Observou-se também que o isolador tipo A, quando comparado aos outros tipos, apresenta uma maior força transmitida na direção X em todo o espectro.

6 ANÁLISE DOS ESFORÇOS TRANSMITIDOS ATRAVÉS DA PLACA BASE

Foi demonstrado no Capítulo 4 que o desenvolvimento de um modelo dinâmico representativo para a placa base requer o ajuste dos parâmetros geométricos e de propriedades mecânicas. Portanto, para as análises que serão realizadas no decorrer deste trabalho, optou-se por utilizar o modelo desenvolvido na Seção 4.4. Este modelo considera a geometria escaneada da placa com um perfil de espessuras aplicado e as propriedades mecânicas obtidas através do processo de otimização paramétrica que auxiliou no ajuste do modelo numérico da placa base.

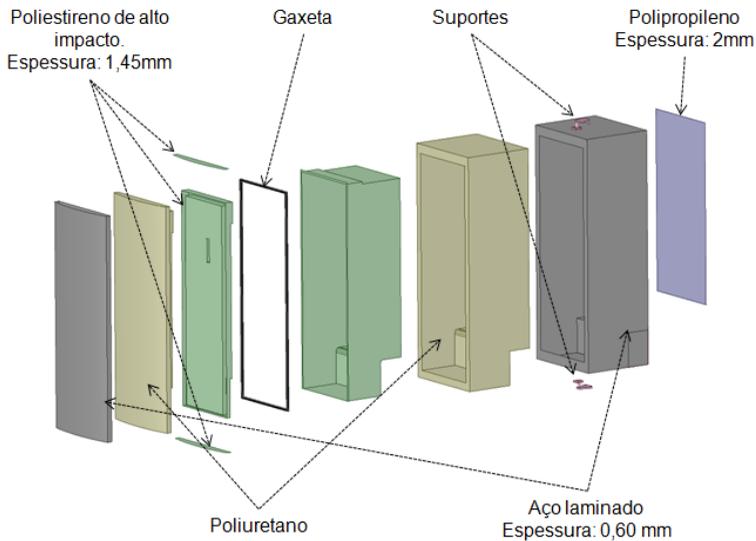
6.1 GABINETE DO REFRIGERADOR

A placa base, juntamente com as tubulações de sucção e descarga, são os elementos responsáveis pela transmissão estrutural de energia vibratória entre o compressor e o gabinete do refrigerador. O gabinete e o peso do compressor são os elementos que definem as condições de contorno às quais a placa é submetida.

BRINGHENTI (2012) caracterizou os materiais que compõem o gabinete do refrigerador. De forma simplificada, o gabinete e a porta do refrigerador podem ser representados por uma estrutura sanduíche, composta por uma placa fina de aço na parte externa, um perfil termoformado de poliestireno de alto impacto no seu interior e uma camada rígida de poliuretano expandido preenchendo os espaços entre esses dois componentes que atua como isolante térmico. Há ainda, na parte traseira do gabinete, uma lâmina de polipropileno revestindo o poliuretano expandido na região que não é revestida pela placa de aço.

A conexão do gabinete com a porta é feita por dois tipos de elemento, sendo o primeiro uma conexão rígida que permite somente a rotação que proporciona a abertura e fechamento da porta, e outro a gaxeta, que é constituída de borracha envolvendo um perfil de imã, que garante a vedação da porta quando fechada. Uma vista expandida dos elementos que constituem o gabinete do refrigerador é vista na Figura 71.

Figura 71 - Estrutura do gabinete do refrigerador.



HENSE (2015) desenvolveu um modelo numérico do gabinete e validou as propriedades obtidas da literatura com a utilização do critério de confiança modal (MAC) para a comparação entre a análise modal numérica e experimental do gabinete e da porta separados, e quando acoplados. Portanto, para a análise da placa em condições de aplicação, foi desenvolvido um modelo numérico simplificado do gabinete utilizando as propriedades validadas por HENSE (2015), resumidas no Quadro 20.

Sabe-se que a camada de poliuretano expandido do gabinete apresenta algumas imperfeições como, por exemplo, bolhas de ar no seu interior (RAMM, 2007); porém, para a construção do modelo de gabinete, foi desconsiderada a presença de vazios. Para a gaxeta da porta foi utilizada uma propriedade equivalente, uma vez que a gaxeta não é um material homogêneo, sendo composta por uma fita magnética envolta por um perfil de borracha.

Quadro 21 - Propriedades dos materiais utilizadas no modelo numérico.

Material	Módulo de Elasticidade (E) [GPa]	Densidade (ρ) [Kg/m ³]	Coefficiente de Poisson (ν)
Polipropileno	1,14	900	0,32
Gaxeta da porta (propriedade equivalente)	$8,00 \times 10^{-3}$	$1,00 \times 10^{-3}$	0,30
Aço laminado	$1,80 \times 10^2$	7350	0,30
Poliestireno de alto impacto (PSAI)	$9,00 \times 10^{-1}$	1200	0,32
Poliuretano (PU)	$1,05 \times 10^{-4}$	27,97	0,37

Fonte: HENSE (2015).

6.2 CONDIÇÕES DE CONTORNO DA PLACA BASE

A partir do desenvolvimento do modelo do gabinete avaliou-se como representar a condição de contorno a qual a placa é submetida, sendo fixada por parafusos em quatro pontos da superfície. Os parafusos, apresentados na Figura 72 são do tipo sextavado externo flangeado, com comprimento 9 mm e uma região de apoio na placa com diâmetro de 10,2 mm.

Figura 72 - Parafuso utilizado no engaste da placa base.



Para representar a condição de contorno proporcionada pelo parafuso foi considerado que nessa região de contato entre o parafuso e a placa todos os graus de translação e rotação estão restringidos. A condição de contorno utilizada no *software* de simulação (Ansys Workbench 18.1) foi do tipo MPC (restrição multiponto, do inglês *multipoint constraint*). Esse tipo de contato é uma das variações do elemento *CONTA175*,

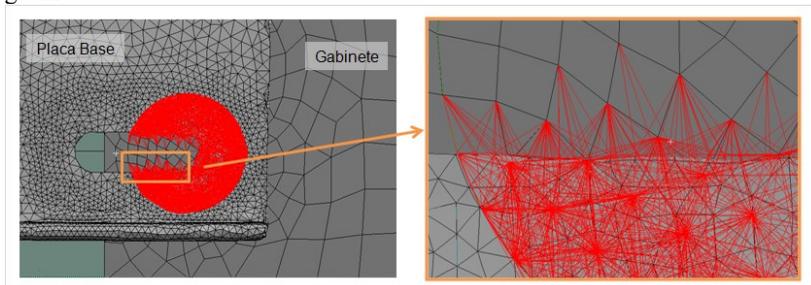
utilizado para conectar dois corpos do tipo casca, em que são criados elementos rígidos conectando os nós dos corpos referência aos nós do corpo alvo que estão dentro de uma determinada região de tolerância (ANSYS, 2016). No caso da simulação realizada, foi utilizada uma distância de 1,5 mm como região de tolerância para a criação dos contatos entre os nós envolvidos. Foi escolhido esse tipo de contato para modelar a conexão entre a placa e o gabinete devido ao fato de ter sido utilizada a geometria escaneada da placa base, que apresenta imperfeições, podendo gerar lacunas ou interferência entre os corpos, o que é simplificado nesse tipo de contato.

A aplicação das condições de contorno na placa base e no gabinete do refrigerador podem ser vistas nas Figuras 73 e 74.

Figura 73 - Condições de contorno aplicadas na placa base (b) para representar a fixação da placa ao gabinete do refrigerador (a)

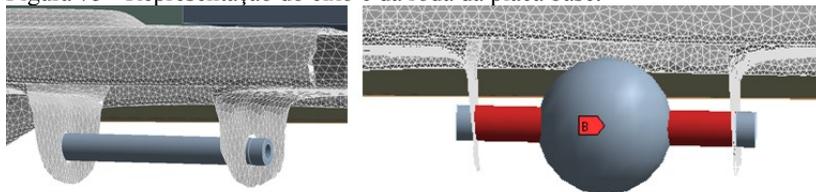


Figura 74 - Elementos de contato criados na junção entre a placa base e o gabinete.



Foram também representados no modelo os dois conjuntos de rodízios que são acoplados à placa base quando instalada no sistema. O eixo foi representado por um tubo de aço de diâmetro externo 4,8 mm e espessura 0,8 mm, conectado rigidamente à placa base. Já as rodas foram representadas por elementos de massa no centro do eixo. A massa utilizada foi de 10,2 g, obtida da medição média das rodas da amostra em estudo. Uma imagem da malha utilizada no modelo numérico do eixo e das rodas podem ser vistas na Figura 75.

Figura 75 - Representação do eixo e da roda da placa base.



A massa das rodas foi representada pelo elemento *MASS21*, que concentra a massa em um único ponto (ANSYS, 2016). Em função da sua pequena influência, os momentos de inércia das rodas foram desprezados nas análises realizadas.

A seguir, foi inserido no modelo o compressor apoiado sobre a placa base com o uso de isoladores de borracha. Uma vez que o modelo que se pretende validar para a placa acoplada ao conjunto é somente até a faixa de 1 kHz, foi considerado o compressor como sendo um corpo com massa de 8,40 kg concentrada somente na geometria da carcaça e placa base do compressor, aplicando uma densidade corrigida nessa região e desconsiderando a presença do kit mecânico interno do compressor. Optou-se por essa simplificação, uma vez que sabe-se que nessa faixa de frequência (até 1 kHz) não deve ocorrer uma resposta considerável da carcaça do compressor. Conforme FONTANELA (2015), é comum que as primeiras frequências naturais da carcaça, para compressores dessa ordem de tamanho, sejam a partir da banda de 3,15 kHz.

Para os isoladores de borracha, foram consideradas as propriedades mecânicas da borracha natural denominada “Material 1”, mostradas no Quadro 22.

Quadro 22 - Propriedades mecânicas de dois tipos de borracha natural utilizadas em isoladores de vibração para compressores.

Propriedade	Material 1	Material 2
Módulo de Elasticidade [estático]	1,60 MPa	1,45 MPa
Coefficiente de Poisson	0,499	0,499
Densidade	1070 kg/m ³	1070 kg/m ³

Fonte: VENDRAMI (2013).

No modelo foram também considerados os passadores de sucção e descarga do compressor, fabricados em liga de cobre. Foi considerada a linha de descarga até os dois primeiros encaixes da tubulação, a 1 metro do compressor, fabricada em aço. Para a tubulação de sucção foi considerada até o ponto em que adentra o gabinete, sendo também de liga de cobre. As propriedades utilizadas encontram-se resumidas no Quadro 23.

Quadro 23 - Propriedades mecânicas das linhas de sucção e descarga do refrigerador.

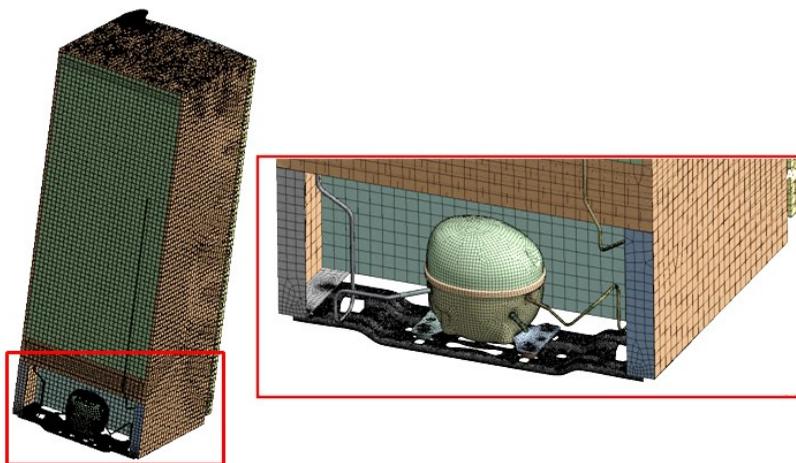
	Tubulação de descarga	Tubulação de sucção	Passadores de sucção e descarga
Material	Aço	Liga de Cobre	
Módulo de Elasticidade [GPa]	200	110	110
Coefficiente de Poisson	0,30	0,34	0,34
Densidade [kg/m ³]	7850	8300	8300
Espessura [mm]	0,71	0,79	1,00
Diâmetro Externo [mm]	4,76	6,35	8,5 (sucção) 6,8 (descarga)

Fonte: HENSE (2015) e MATWEB (2017).

A condição de contorno para as tubulações de descarga e sucção considerou deslocamento zero nas três direções nas extremidades e considerou livres os graus de liberdade de rotação nesses nós. As tubulações não foram fixadas no gabinete, pois o objetivo do modelo era avaliar a transmissão de forças somente através da placa base.

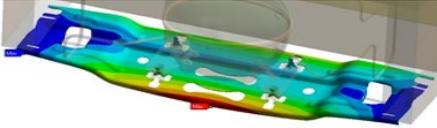
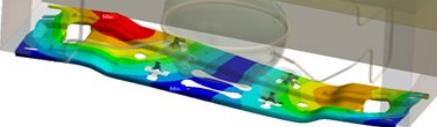
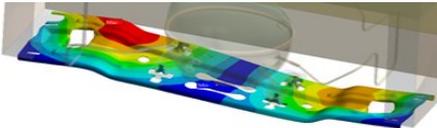
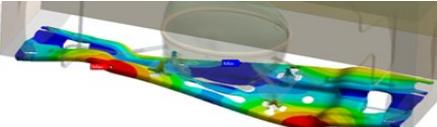
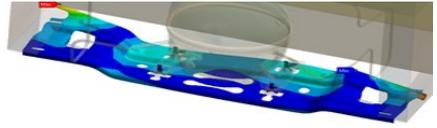
Para a construção do modelo numérico do gabinete, foram utilizados elementos de casca do tipo *SHELL281* (retangulares e triangulares) para as placas de aço, poliestireno de alto impacto e polipropileno, e para as partes de poliuretano, foram utilizados elementos sólidos do tipo *SOLID185* (tetraédricos e hexaédricos). No total, o modelo numérico com a placa base, o gabinete, os isoladores, o compressor e a tubulação, resultou em 332172 nós e 236852 elementos. A malha do modelo numérico do conjunto pode ser vista na Figura 76.

Figura 76 - Malha do modelo numérico do conjunto do refrigerador.



A análise modal do conjunto de 2740 modos até 2240 Hz foi computada em 18 horas em um computador de alto desempenho (HPC), com processador de 16 núcleos de 2,7 GHz e memória RAM de 128 GB. No Quadro 24, podem ser vistas as frequências naturais e as formas modais cuja amplitude máxima de deformação do conjunto está localizada na placa base.

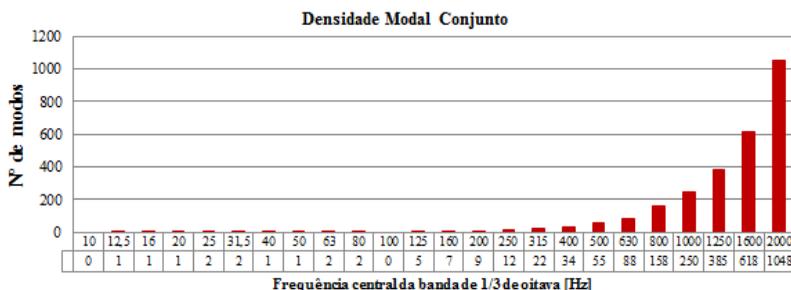
Quadro 24 - Frequências naturais numéricas e formas modais da placa base presa ao gabinete suportando o compressor sobre isoladores e conectado às tubulações.

Modo	Frequência natural [Hz]	Forma modal
37	143,91	
49	185,84	
54	212,20	
56	217,65	
80	312,09	
139	468,68	
157	507,93	

O problema de autovalores e autovetores foi resolvido considerando a extração dos modos do conjunto até a frequência de 2,24 kHz para que as análises posteriores da resposta do conjunto possam ser avaliadas até 1,12 kHz, que é próximo da frequência superior da banda de 1 kHz, usando o método da superposição modal.

Optou-se por limitar a análise até essa faixa de frequência devido ao grande aumento do número de modos por banda de frequência como pode ser visto na Figura 77, que mostra a quantidade de modos por banda de terço de oitava a partir da banda de 10 Hz até 2 kHz.

Figura 77 - Densidade Modal do conjunto por banda de $\frac{1}{3}$ de oitava.



Para a validação do modelo do conjunto, foi realizada uma comparação numérico-experimental de acelerações na placa base. Para o modelo numérico, foi aplicada uma força unitária na direção vertical e obtida a resposta na direção vertical em dois pontos, sendo um próximo e um distante do ponto de excitação. No caso experimental, foi realizada a excitação com um martelo de impactação e a resposta com um acelerômetro uniaxial nos mesmos pontos utilizados no caso numérico. Os pontos de aplicação da excitação e obtenção da resposta podem ser vistos na Figura 78, e a comparação numérico-experimental das FRF's obtidas em pontos próximos e distantes do ponto de excitação podem ser encontradas nas Figuras 80 e 81, respectivamente.

Figura 78 - Pontos de excitação (1) e resposta (2 e 3) no modelo numérico (acima) e experimental (abaixo).

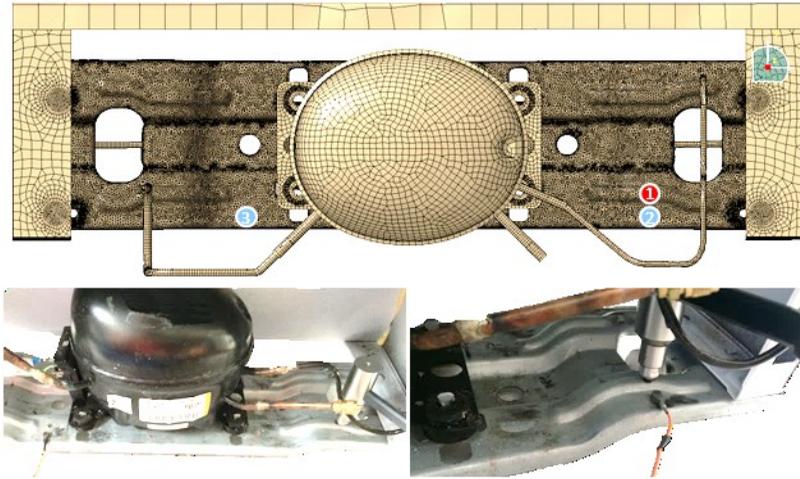


Figura 79 - Acelerâncias obtidas numérica e experimentalmente para força no ponto 1 e resposta no ponto 2.

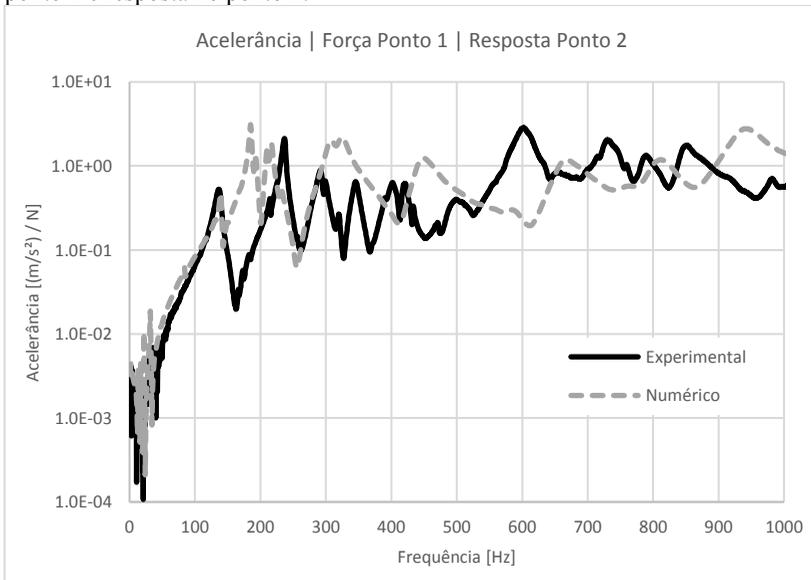
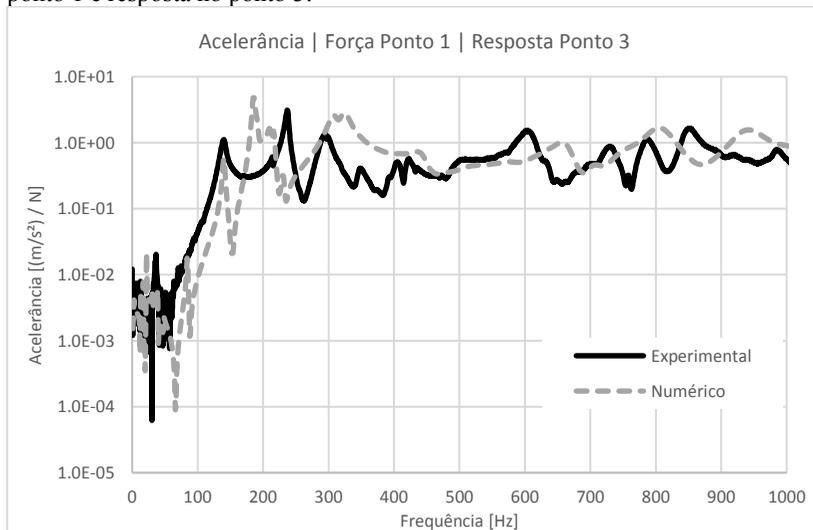


Figura 80 - Acelerâncias obtidas numérica e experimentalmente para força no ponto 1 e resposta no ponto 3.



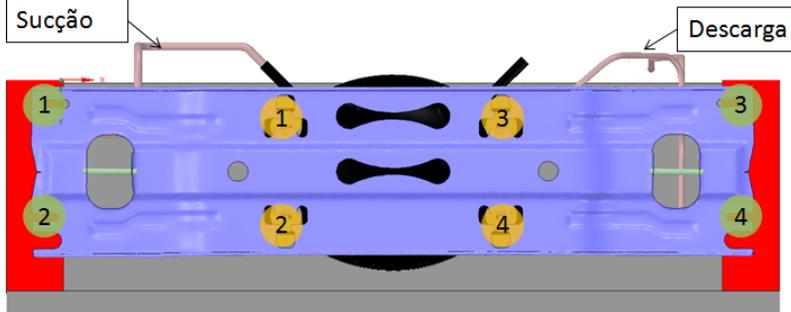
Mediante a análise dos dados obtidos, observa-se um desvio entre os dados numéricos e experimentais, principalmente entre 200 Hz a 400 Hz.

6.3 ANÁLISE DA TRANSMISSÃO DE FORÇAS PELA PLACA BASE

A partir da construção da análise modal do sistema completo e extração dos modos, foi processada uma análise harmônica pelo método da superposição modal aplicando as forças obtidas experimentalmente nas posições dos isoladores.

Inicialmente, foi avaliada a transmissibilidade entre os pontos de apoio dos isoladores com relação à força transmitida no acoplamento entre a placa e o gabinete. Foi avaliada individualmente a transmissibilidade de cada direção em cada um dos quatro pontos de apoio com relação à força transmitida nas três direções, em cada um dos quatro pontos de engaste. Para essa análise, adotou-se na placa a mesma convenção utilizada na numeração dos isoladores do compressor. A numeração dos pontos do isolador e de engaste está mostrada na Figura 81.

Figura 81 - Numeração dos isoladores (amarelo) e dos pontos de engaste na placa base (verde).



Nas Figuras 82, 83 e 84 são apresentadas as amplitudes das transmissibilidades nos pontos de acoplamento entre a placa e o gabinete nas direções Z, X e Y para uma excitação de magnitude unitária, com componentes de 0,577 N em cada uma das três direções, no ponto do isolador 1.

Figura 82 - Transmissibilidade nos engastes na direção Z para uma força unitária aplicada no isolador 1 nas direções XYZ.

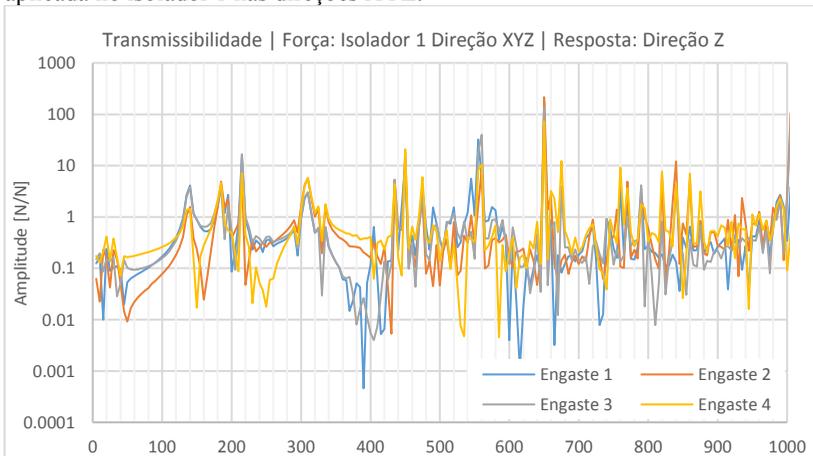


Figura 83 - Transmissibilidade nos engastes na direção X para uma força unitária aplicada no isolador 1 nas direções XYZ.

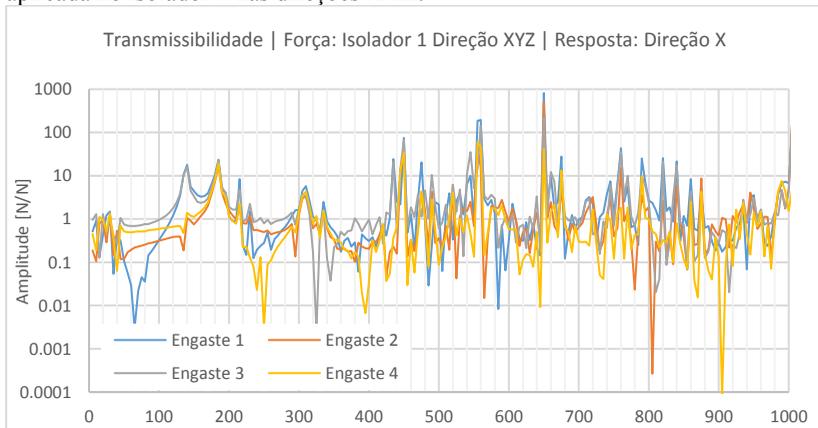
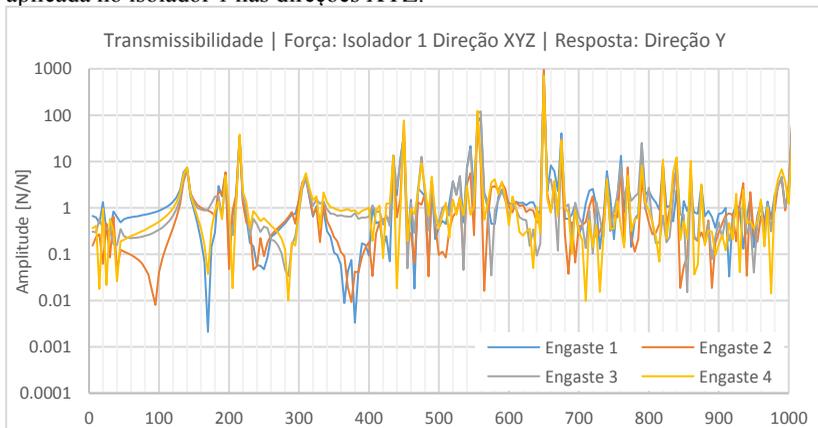


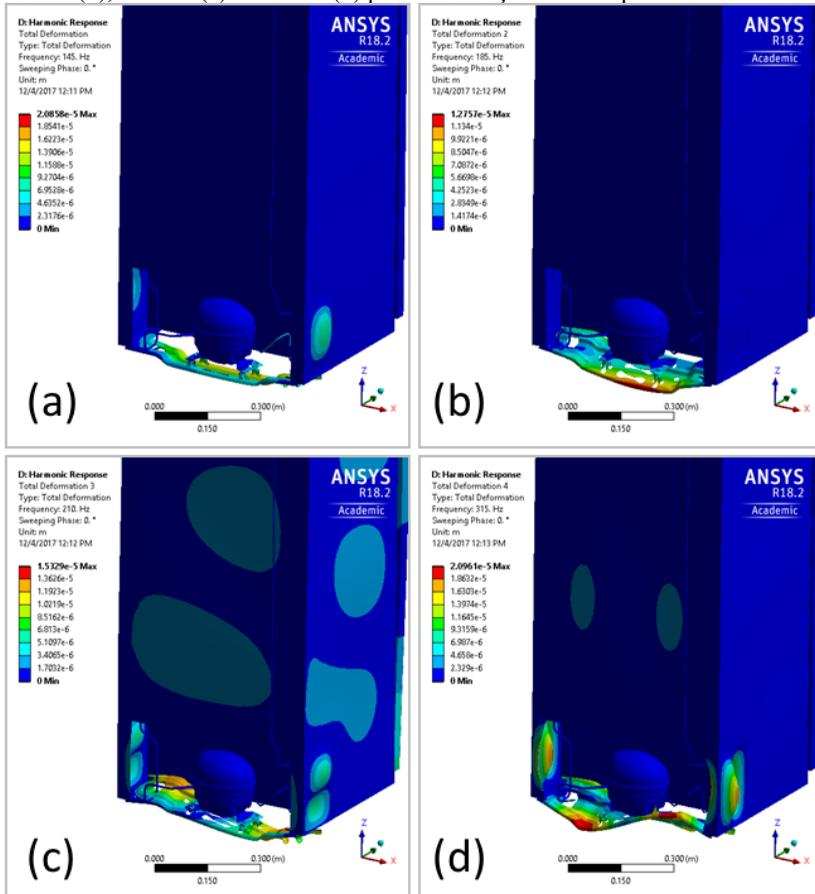
Figura 84 - Transmissibilidade nos engastes na direção Y para uma força unitária aplicada no isolador 1 nas direções XYZ.



Observando os gráficos de transmissibilidade, chama a atenção a presença de picos nas três direções próximos a 180 Hz, onde temos o segundo harmônico de funcionamento do compressor, o que pode causar uma alta força transmitida para o gabinete. Também são observados picos por volta de 140 Hz, que podem ser excitados pelo harmônico de 120 Hz, nas três direções. Nas direções Z e Y, é observado um pico próximo de 220 Hz, que pode ser excitado pelo terceiro harmônico do compressor, em 240 Hz.

As análises harmônicas tratadas nesta seção foram resolvidas pelo método da superposição modal, utilizando a análise modal da seção 6.2, em que foram obtidos os modos até 2240 Hz. Cada análise harmônica foi feita com 200 frequências isoladas, de 5 a 1000 Hz, intervalo de 5 Hz. O tempo de processamento foi de 50 minutos a partir da análise modal já processada anteriormente. As análises foram repetidas com a força aplicada nos pontos dos outros três isoladores, com resultados semelhantes. Na Figura 85 pode ser vista a malha deformada do conjunto nas regiões dos picos da transmissibilidade, em 145 Hz, 185 Hz, 210 Hz e 315 Hz.

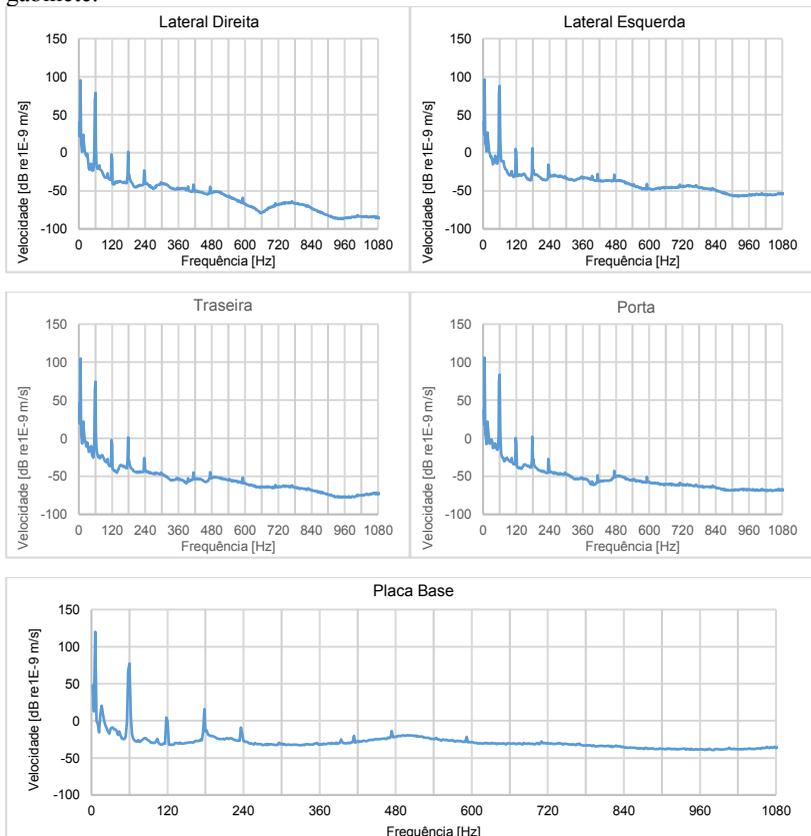
Figura 85 - Deformação para a resposta forçada nas frequências de 145 Hz (a), 185 Hz (b), 210 Hz (c) e 315 Hz (d) para uma força unitária aplicada em XYZ.



A seguir foi avaliada a vibração em diferentes superfícies do gabinete a partir da aplicação das forças experimentais obtidas para o compressor e o isolador tipo A. A análise também foi realizada utilizando superposição modal a partir da análise modal numérica do conjunto, realizada anteriormente.

Foram aplicadas as 12 forças experimentais, nas três direções em cada um dos quatro pontos da placa base, e foram processados os modelos de forma a se obterem as velocidades de vibração, tanto na própria placa base quanto na parte externa do gabinete do refrigerador. As velocidades médias quadráticas (RMS) de vibração nesses pontos podem ser vistas na Figura 86.

Figura 86 - Velocidade RMS de vibração na direção normal às superfícies do gabinete.



Analisando os resultados de velocidade RMS nas superfícies do gabinete, nota-se a maior amplitude na frequência de funcionamento, em 60 Hz, e nas frequências mais baixas, onde estão os modos de corpo rígido do compressor sobre os isoladores. Comparando as superfícies, pode-se observar a maior amplitude entre as velocidades na placa base quando comparada às demais, possivelmente devido à sua direção normal estar alinhada com o eixo Z, onde a força transmitida é maior do que nas direções X e Y, conforme visto no Capítulo 5.

Nota-se também a presença de uma região de súbito aumento de amplitude em 180 Hz, possivelmente devido a uma proximidade entre a segunda harmônica da frequência de funcionamento e uma frequência natural do conjunto, vista anteriormente em 185 Hz, ou seja, um problema de ressonância. Pode-se adotar como um requisito de projeto do produto, minimizar a força transmitida do compressor para a placa nas regiões em que há uma maior transmissibilidade, evitando esse tipo de problema.

Também na placa base, é possível notar um leve aumento na amplitude da curva por volta de 480 Hz, porém sem uma predominância de picos, possivelmente devido ao espectro das forças obtidas experimentalmente, visto no Capítulo 5, em que não é notada a presença dos harmônicos nessa faixa de frequência.

6.4 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Neste capítulo foi analisado o comportamento da placa base juntamente com os elementos aos quais ela está acoplada. Foi analisada a condição de contorno da placa base acoplada no gabinete e as frequências naturais do conjunto em que a placa tem uma maior influência no modo. Em seguida, foi realizada uma comparação numérico experimental em que se verificou as FRF's para dois pontos distintos, um próximo e um distante do ponto de aplicação da excitação.

Foi verificada também a transmissibilidade de força da placa base entre os pontos em que o compressor é apoiado até os pontos em que a placa é acoplada no gabinete a partir da aplicação de uma força unitária no ponto de apoio e da obtenção da força de reação no engaste entre placa e gabinete.

Aplicando as forças experimentais foram obtidas em cada um dos quatro pontos de apoio do compressor sobre a placa, as amplitudes de vibração na placa base e nas superfícies do gabinete.

7 ANÁLISE DE RADIAÇÃO SONORA

No capítulo anterior foi desenvolvida uma análise das forças transmitidas através da placa base e calcularam-se as velocidades de vibração nas superfícies da placa e do gabinete, originadas por estas forças. A partir desse modelo estrutural detalhado no capítulo anterior, desenvolveram-se, a partir do modelo do conjunto, modelos numéricos de radiação sonora utilizando o método dos elementos de contorno (BEM) para avaliar a contribuição desse caminho no ruído total do refrigerador. Os modelos de radiação sonora foram desenvolvidos com o *software* Siemens LMS Virtual.Lab 13.7.

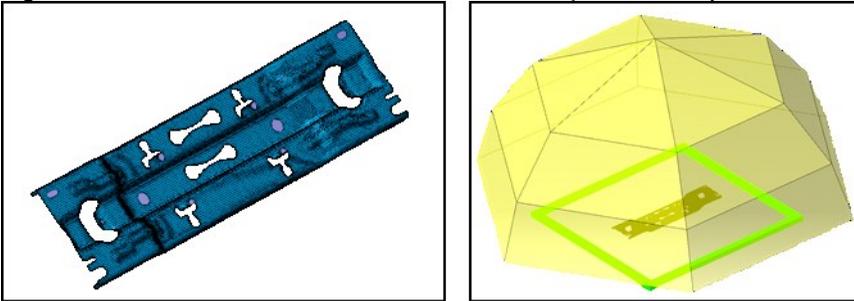
Inicialmente avaliou-se a radiação sonora somente da superfície da placa quando submetida às forças transmitidas pelos isoladores, obtidas experimentalmente no Capítulo 5.

7.1 ANÁLISE DE RADIAÇÃO SONORA DA PLACA BASE

Nesse modelo de radiação, foram utilizadas as velocidades de vibração obtidas através do modelo do conjunto, e aplicadas em um modelo de radiação somente da placa. Foi considerada a placa base radiando em campo livre, sobre um plano refletor, sem considerar a influência do gabinete e do compressor sobre a radiação da mesma. O objetivo é analisar qual seria o ruído radiado pela placa base em um ambiente idealizado, em que o campo sonoro não sofresse interferência da presença do gabinete e do compressor e, assim, obter informações tanto do ruído radiado como da eficiência de radiação (σ_{rad}) da placa.

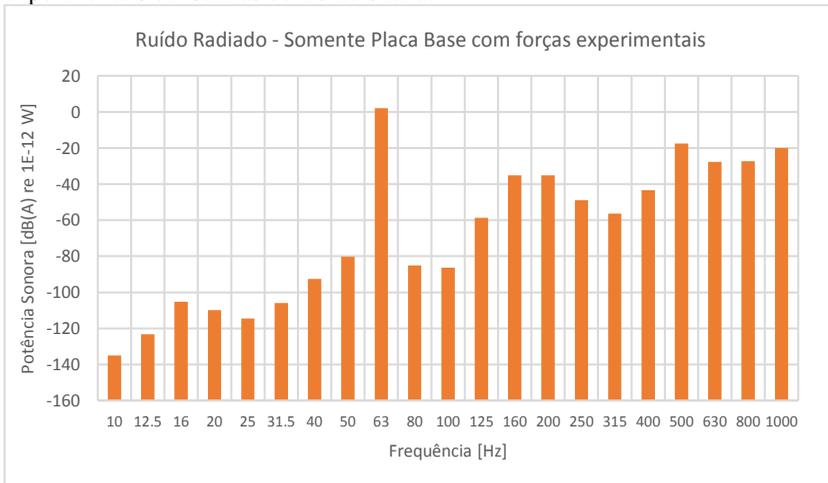
Na Figura 87 tem-se uma imagem do modelo de radiação da placa base. A malha da placa base foi simplificada para a análise da radiação sonora, considerando elementos retangulares com 5 mm, o que possibilita a análise até cerca de 11,3 kHz, considerando 6 elementos por comprimento de onda. Esta malha de radiação resultou em 8814 nós e 8806 elementos. Como o objetivo do modelo é analisar a faixa de frequência de até 1 kHz, tal malha de radiação poderia ser mais grosseira para o problema de radiação sonora, porém não se conseguiria obter uma proximidade com a geometria da placa base. Foi também gerada uma malha de cálculo da potência sonora com 19 pontos, que forma uma semiesfera ao redor da placa base e do plano refletor.

Figura 87 - Malha numérica utilizada no modelo de radiação sonora da placa base.



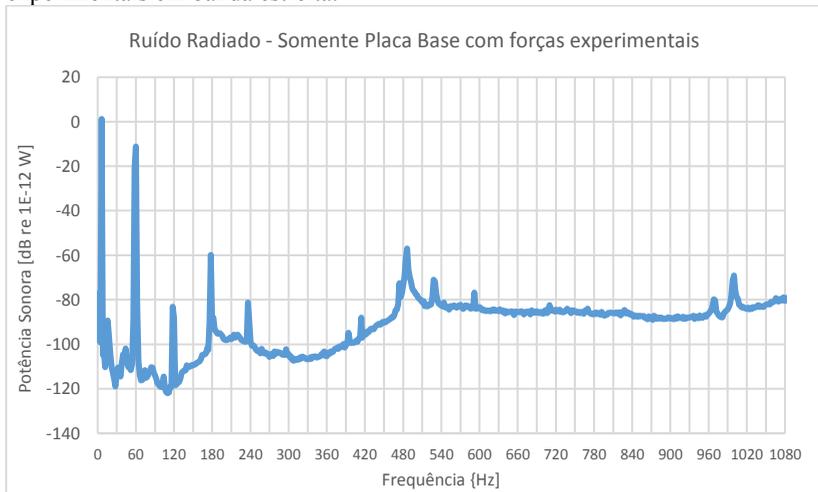
A análise harmônica via BEM foi realizada entre 2 Hz e 1120 Hz, com 1 Hz de discretização, para poder se obter a resposta em bandas de terço de oitava até a banda de 1 kHz. O tempo de cálculo da radiação sonora foi de cerca de 6 horas. O ruído radiado somente pela placa base em terço de oitava pode ser visto na Figura 88. O valor global de potência sonora (SWL) foi de 2,24 dB(A), bastante abaixo do valor do refrigerador, e predominantemente na banda de 63 Hz, onde não foi obtido um valor experimental da potência sonora do refrigerador.

Figura 88 - Ruído radiado somente pela placa base a partir das forças experimentais em bandas de 1/3 de oitava.



Na Figura 89 é apresentado o gráfico do espectro de potência sonora em banda estreita.

Figura 89 - Ruído radiado somente pela placa base a partir das forças experimentais em banda estreita.



Observando o resultado obtido, é possível perceber a presença de picos na frequência de rotação do compressor, 59 Hz (considerando o escorregamento presente) e nos seus primeiros harmônicos até 240 Hz e um pico em torno de 480 Hz, possivelmente proveniente de uma frequência natural do conjunto. Foi também calculada numericamente a eficiência de radiação (σ_{rad}) da placa base, sendo os resultados apresentados na Figura 90. A eficiência de radiação é uma quantidade que caracteriza a eficiência de uma determinada superfície vibrante como radiador de potência sonora (VIGRAN, 2008). É determinada pela equação 3:

$$\sigma_{rad} = \frac{W_{rad}}{\rho_0 c_0 S \langle \tilde{v}^2 \rangle} \quad (3)$$

Onde W_{rad} é a potência sonora total irradiada, ρ_0 a densidade do fluido, c_0 é a velocidade do som no fluido, S é a área da superfície vibrante, e $\langle \tilde{v}^2 \rangle$ é a velocidade média quadrática de vibração na superfície.

Figura 90 - Eficiência de radiação (σ_{rad}) da placa base.

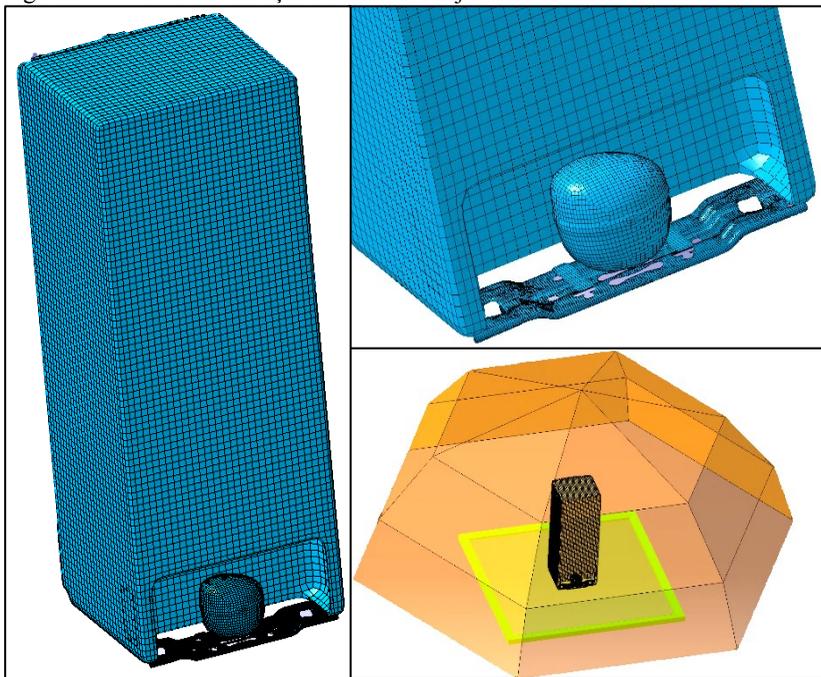


Nota-se que, na faixa de interesse (até 1 kHz), a eficiência de radiação da placa base pode ser considerada baixa. Isso possivelmente decorre da forma da placa e da presença de recortes e furos na mesma, o que tende a reduzir a eficiência de radiação do corpo.

7.2 ANÁLISE DE RADIAÇÃO SONORA DO GABINETE EXCITADO PELA PLACA BASE

Após a análise da radiação sonora emitida pela placa base em um ambiente sem interferência do compressor e do gabinete, foi realizada a análise desta vez para o conjunto completo. Para isso, manteve-se o tamanho de elemento de 5 mm na região da placa base e de 10 mm no restante do modelo, o que possibilita análises até cerca de 5600 Hz, considerando 6 elementos por comprimento de onda. A malha acústica resultou em um total de 33193 elementos e 33165 nós. Na Figura 91 pode ser vista a malha do modelo de radiação do conjunto completo.

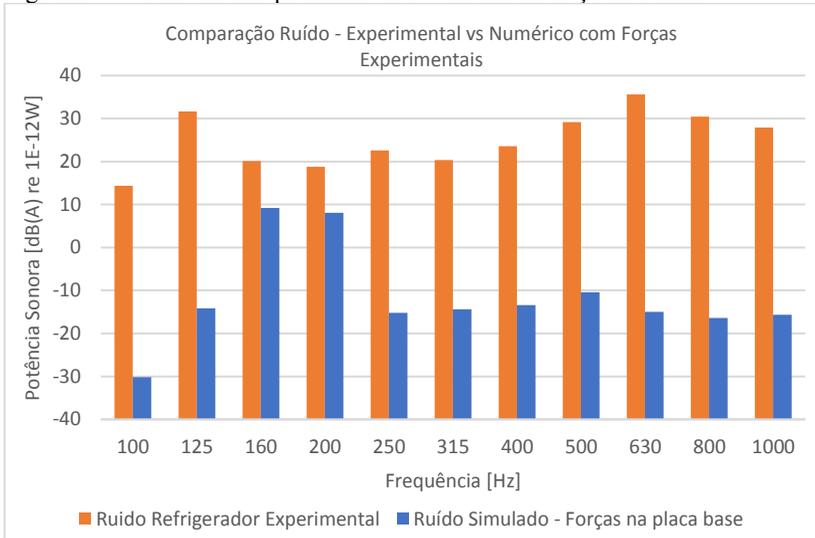
Figura 91 - Malha de radiação sonora do conjunto.



Para a análise, conforme pode ser observado na Figura 91, foi gerada também a malha na superfície do compressor, porém não foram atribuídos vetores de velocidade aos seus nós. Dessa maneira, é possível calcular a radiação sonora somente devido ao conjunto placa e gabinete com a influência da presença do compressor porém sem a radiação do mesmo.

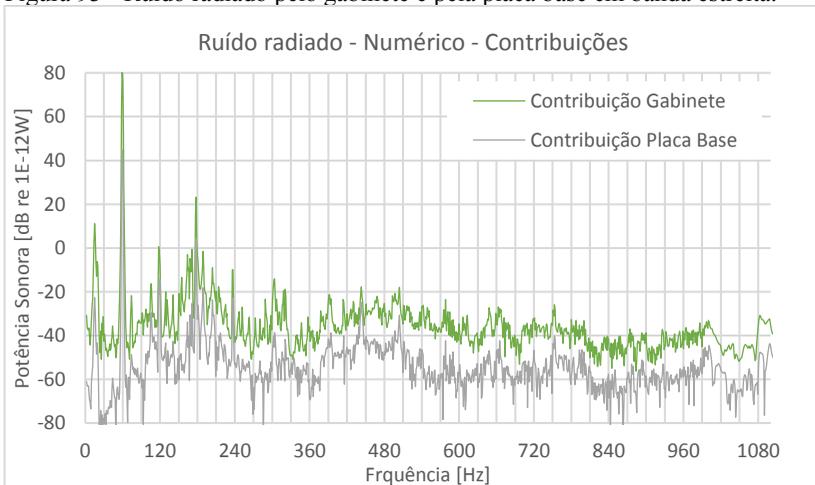
A análise foi realizada com os mesmos parâmetros de frequência que a análise da seção anterior, e o tempo de cálculo da radiação sonora foi de 28 horas, a partir de uma análise modal e resposta harmônica já processadas. Na Figura 92 pode ser visto em bandas de terço de oitava entre 100 Hz e 1 kHz e comparado com o ruído do refrigerador e na Figura 93 pode ser vista a radiação sonora total em banda estreita.

Figura 92 - Ruído radiado pelo sistema em bandas de terço de oitava.



Observando a Figura 92, percebe-se que a maior contribuição das forças transmitidas a partir dos isoladores para o ruído total do sistema ocorre nas bandas de 160 Hz e 200 Hz. Através da análise do espectro em banda estreita apresentado na Figura 93 é possível notar que a região de maior amplitude é na frequência fundamental do compressor, em 59 Hz.

Figura 93 - Ruído radiado pelo gabinete e pela placa base em banda estreita.



A título ilustrativo, são apresentadas nas Figuras 94 e 95 os campos de pressão sonora no campo distante e próximo, respectivamente, para a frequência de 59 Hz.

Figura 94 - Pressão sonora no campo distante para 59 Hz.

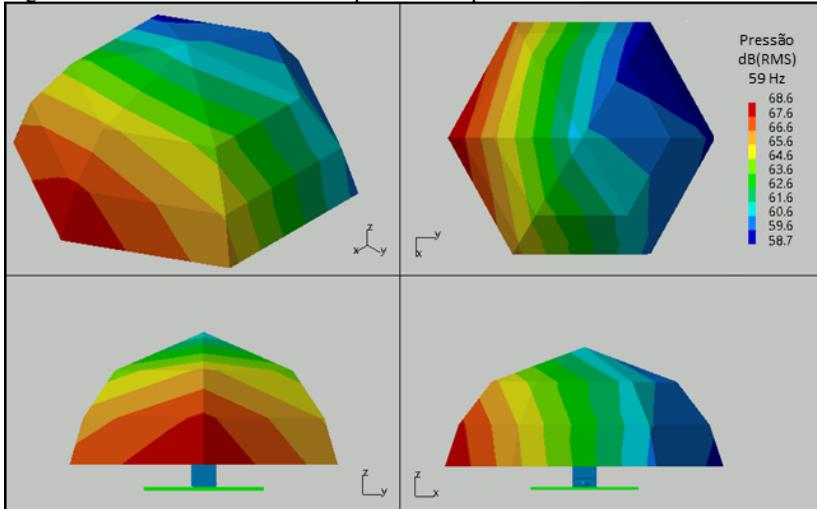
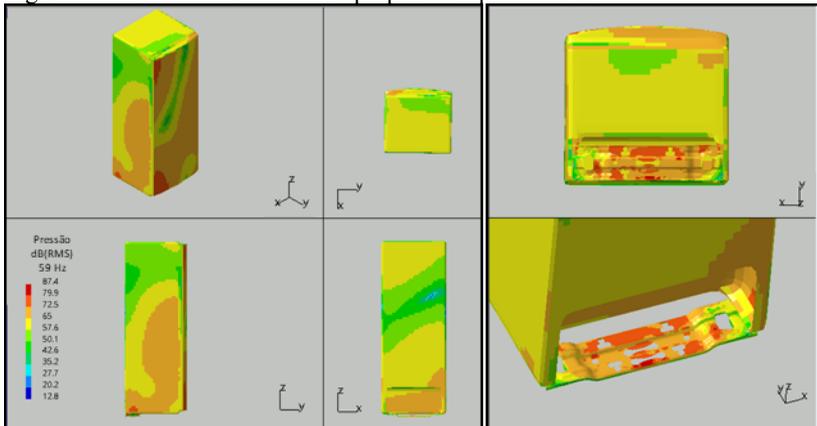


Figura 95 - Pressão sonora no campo próximo para 59 Hz.



Observando na Figura 95 o campo de pressão em 59 Hz, é possível notar uma forte resposta da placa base, possivelmente forçada devido a excitação sobre os pontos dos isoladores, pois não foi verificado na análise modal nenhum modo com resposta na placa nessa região do

espectro. Verifica-se também uma maior resposta na região frontal do gabinete, possivelmente devido à coincidência de um modo do gabinete com a excitação aplicada.

Ainda com base nos espectros obtidos em banda estreita, pode-se notar a presença de picos próximos a 177 Hz, que é o segundo harmônico do compressor, considerando o escorregamento presente no funcionamento. Esse terceiro harmônico, fica próximo de alguns dos modos do conjunto em 143,9 Hz e 185,8 Hz, vistos no Quadro 24. Na Figura 96 é mostrada a pressão sonora no campo distante e na Figura 97 a pressão sonora no campo próximo para 177 Hz.

Figura 96 - Pressão sonora no campo distante para 177 Hz.

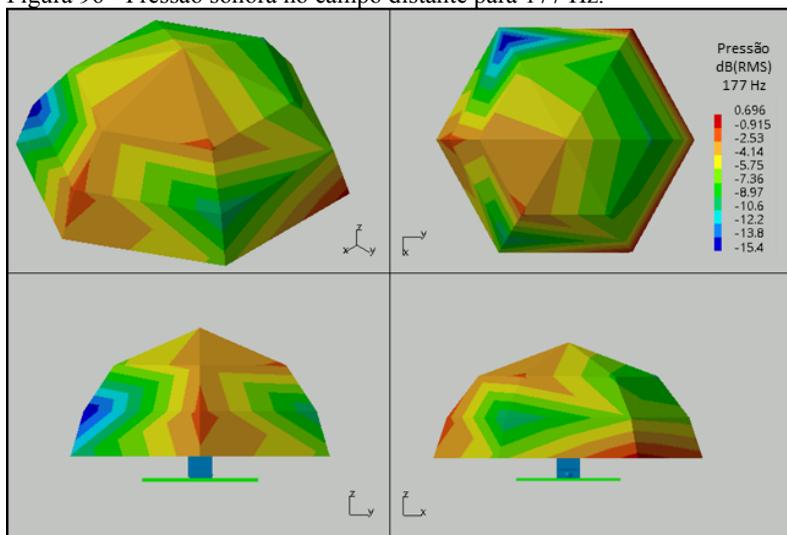
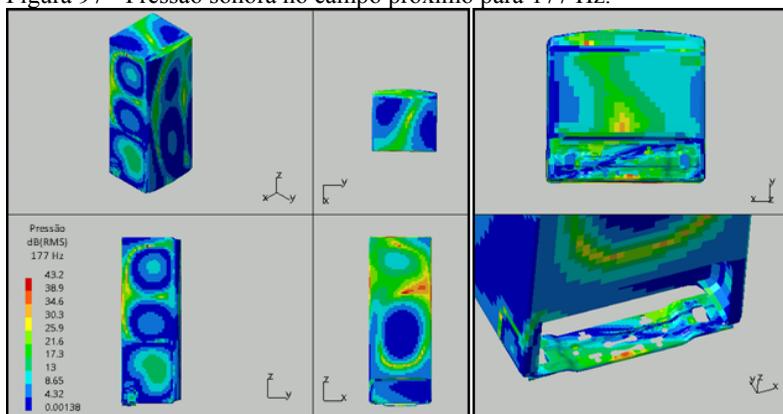


Figura 97 - Pressão sonora no campo próximo para 177 Hz.



Da pressão sonora no campo próximo em 177 Hz (Figura 97), é possível notar que há uma maior amplitude da pressão devido à forte resposta na parte traseira e nas laterais do gabinete, o que pode ser visto também na pressão no campo distante, onde já uma predominância da resposta na lateral direita.

Observando no resultado em banda estreita a comparação entre as contribuições do gabinete e da placa base, nota-se que a contribuição do gabinete predomina em praticamente todo o espectro, sendo somente na região de 442 Hz que a contribuição da placa base e do gabinete tem amplitude similar. Na Figura 98 é mostrada a pressão sonora no campo distante e na Figura 99 a pressão sonora no campo próximo para 442 Hz.

Figura 98 - Pressão sonora no campo distante para 442 Hz.

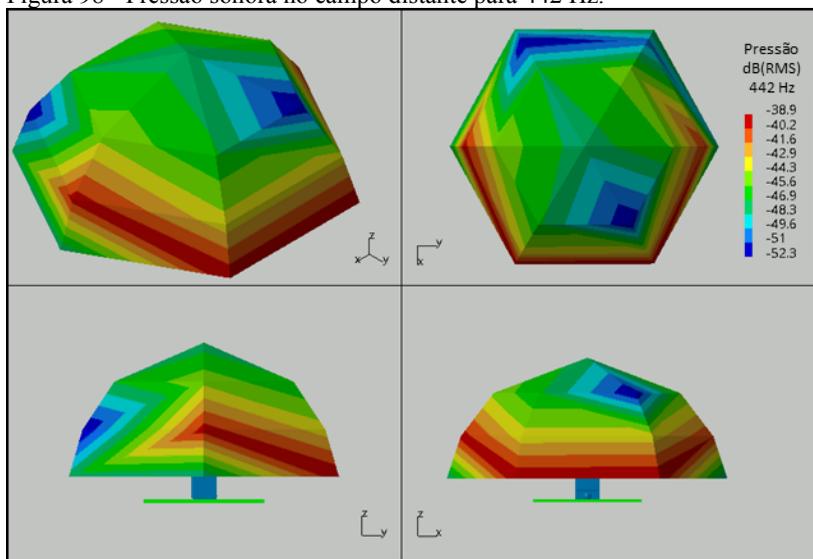
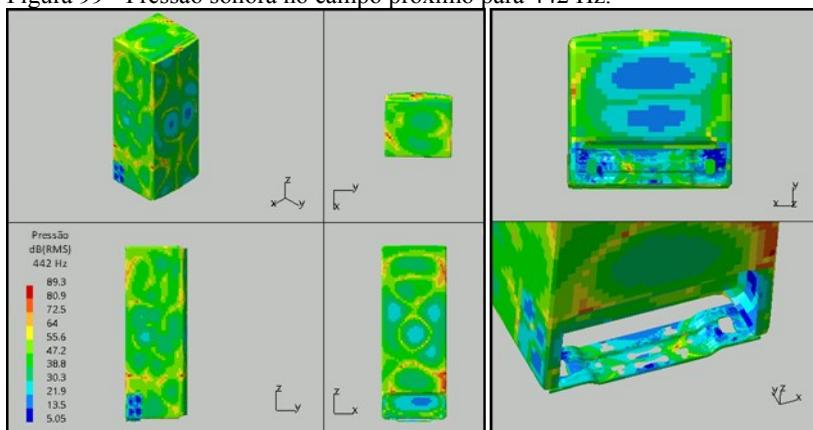


Figura 99 - Pressão sonora no campo próximo para 442 Hz.



Observando o campo distante de pressão (Figura 98), é possível observar que, para a frequência de 442 Hz, há uma maior pressão sonora nos nós da malha de radiação posicionados atrás do gabinete, indicando uma maior diretividade nessa direção, possivelmente ocasionada pelo campo de pressão no entorno da placa base e na traseira do gabinete.

7.3 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Nesse capítulo foi desenvolvido um modelo numérico para calcular o problema de radiação sonora do conjunto formado pelo gabinete do refrigerador, a placa base e o compressor. Com este modelo, foi calculada numericamente através do BEM a radiação sonora desse conjunto quando submetido às forças transmitidas pelos isoladores à placa base.

Foi possível verificar que a transmissão de forças através da placa base é responsável por parte do ruído total do refrigerador, principalmente nas bandas de 160 Hz e 200 Hz, devido à presença de um componente harmônico do compressor, em 177 Hz, próximo a dois modos do conjunto em 143 Hz e 185 Hz. Foi verificada, também, que na região de 442 Hz, o ruído radiado pela placa base tem magnitude semelhante ao radiado pelo gabinete.

Com este modelo numérico torna-se possível avaliar individualmente quais das forças exercem maior influência no ruído total, bem como o impacto de variações de projeto no ruído, como por exemplo a substituição do isolador ou a mudança da posição do compressor sobre a placa base, alterando o ponto de transmissão de forças do compressor para o restante do sistema.

8 CONCLUSÕES

Foi demonstrada, através de outros trabalhos, a importância do estudo do ruído de refrigeradores e, com isso, caracterizou-se a necessidade de estudo mais aprofundado a respeito do comportamento vibroacústico da placa base do refrigerador, que é um dos caminhos responsáveis pela transmissão de energia vibratória do compressor ao gabinete do refrigerador.

Verificou-se, inicialmente, o desvio presente entre uma amostra da placa base e a geometria nominal obtida com o fabricante. A análise modal experimental da placa base foi realizada e se determinaram os parâmetros modais para a condição livre-livre. Esses dados foram posteriormente utilizados para o ajuste do modelo da placa base.

Foi realizada uma otimização paramétrica com o objetivo de determinar as propriedades do material da placa base para ajustar os modos numéricos com os obtidos experimentalmente para os primeiros modos. Além dos valores de frequências naturais, foi avaliado o critério de confiança modal (MAC) até modos de ordem mais alta e, também, comparadas as funções mobilidade obtidas para um ponto próximo e um distante do ponto de excitação da placa. Ficou demonstrada a importância do uso da geometria o mais real possível, uma vez que exerce grande influência na resposta em frequência simulada.

Foram obtidas experimentalmente as forças transmitidas pelo compressor quando em funcionamento, para diferentes tipos de isoladores de vibração, entre eles o utilizado originalmente no refrigerador. Com esse experimento pode-se notar a diferença de até uma ordem de grandeza entre a força transmitida na vertical com relação às forças transmitidas nas direções longitudinal e transversal. Constatou-se também a importância do uso do isolador quando comparado a somente uma lâmina de borracha, que apresentou níveis maiores de força transmitida ao longo do espectro.

O modelo numérico da placa base com compressor, gabinete e tubulações permitiu realizar uma análise harmônica e estimar as forças que a placa base transmite para o gabinete a partir das forças experimentais a que ela é submetida pelo compressor. Em seguida, foi realizada uma comparação numérico experimental em que se verificou a aceleração para dois pontos distintos da placa.

A análise da radiação sonora da placa base quando submetida às forças dos isoladores e da radiação sonora do conjunto total para essas mesmas forças indicou que esse caminho de transmissão é bastante relevante no ruído total do refrigerador nas bandas de terço de oitava de

160 Hz e 200 Hz, principalmente. Os dados obtidos indicam que há a necessidade de se ajustar o modelo numérico do conjunto todo a fim de se avaliar a sensibilidade do modelo a possíveis alterações do projeto.

8.1 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Após as conclusões obtidas com esse trabalho, seguem algumas sugestões para trabalhos futuros:

- avaliar, a partir do modelo numérico, o impacto de possíveis mudanças no ruído do sistema, a fim de testar a sensibilidade do modelo para possíveis etapas do desenvolvimento, reduzindo a experimentação necessária para o desenvolvimento do produto;

- realizar testes aumentando a amostragem de placas base para estudar a variabilidade entre amostras, a fim de checar a capacidade do processo produtivo da mesma. Com isso seria possível verificar se o processo de ajuste de modelo pode ser feito para um lote de placas base ou se a dispersão entre as amostras não permitiria obter um modelo numérico ajustado que seja capaz de representar o componente de forma assertiva ou com adequado grau de concordância;

- avaliar a possibilidade de novos conceitos de suporte do compressor ou *design* da placa base atual para reduzir ao máximo os esforços exercidos no gabinete em regiões críticas do espectro de ruído;

- a construção de um modelo representativo de gabinete do refrigerador para se aplicar, além das forças junto aos isoladores, as demais excitações originadas em diferentes fontes do conjunto, algumas delas já caracterizadas em diferentes trabalhos da bibliografia.

REFERÊNCIAS

- ALLEMANG, Randall J. **The Modal Assurance Criterion - Twenty Years of Use and Abuse**. Sound and Vibration Magazine, p14-21. 2003.
- ANSYS. **Shell281. 8-Node Structural Shell**. Release 18.1. 2017.
- ANSYS. **Multi-Objective Genetic Algorithm (MOGA)**. Release 18.1. 2017.
- ANSYS. **Cooper Alloy material properties**. Release 18.1. 2017.
- ANSYS. **Chapter 10: Multipoint Constraints and Assemblies**. Disponível em: https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/ans_ctec/Hlp_ctec_mpcassm.html. Acesso em 29 de julho de 2017.
- BRATTI, Giovanni; SANTINI JUNIOR, Otávio; BAARS, Edmar; BARBIERI, Renato; PELLEGRINI, Claudio; SILVA, Olavo; LENZI, Arcanjo. **Identification of Energy Path in the Interaction between Compressor and Refrigerator**. In: International Compressor Engineering Conference Purdue, 2012.
- BRINGHENTI, Ilka. **Modelo Vibroacústico do Gabinete de um Refrigerador**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2012.
- CAETANO, André Luiz Gonçalves. **Estudo da propagação do ruído gerado pela expansão de gás no evaporador de um refrigerador doméstico**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2013.
- CANCELLIER, Demitri. **Avaliação de fontes de ruído em ventiladores axiais usados em refrigeradores domésticos**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2017.
- CARVALHO, Renato S. Thiago de. **Métodos de identificação de fontes de ruído em um refrigerador**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

COLOMBO, Elias Gava. **Investigação numérica e experimental do desempenho de condensadores do tipo skin em refrigeradores domésticos**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2014.

EMBRACO. **Relatório Interno - Noise sources characterization on a side-by-side refrigerator**. Joinville, 2014.

EWINS, David J. **Modal Testing: Theory, Practice and Application**. Second Edition. Research Studies Press LTD, 2000.

FONTANELA, Filipe. **Análise robusta de modelos estruturais utilizando métodos probabilísticos**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2015.

GUESSER, Thiago Mannes. **Controle das frequências naturais de placas planas através de otimização de forma**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2014.

HENSE, Andrey. **Análise do ruído de um refrigerador excitado pelo condensador**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2015.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 3741: Acoustics -- Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure -- Precision methods for reverberation test**. Suíça, 2011.

MAREZE, Paulo Henrique. **Aplicação de Tubos Ressonantes para atenuação sonora de cavidades e filtros acústicos**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009.

MARTINEZ, Jesus Alberto Ortiz. **Fluxo de energia vibratória do compressor ao gabinete de um refrigerador típico**. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2014.

MARTINS, Leonardo Oceano. **Análise da influência da rigidez da estrutura de suporte de um compressor em um refrigerador doméstico típico na emissão global de ruídos em operação**. Trabalho

de conclusão de curso - Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2016.

MATWEB. **AISI 1020 Steel, hot rolled, 19-32 mm (0.75-1.25 in) round**. Disponível em: <http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=b58ee61a3745453a9232f7864abba74f&ckck=1>. Acesso em 14 de outubro de 2017.

MOORHOUSE, Andy. **Virtual Acoustic Prototypes: Listening to Machines that don't exist**. Proceedings of Acoustics. Australian Acoustic Society, 2005.

RAMM, Axel Júlio. **Procedimento de Calibração e Otimização Estrutural para um Gabinete de Refrigerador**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.

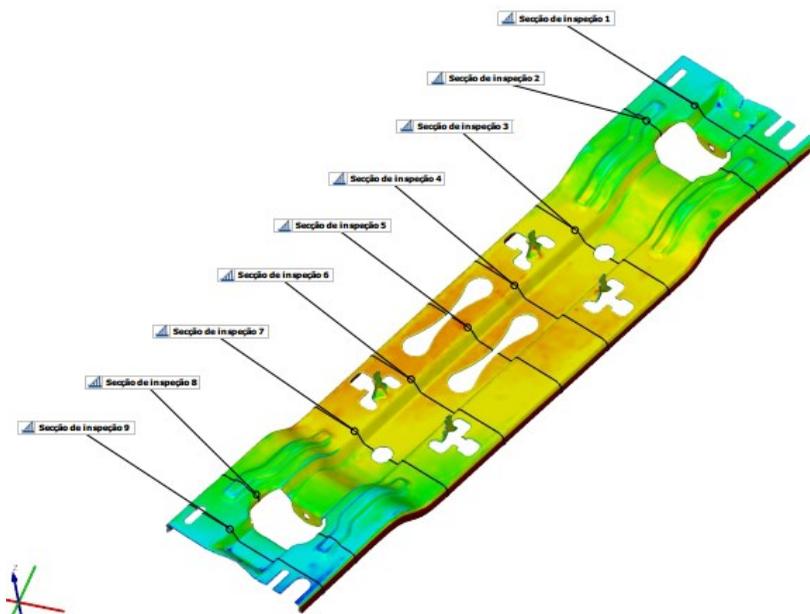
SIEMENS. **Modal Assurance Criterion (MAC)**, 2016. Disponível em: <https://community.plm.automation.siemens.com/t5/Testing-Knowledge-Base/Modal-Assurance-Criterion-MAC/ta-p/368008>. Acesso em 13 de fevereiro de 2017.

VENDRAMI, Carlos Eduardo. **Análise de isoladores de vibração usados em refrigeradores**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2013.

VIGRAN, Tor Erik. **Building Acoustics**. First Edition. Taylor and Francis, 2008.

APÊNDICE A - Análise de espessura da placa base

Figura 100 - Seções de inspeção da espessura da placa base.



Aqui podemos observar uma região com várias curvaturas, em que há grande variação de espessura ao longo da seção. Deve-se observar que nas bordas da placa há uma região de maior espessura, causada por uma região de dobra que é interpretada pelo programa de análise com uma região maciça, como se pode ver no detalhe abaixo:

Figura 101 - Região de borda da placa base.

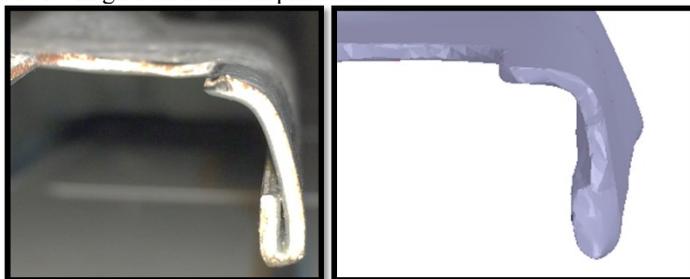
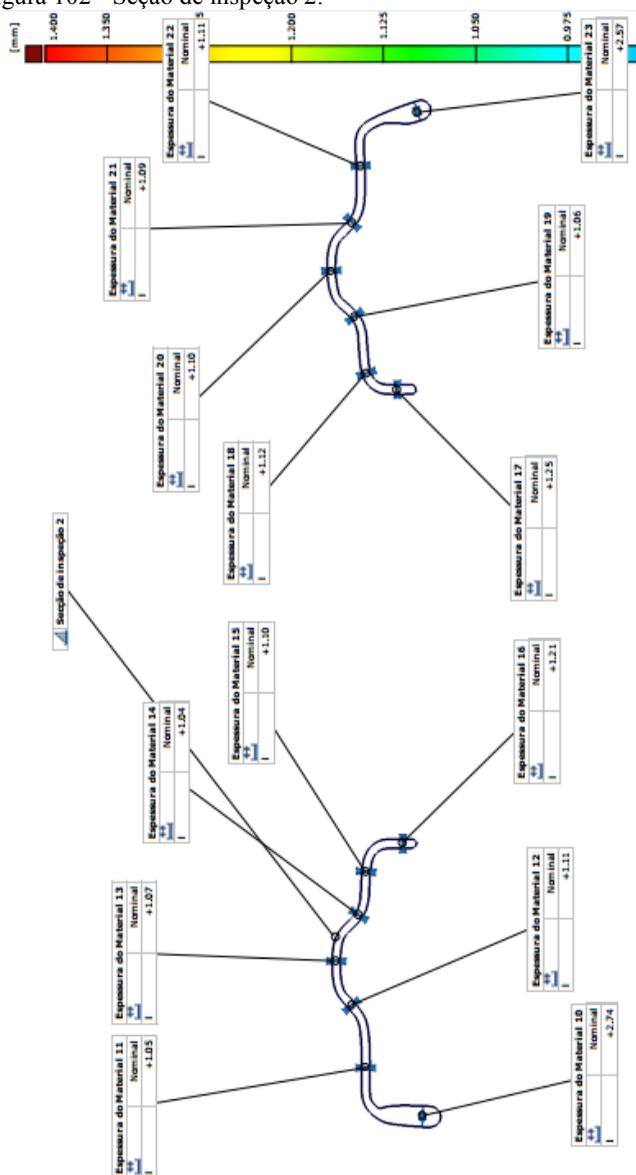
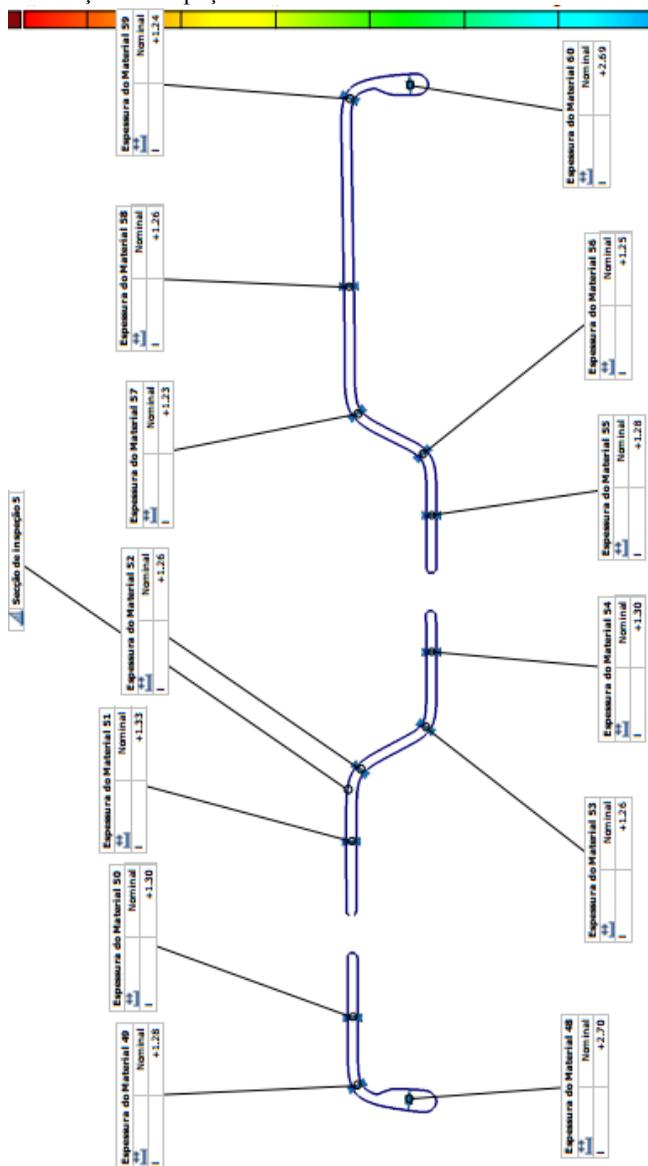


Figura 102 - Seção de inspeção 2.



Nessa seção na região central da placa, pode-se observar a região de maior espessura, com 1,33 mm.

Figura 103 - Seção de inspeção 5.



Também nessa seção e na próxima, pode-se observar a variação de espessura entre os dois lados da placa, em que há uma variação entre 1,22 mm de um lado e 1,30 mm do outro.

Figura 104 - Seção de inspeção 6.

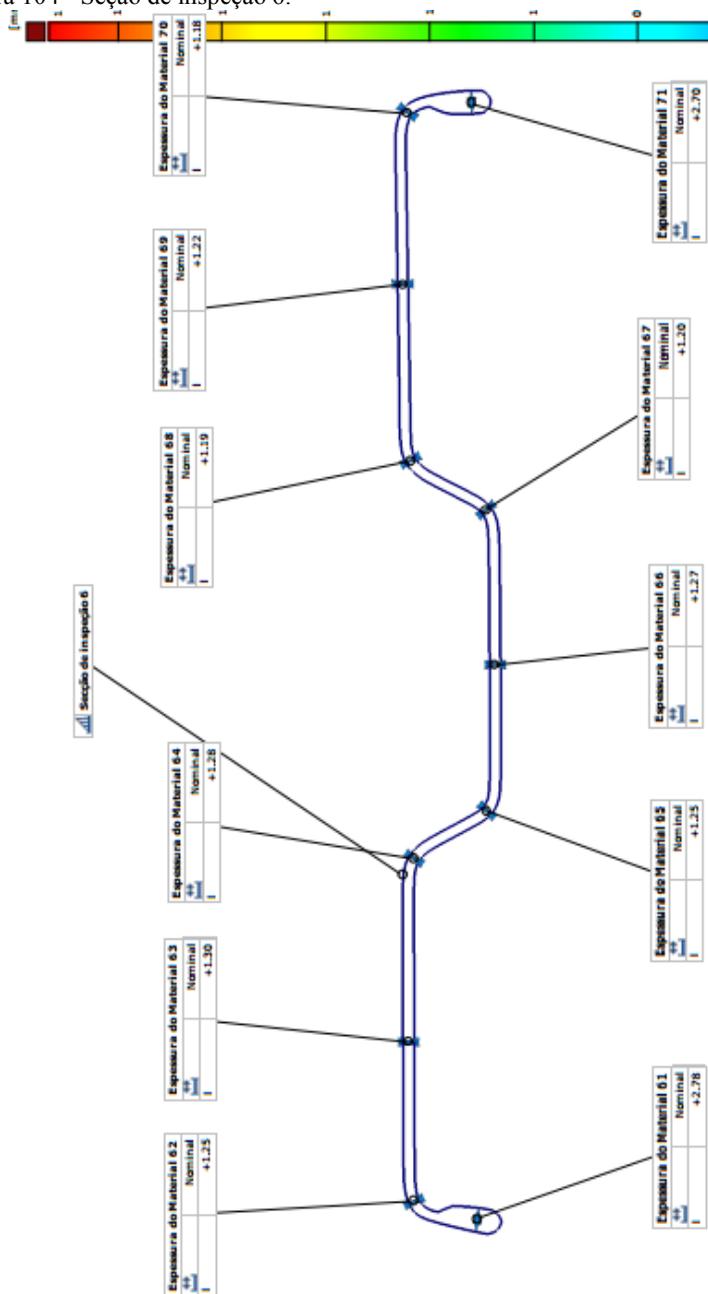


Figura 105 - Seção de inspeção 7.

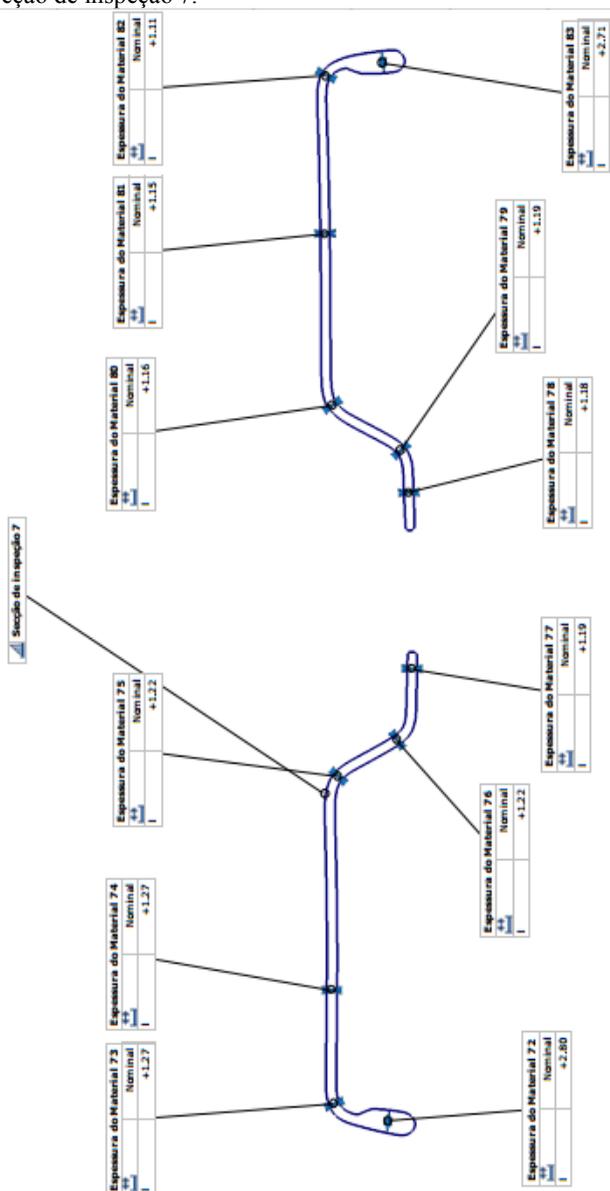
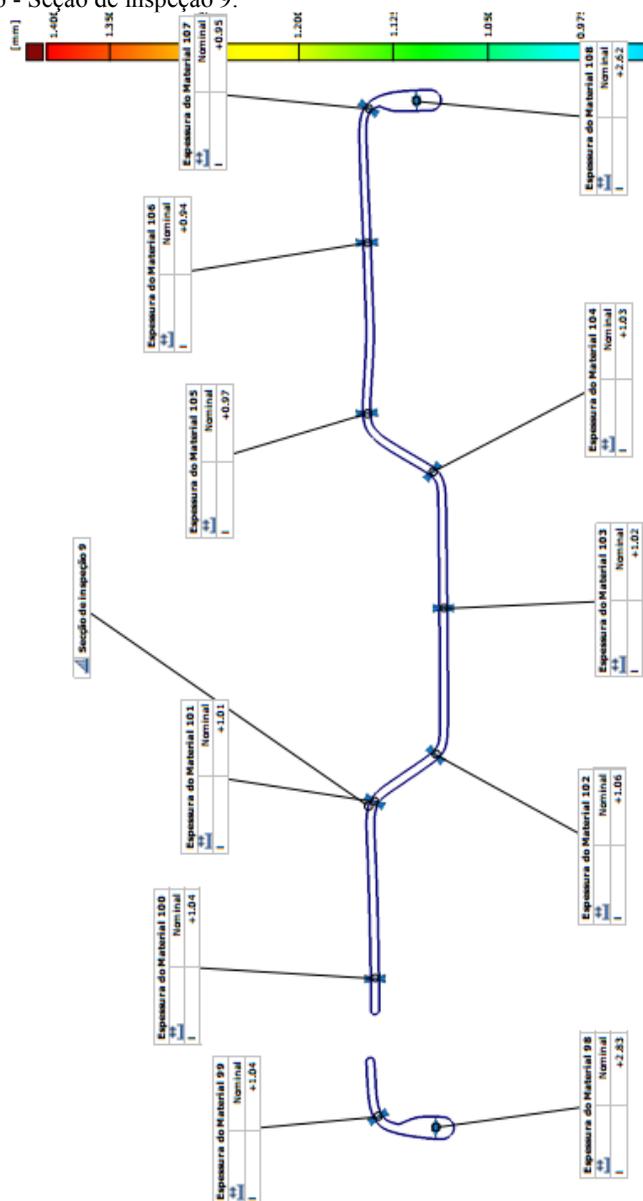
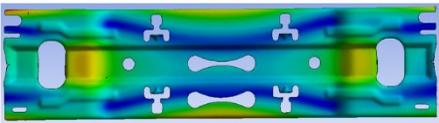
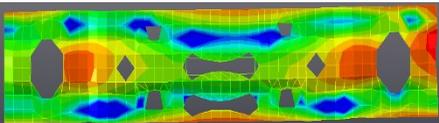
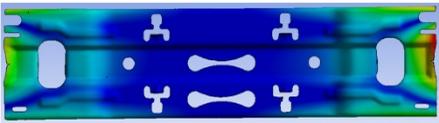
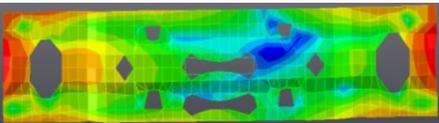
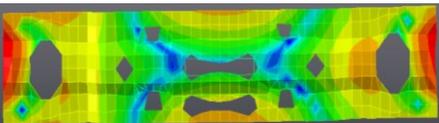
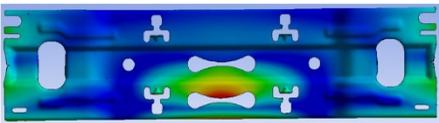


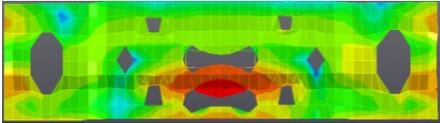
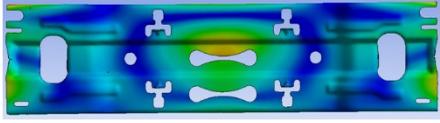
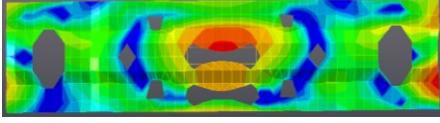
Figura 106 - Seção de inspeção 9.



APÊNDICE B - Formas modais da placa base.

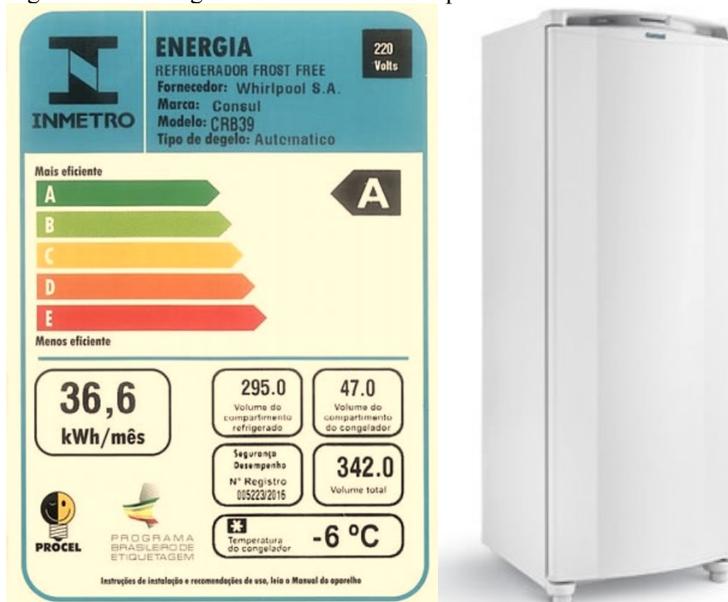
Figura 107 - Comparação entre demais formas modais numéricas e experimentais da placa base. Modos 6 a 10.

6º MODO MAC = 0,8523	NUMÉRICO $f_n = 472,7$ Hz	
	EXPERIMENTAL $f_n = 452,76$ Hz $\zeta = 0,10\%$	
7º MODO MAC = 0,9078	NUMÉRICO $f_n = 511,7$ Hz	
	EXPERIMENTAL $f_n = 478,6$ Hz $\zeta = 0,09\%$	
8º MODO MAC = 0,9349	NUMÉRICO $f_n = 535,3$ Hz	
	EXPERIMENTAL $f_n = 518,0$ Hz $\zeta = 0,01\%$	
9º MODO MAC = 0,9754	NUMÉRICO $f_n = 643,9$ Hz	

	EXPERIMENTAL $f_n = 623,4$ Hz $\zeta = 0,69\%$	
10° MODO MAC = 0,9576	NUMÉRICO $f_n = 702,2$ Hz	
	EXPERIMENTAL $f_n = 688,7$ Hz $\zeta = 0,46\%$	

ANEXO A - Refrigerador utilizado no trabalho.

Figura 108 - Refrigerador CRB39 e sua etiqueta do Inmetro.



Fonte: Website da Consul. Disponível em: <https://www.consul.com.br/produto/geladeira-consul-facilite-frost-free-342/>. Acesso em: 24/09/2017.