

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

ILKA BRINGHENTI

**MODELO VIBROACÚSTICO DO GABINETE 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. Dr. Arcanjo Lenzi

Florianópolis

2012

Catálogo na fonte pela Biblioteca Universitária
da
Universidade Federal de Santa Catarina

B858m Bringhenti, Ilka
Modelo vibroacústico do gabinete de um refrigerador
[dissertação] / Ilka Bringhenti ; orientador, Arcanjo Lenzi. -
Florianópolis, SC, 2012.
113 p.: grafs., tabs.

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

Inclui referências

1. Engenharia mecânica. 2. Refrigeradores - Vibração -
Avaliação. I. Lenzi, Arcanjo. II. Universidade Federal de
Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica. III. Título.

CDU 621

ILKA BRINGHENTI

**MODELO VIBROACÚSTICO DO GABINETE DE UM
REFRIGERADOR**

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

Florianópolis, 16 de Março de 2012.

Prof. Dr. Júlio César Passos,

Coordenador do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Arcanjo Lenzi, Ph. D.

Orientador

Banca Examinadora:

Arcanjo Lenzi, Ph. D.

Presidente

Roberto Jordan, Dr. Eng.

Universidade Federal de Santa
Catarina

Júlio A. Cordioli, Dr. Eng.

Universidade Federal de Santa
Catarina

Fábio Fiates, Dr. Eng.

Universidade do Sul de Santa
Catarina

Meus pais,
Ana Zanella Bringhenti e
Claudino Bringhenti,

dedico este trabalho, porque sem o
carinho, incentivo, paciência e amor
esta jornada não seria possível.

AGRADECIMENTOS

Meu maior agradecimento é dirigido a meus pais, por terem sido o contínuo apoio em todos os anos de minha vida, ensinando-me, principalmente, a importância da construção e a coerência de meus próprios valores.

As minhas irmãs, pelo amor, carinho, incentivo e apoio durante esta jornada.

Aos meus amigos queridos pela inestimável amizade, incentivo, compreensão e paciência durante as longas horas utilizadas na execução deste trabalho. Ao meu namorado André, pelo amor, incentivo e apoio.

Ao meu orientador Professor doutor Arcanjo Lenzi, a consideração de ter aceito a orientação de minha dissertação, pela confiança em mim depositada, apoio, amizade e por contribuir para minha formação pessoal e profissional.

Ao meu colega de projeto Jesus Martinez, pela amizade, orientações, discussões, correções e dicas para o melhor desenvolvimento desta dissertação. Aos meus grandes amigos Olavo e Paulo pela parceria, amizade, paciência e por me ajudar a melhorar este trabalho, primeiro de perto e depois a distância.

Aos colegas e amigos do Laboratório de Vibrações e Acústica (LVA), que contribuíram, de forma direta ou indiretamente, na execução deste estudo.

Aos meus colegas da Ford pelo apoio, compreensão e flexibilidade nesta fase de conclusão do trabalho.

Ao programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica (Posmec) da UFSC por possibilitarem este aprendizado.

Agradeço à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (Capes), pela bolsa concedida durante os anos do curso, e à empresa Embraco S/A, a qual forneceu os materiais para o desenvolvimento desta pesquisa.

Enquanto os cometas se movem em órbita excêntrica, a pura fé jamais poderia ter feito todos os planetas moverem-se na mesma direção em órbita concêntrica. Tal uniformidade maravilhosa do sistema planetário deve permitir o efeito da escolha. Nós vivemos dentro do espaço da mente de Deus.

(Isaac Newton, 1642-1727)

RESUMO

As propriedades dinâmicas de materiais são parâmetros importantes para a análise vibroacústica numérica de um refrigerador doméstico. O gabinete de um refrigerador doméstico é geralmente composto por três tipos de materiais: aço laminado a quente, espuma rígida de poliuretano (PUR) e poliestireno de alto impacto (PSAI). Neste trabalho, as propriedades mecânicas (módulo de elasticidade dinâmico e amortecimento) desses materiais foram determinadas, a fim de compreender o seu comportamento dependente da frequência, para usá-los corretamente em um modelo vibroacústico numérico de refrigeradores domésticos. Procedimentos experimentais baseados nas respostas impulsivas de vigas foram realizados para cada material. Além disso, modelos numéricos foram usados para ajustar as propriedades da PUR encontradas experimentalmente. Finalmente, um modelo numérico de uma viga sanduíche foi construído usando-se as propriedades obtidas. Os resultados foram comparados com os testes experimentais realizados em amostra de viga sanduíche de um gabinete de um refrigerador. Análise modal experimental foi realizada e comparada com análise modal de um modelo numérico. Boa concordância foi encontrada para frequências entre 0Hz a 600Hz. Finalmente, um modelo em Método do Elemento de Contorno (BEM) foi construído utilizando-se o modelo numérico para estimar a potência sonora radiada pelo refrigerador devido às principais excitações.

Palavras-chave: Modelo vibroacústico. Análise modal experimental. Método de elementos finitos. Método de elementos de contorno.

ABSTRACT

The dynamic properties of materials are important parameters for the vibroacoustic numerical analysis of a household refrigerator. The cabinet of a household refrigerator is usually composed of three types of materials: hot-rolled steel, rigid polyurethane foam (PUR) and high impact polystyrene (HIPS). In this work, the mechanical properties (dynamic elasticity modulus and damping) of these materials were determined in order to understand the frequency dependent behavior and to use them correctly in a vibroacoustic numerical model of domestic refrigerators. Experimental procedures based on impulse responses of beams were made for each material. In addition, numerical modeling was used to adjust the properties of PUR found experimentally. Finally, a numerical model of a beam sandwich was constructed using the properties obtained. The results were compared with the experimental tests carried out on a sample beam of a sandwich of a refrigerator cabinet. Experimental modal analysis was performed and compared with a numerical model. Good agreement was found for frequencies between 0Hz and 600Hz. Finally, a model in Boundary Element Method (BEM) was constructed using the numerical model to estimate the sound power radiated by the primary coolant due to excitations.

Keywords: Vibroacoustic model. Experimental modal analysis. Finite element method. Boundary element method.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 Refrigerador típico (Fonte: Embraco S/A).	7
Figura 2.2 Materiais do gabinete do refrigerador: 1) Aço laminado, 2) Espuma Rígida de Poliuretano (PUR) e 3) Poliestireno de Alto Impacto (PSAI).	9
Figura 2.3 Nível de Potência Sonora (NWS) de um refrigerador típico, avaliado em banda de terço de oitava (Cortesia: Embraco S/A e Multibrás).	10
Figura 2.4 NWS de um compressor e um refrigerador, avaliado em bandas de terço de oitava (Cortesia: Embraco S/A e Multibrás).	11
Figura 2.5 Exemplo de viga sanduíche em flexão.	13
Figura 2.6 Resposta livre para amortecimento linear viscoso.....	14
Figura 2.7 Sinal típico da curva do tempo de decaimento.	15
Figura 2.8 Método da banda de meia potência.	16
Figura 2.9 Dispositivo usado para realizar ensaios de tração simples.....	20
Figura 2.10 Sistema básico de medição	23
Figura 2.11 Malha de elementos finitos viga engastada	25
Figura 2.12 Geometria do elemento tipo <i>Solid 45</i>	28
Figura 2.13 Geometria do elemento tipo <i>Solid 92</i>	28
Figura 3.1 Determinação da massa do corpo de prova no ar.	31
Figura 3.2 Determinação da massa aparente do corpo de prova.	32
Figura 3.3 Posição de extração das amostras de poliestireno.....	33
Figura 3.4 Dimensões do corpo de prova do ensaio de tração para a viga de aço.	36
Figura 3.5 Curva de deformação de dois corpos de prova do aço laminado.	36
Figura 3.6 <i>Strain gauge</i> fixado em um corpo de prova.....	37
Figura 3.7 Dimensões do corpo de prova do ensaio de tração para a viga de PSAI.	38
Figura 3.8 Curva de deformação para os dois corpos de PSAI.	38
Figura 3.9 Exemplo de papelão ondulado.....	39
Figura 3.10 Placa de PP utilizado na montagem do refrigerador	40

Figura 3.11 - Dispositivo para determinar o módulo de cisalhamento do PUR.	41
Figura 3.12 - Desenho esquemático da deformação da amostra.	41
Figura 3.13 (a) Bancada para medir a FRF da viga de PUR e (b) Regiões de onde as amostras foram extraídas do gabinete	43
Figura 3.14 Detalhe da malha utilizada para a configuração engastada da viga de PUR.	44
Figura 3.15 Análise dos resultados experimentais da análise modal realizada nas seis amostras de PUR.	45
Figura 3.16 Comparativo das FRF's encontradas experimental e numericamente.	46
Figura 3.17 (a) Viga de PSAI engastada e (b) Regiões de extração das amostras de PSAI.	48
Figura 3.18 (a) Módulo de elasticidade das vigas PSAI. (b) Amortecimento das vidas de PSAI.	49
Figura 3.19 Vista geral da medição realizada na viga de PSAI livre-livre.	50
Figura 3.20 Detalhe da malha utilizada para a configuração livre-livre da viga de PSAI.	50
Figura 3.21 FRF experimental e estimada.	51
Figura 3.22 Esquema de bancada, onde: 1 – Notebook, 2- Analisador de Sinais, 3 – Martelo de Impacto, 4 – Acelerômetro, 5 – Viga Sanduíche e 6 – Bancada.	52
Figura 3.23 (a) Dimensões da viga livre-livre e (b) Distribuição dos pontos de medição.	53
Figura 3.24 Representação dos quatro primeiros modos da viga livre-livre.	54
Figura 3.25 Detalhe da malha utilizada para a configuração livre-livre da viga sanduíche.	54
Figura 3.26 Curva FRF experimental e estimada para viga livre-livre.	55
Figura 3.27 Esquema de bancada, onde: 1 - Computador, 2 – Analisar de Sinais, 3 – Martelo de Impacto, 4 - Acelerômetro, 5 – Viga sanduíche e 6 – Base.	56
Figura 3.28 Representação de alguns modos da viga engastada.	57
Figura 3.29 Detalhe da malha utilizada para a configuração engastada da viga sanduíche.	57
Figura 3.30 Curva FRF experimental e estimada para viga engastada.	58
Figura 4.1 Geometria em CAD do gabinete do refrigerador	61

Figura 4.2 Modelo numérico do gabinete do refrigerador.	62
Figura 4.3 Primeiro modo de torção (a) e flexão (b) do modelo numérico do gabinete.....	63
Figura 4.4 Análise modal experimental do refrigerador em condição livre.	64
Figura 4.5 Desenho esquemático da análise modal experimental do gabinete..	65
Figura 4.6 Primeiro modo de torção (a) e flexão (b) da análise modal experimental do gabinete.	66
Figura 4.7 Curva FRF experimental e numérica do gabinete do refrigerador...	67
Figura 5.1 Descrição do procedimento para gerar modelo BEM.	68
Figura 5.2 Desenho esquemático do refrigerador com forças aplicadas nos pontos de fixação da base do compressor.	70
Figura 5.3 Potência sonora radiada para o caso (A).....	70
Figura 5.4 Resposta acústica com excitação na base em 65Hz.....	71
Figura 5.5 Resposta acústica com excitação na base em 140Hz.....	71
Figura 5.6 Resposta acústica com excitação na base em 255Hz.....	72
Figura 5.7 Resposta acústica com excitação na base em 285Hz.....	72
Figura 5.8 Desenho esquemático do refrigerador com forças aplicadas nos pontos de fixação do condensador.	73
Figura 5.9 Potência sonora radiada para o caso (B).....	73
Figura 5.10 Resposta acústica com excitação do condensador em 65Hz.....	74
Figura 5.11 Resposta acústica com excitação do condensador em 140Hz.....	74
Figura 5.12 Resposta acústica com excitação do condensador em 200Hz.....	75
Figura 5.13 Resposta acústica com excitação do condensador em 255Hz.....	75
Figura 5.14 Resposta acústica com excitação do condensador em 285Hz.....	76
Figura 5.15 Desenho esquemático do refrigerador com forças aplicadas nos pontos de fixação da base do compressor e nos pontos de fixação do condensador.	76
Figura 5.16 Potência sonora irradiada para o caso (C).	77
Figura 5.17 Resposta acústica com excitação na base e na traseira em 65Hz...	77
Figura 5.18 Resposta acústica com excitação na base e na traseira em 140Hz.	78
Figura 5.19 Resposta acústica com excitação na base e na traseira em 255Hz.	78

Figura 5.20 Resposta acústica com excitação na base em 285Hz.....79

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 Designação das funções resposta em frequência (FRF's).....	23
Tabela 3.1 Resultados experimentais da densidade para o aço laminado.	33
Tabela 3.2 Resultados experimentais da densidade para o PSAL.....	34
Tabela 3.3 Resultados experimentais da densidade para o poliuretano.	34
Tabela 3.4 Resultados experimentais da densidade para o polipropileno.....	35
Tabela 3.5 Resultados experimentais da viga de poliuretano.	46
Tabela 3.6 Resultados experimentais da viga livre-livre.	53
Tabela 3.7 Faixas de frequências naturais para ajuste do E e η da viga livre-livre.....	55
Tabela 3.8 Resultados experimentais das viga engastadas.	56
Tabela 3.9 Faixas de frequências naturais para ajuste do E e η da viga livre-livre.....	58
Tabela 4.1 Resultados numéricos do refrigerador em condição livre-livre.....	62
Tabela 4.2 Resultados experimentais do refrigerador em condição livre-livre..	65

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CAM – Fabricação Assistida por Computador (*Computer Aided Manufacturing*)

CCA – Coeficiente de Correlação de Amplitude

AFC – Função de Autocorrelação

BEM – Método do Elemento de Contorno (*Boundary Element Method*)

CAD – Projeto Assistido por Computador (*Computer Aided Design*)

FEM – Método do Elemento Finito (*Finite Element Method*)

FRF – Função Resposta em Frequência

GA – Algoritmo Genético

LVA – Laboratório de Vibrações e Acústica

NWS – Nível de Potência Sonora

PIM – Método da Potência Injetada (*Power Input Method*)

PP – Polipropileno

PSAI – Poliestireno de Alto Impacto

PUR – Espuma Rígida de Poliuretano

TPA – Análise de Transferência de Caminho (*Transfer Path Analysis*)

LISTA DE SÍMBOLOS

$h_{ff}(\omega)$ – Mobilidade pontual

$h_{if}(\omega)$ – Função mobilidade de transferência

E_{pot} – Energia potencial elástica

I_s – Intensidade sonora

K_a – Número de onda $[\omega/c_a]$

K_f – Número de onda $[\omega/c_f]$

Q_0 – Velocidade de volume da fonte esférica

$S_f(\omega)$ – Densidade espectral

T_{60} – Tempo de reverberação estrutural

W_i – *Power input*

$W_{o,active}$ – *Active output power*

c_0 – Velocidade do som no meio [m/s]

c_a – Velocidade do som no meio

c_f – Velocidade de onda de flexão

f_c – Frequência central da banda

m_{ap} – Massa aparente do corpo

m_c – Massa do corpo

u_0 – Amplitude de velocidade na superfície da esfera

x_0 – Número de ciclos

$\vec{\nabla}$ Operador-gradiente

ρ_0 – Densidade do meio

ρ_p – Densidade da placa

$\rho_p h$ – Massa da placa por unidade de área

σ_E – Desvio padrão

σ_{rad} – Eficiência de radiação

ΔE – Energia Dissipada do Amortecimento

h – Espessura da Placa

D – Distancia [m]

E – Módulo de elasticidade

G – Módulo de cisalhamento

N – Número de posições de medição

m – Massa das posições discretas

n – número de ciclos

t – Tempo [s]

ν – Coeficiente de Poisson

δ – Decremento Logarítmico

η – Fator de Amortecimento

ρ – Densidade

ω – Frequência [rad/d]

ϕ – Potencial de velocidade

SUMÁRIO

Capítulo 1: INTRODUÇÃO	1
1.1 TRABALHOS RELACIONADOS.....	2
1.2 OBJETIVOS	3
1.2.1 Objetivo geral	3
1.2.2 Objetivos específicos.....	4
1.3 DESCRIÇÃO E ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	4
Capítulo 2: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
2.1 REFRIGERADOR DOMÉSTICO.....	7
2.1.1 Princípios de funcionamento	7
2.1.2 Forma construtiva das paredes de um refrigerador.....	8
2.1.3 Fontes de ruído	10
2.2 CONCEITOS FUNDAMENTAIS.....	12
2.2.1 Fundamentos de estruturas sanduíche	12
2.2.2 Fator de amortecimento (η)	13
2.2.2.2 Método do decaimento	15
2.2.2.3 Método da banda de meia potência	16
2.2.2.4 Método da Potência Injetada (PIM)	17
2.2.3 Propriedades mecânicas.....	18
2.2.3.1 Propriedades estáticas	19
2.2.3.2 Propriedades dinâmicas.....	21
2.2.4 Análise modal experimental	21
2.2.4.1 Função resposta em frequência (FRF).....	22
2.2.4.2 Procedimentos de medição.....	23
2.2.4.3 Fixação da estrutura	23

2.3	FUNDAMENTOS DE ELEMENTOS FINITOS	24
2.3.1	Análise modal numérica.....	26
2.3.2	Análise harmônica.....	26
2.3.3	Utilização de <i>software</i> comercial <i>Ansys</i> para o modelo de estrutura sanduíche.....	27
2.4	FUNDAMENTOS DE ELEMENTOS DE CONTORNO	29
	Capítulo 3: PROCEDIMENTOS DE CARACTERIZAÇÃO DOS MATERIAIS.....	31
3.1	DENSIDADE	31
3.1.1	Densidade do aço laminado	32
3.1.2	Densidade do poliestireno (PSAI)	33
3.1.3	Densidade do poliuretano (PUR)	34
3.1.4	Densidade do polipropileno (PP).....	35
3.2	PROPRIEDADES ESTÁTICAS DOS MATERIAIS.....	35
3.2.1	Placa de aço laminado	36
3.2.2	Poliestireno de alto impacto (PSAI).....	37
3.2.3	Polipropileno (PP).....	39
3.2.4	Espuma rígida de poliuretano (PUR)	40
3.3	PROPRIEDADES DINÂMICAS DOS MATERIAIS.....	42
3.3.1	Poliuretano rígido (PUR)	43
3.3.2	Poliestireno de alto impacto (PSAI).....	47
3.4	VIGA SANDUÍCHE	51
3.4.1	Viga sanduíche livre-livre	51
3.4.2	Viga sanduíche engastada	56
3.4.3	Análise dos Resultados obtidos das vigas sanduíches.....	59
	Capítulo 4: ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DO GABINETE.....	61

4.1	MODELO NUMÉRICO EM FEM	61
4.2	ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL.....	63
4.3	ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS DO GABINETE DO REFRIGERADOR.....	66
	Capítulo 5: ANÁLISE EM BEM DO GABINETE.....	68
5.1	DESENVOLVIMENTO DO MODELO EM BEM	68
5.2	RESULTADOS	69
	Capítulo 6: CONCLUSÕES	80
6.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	81
	Capítulo 7: REFERÊNCIAS	83

Capítulo 1: INTRODUÇÃO

A preocupação em aumentar a eficiência e durabilidade, baixar custo, reduzir o ruído e as vibrações geradas por eletrodomésticos transformou-se em prioridade para as empresas fabricantes desses produtos. Esse interesse está diretamente relacionado ao surgimento de políticas ambientais e de saúde mais rígidas do que as existentes no passado, uma vez que a questão do ruído é vista como um dos principais aspectos a serem avaliados para o bem-estar do ser humano.

Em ambientes domésticos, os refrigeradores, ao contrário de outros eletrodomésticos, operam durante todo o dia. Os proprietários de refrigeradores são sensíveis ao ruído gerado por ele e o nível de ruído está entre os critérios mais importantes na compra de eletrodomésticos. Para atender à demanda crescente de conforto em ambientes domésticos, é necessário reduzir os níveis de ruído dos refrigeradores.

Sato et al. (2007) descrevem que as principais fontes de ruído causadas por um refrigerador estão no compressor, no sistema de ventilação, na expansão do gás, na base vibrante e no escoamento bifásico do evaporador, o que resulta na potência sonora de um refrigerador de médio porte na faixa entre 35 dB(A) e 45 dB(A), medida em aplicações domésticas. Cardozo e Van der Veen (1979) apresentam os resultados das avaliações subjetivas e afirmam que o ruído do refrigerador causa maior desconforto em baixas frequências.

Para compreender a influência do gabinete do refrigerador no ruído gerado pelo conjunto, é necessário conhecer características dessa construção, denominada sanduíche. A forma construtiva sanduíche dos refrigeradores domésticos atuais não é utilizada com função estrutural, mas sim como isolante térmico. Para tal é utilizado aço laminado na parte externa, poliuretano rígido (PUR) no núcleo e poliestireno de alto impacto (PSAI) na parte interna.

A comprovada eficiência dessa forma construtiva e a aplicação dessa estrutura em grande escala exigem um maior conhecimento de suas propriedades mecânicas e de seu comportamento quando sujeitos a cargas dinâmicas.

Em função da pesquisa descrita acima, conclui-se que a importância de um estudo aprofundado tem ganhado grande relevância ao longo dos últimos anos. A indústria de refrigeradores terá ferramentas para melhor compreensão da interação entre os componentes do refrigerador, sendo possível simplificar o processo de

atenuação do ruído de aparelhos domésticos. Dessa forma, é possível oferecer melhorias na qualidade de vida das pessoas em seus lares e demais espaços de convivência.

1.1 TRABALHOS RELACIONADOS

Carvalho (2008) buscou quantificar experimentalmente a contribuição dada ao ruído do refrigerador, em três caminhos de transmissão de energia vibro acústica existentes entre o compressor e o gabinete de um refrigerador doméstico de pequeno porte, pelo método da medição de potência sonora em câmara reverberante (ISO 3741). Diferentes montagens foram elaboradas com o objetivo de separar as diversas conexões mecânicas existentes entre o compressor e o gabinete do refrigerador. Um modelo numérico vibroacústico foi desenvolvido para o conjunto compressor-gabinete, fazendo uso do Método de Elementos de Contorno (BEM), para quantificar a radiação sonora direta emitida pelo compressor. Um estudo de intensimetria acústica no entorno do refrigerador foi executado, de maneira que se pudesse calcular a potência sonora emitida pelo refrigerador. Finalmente, foi aplicada a metodologia para quantificação de caminhos chamada análise de caminho de transferência (TPA), sendo possível a obtenção das contribuições parciais dos caminhos de transmissão analisados. Concluiu-se que a interação vibroacústica existente entre o compressor e o gabinete do refrigerador exerce grande influência no ruído global de um sistema de refrigeração doméstico, principalmente nas bandas de frequência entre 100 Hz e 500 Hz.

Sato et al. (2007) utilizaram parâmetros psicoacústicos e função de autocorrelação (ACF) para descrever as flutuações temporais de ruído do refrigerador durante a partida. Avaliações subjetivas do ruído de 24 refrigeradores diferentes foram conduzidas em um ambiente real. Por meio de parâmetros psicoacústicos, o ruído de refrigerador que sofria flutuações de campo foi classificado como o mais irritante. O nível de tolerância para a fase inicial do ruído do refrigerador encontrado foi de $33dB(A)$, em que 65% dos participantes nas provas subjetivas sentiram-se confortáveis.

Barbieri et al. (2009) apresentam os parâmetros físicos de vigas sanduíche construídos com a associação de aço laminado, PUR e PSAL, utilizada para a fabricação de refrigeradores e congeladores domésticos, são medidos e estimados usando-se as funções resposta em frequência (FRFs). Os modelos matemáticos são obtidos utilizando-se o método de elementos finitos (FEM) e a teoria da viga de Timoshenko. Os parâmetros físicos são estimados utilizando-se o algoritmo de

coeficiente de correlação de amplitude (CCA) e algoritmo genético (GA). Os dados experimentais são obtidos com o impacto do martelo e quatro acelerômetros deslocados ao longo da amostra (viga em balanço). Os parâmetros estimados são: módulo de elasticidade e o amortecimento da PUR e do PSAI.

Caracciolo et al. (2004) apresentaram uma técnica experimental para a caracterização completa de material viscoelástico. Essa técnica permite a determinação do coeficiente de Poisson e o módulo de elasticidade para uma viga submetida a excitação sísmica. O mesmo dispositivo experimental é usado basicamente em dois tipos de testes: a viga é instrumentado, colocados em uma câmara com temperatura controlada e excitado por meio de um *shaker*. As deformações longitudinal e transversal são medidas por extensômetros para obter-se o coeficiente de Poisson, enquanto o deslocamento vertical do modelo e a aceleração são medidos para obter-se o módulo de elasticidade do material. As curvas experimentais de coeficiente de Poisson e o módulo de elasticidade, obtidos em diferentes temperaturas, são então reunidos em uma curva-mestre única usando-se o método de variáveis reduzidas. As duas curvas-mestre representam, respectivamente, o coeficiente de Poisson e o módulo de elasticidade para o material testado em uma ampla faixa de frequência.

Oresten (2003) analisa as características dinâmicas de uma viga sanduíche composta pela associação de aço laminado, PUR e PSAI, utilizada na fabricação de refrigeradores e congeladores domésticos. Foram desenvolvidas rotinas em Fortran¹ para determinação das frequências naturais utilizando duas teorias: teoria de viga de Timoshenko e a formulação de Mead-Makus. Os elementos foram comparados entre si com resultados analíticos oriundos da literatura disponível e com dados experimentais de vigas extraídas de gabinetes de refrigerador.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

Esta dissertação tem como objetivo principal conhecer o comportamento dinâmico dos materiais que compõem o refrigerador (aço laminado, poliuretano rígido e poliestireno de alto impacto) tanto individual quanto associado, a fim de desenvolver um modelo vibroacústico do gabinete de um refrigerador doméstico.

1.2.2 Objetivos específicos

Este trabalho envolve os seguintes objetivos específicos:

- caracterizar experimentalmente as propriedades mecânicas dos materiais individuais (açõ laminado, PUR e PSAI) que compõem o gabinete do refrigerador por meio de ensaios dinâmicos e estáticos.
- caracterizar experimentalmente as propriedades mecânicas das vigas sanduíche extraídas do gabinete do refrigerador, por meio de ensaios dinâmicos.
- desenvolver modelos em elementos finitos, no intuito de validar as propriedades mecânicas encontradas experimentalmente para os materiais individuais e as vigas sanduíche.
- realizar análise modal experimental do gabinete do refrigerador.
- desenvolver modelos em elementos finitos, a fim de validar os resultados experimentais para o gabinete do refrigerador.
- desenvolver modelo em BEM, a fim de estimar a potência sonora radiada do gabinete sujeito a excitações do condensador e da base do compressor.

1.3 DESCRIÇÃO E ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

As propriedades dinâmicas de materiais são parâmetros importantes para a análise vibroacústica numérica de um refrigerador doméstico, como descrito anteriormente. Portanto, neste trabalho, as propriedades mecânicas (módulo de elasticidade dinâmico e amortecimento) desses materiais foram determinadas, a fim de compreender o seu comportamento dinâmico, para utilizá-los corretamente em modelos numéricos de refrigeradores domésticos. Procedimentos experimentais baseados nas respostas impulsivas de vigas foram realizadas para cada material. Além disso, modelos numéricos foram usados para ajustar as propriedades do PUR e da PSAI aos dados experimentais. Finalmente, um modelo numérico da viga sanduíche foi construído usando-se as propriedades obtidas. Os resultados foram comparados com os testes experimentais realizados em amostra de viga de sanduíche de um gabinete de refrigerador doméstico.

Finalmente, uma análise modal experimental foi realizada no gabinete do refrigerador; um modelo numérico foi construído e validado para os primeiros modos. O amortecimento do gabinete foi determinado experimentalmente e a radiação estimada por BEM.

A presente dissertação está organizada basicamente em: Revisão bibliográfica, em que se apresentam os conceitos fundamentais utilizados para o desenvolvimento deste (Capítulo 2). No Capítulo 3 são

descritos os procedimentos experimentais e numéricos empregados na caracterização dos materiais que compõem o gabinete de um refrigerador. As análises modais, experimental e numérica do gabinete do refrigerador estão descritas no Capítulo 4:. No Capítulo 5 descreve-se a formulação do modelo em BEM do gabinete do refrigerador e os resultados de potência sonora radiada.

No Capítulo 6 são discutidos os métodos numéricos e experimentais empregados nas análises vibroacústicas e também são apresentadas as conclusões gerais da dissertação. Em seguida, são apresentadas algumas sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 2: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentada uma revisão bibliográfica dos principais assuntos para o desenvolvimento deste trabalho.

2.1 REFRIGERADOR DOMÉSTICO

2.1.1 Princípios de funcionamento

Um refrigerador doméstico é basicamente um equipamento onde a temperatura do ar é mantida num valor inferior à do ambiente externo, para permitir principalmente a conservação de alimentos. Tais equipamentos são constituídos por um compartimento refrigerado e por um sistema de refrigeração.

Os componentes básicos do sistema de refrigeração são: compressor, condensador, tubo capilar e evaporador, como mostra a Figura 2.1.

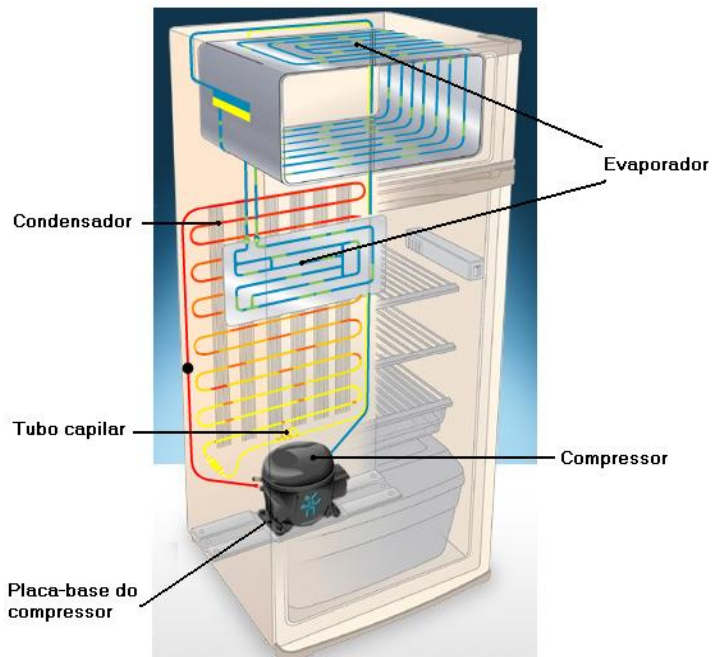


Figura 2.1 Refrigerador típico (Fonte: Embraco S/A).

O refrigerador doméstico funciona em ciclos, usando um fluido refrigerante num circuito fechado. Assim, o fluido circula permanentemente, sem perdas, a não ser que haja um vazamento no aparelho.

O funcionamento básico de um refrigerador baseia-se em três princípios:

- o calor transfere-se das zonas quentes para as zonas frias (ou menos quentes);
- a pressão é proporcional à temperatura, ou seja, aumentando-se a pressão, aumenta-se a temperatura;
- a evaporação de um líquido retira calor;

No interior do refrigerador existe uma serpentina oculta (evaporador) por onde circula o fluido refrigerante. O calor dos alimentos é transferido para este fluido, que se aquece à medida que percorre a serpentina e evapora, transformando-se em gás. Em seguida o gás passa pelo compressor que aumenta a sua pressão. Esse gás aquecido segue para o condensador, onde troca calor com o ar externo, esfriando-se e condensando-se. O fluido líquido refrigerante passa, então, por uma válvula de expansão, que provoca uma diminuição brusca na pressão. Esse fluido refrigerante a baixa temperatura e na forma líquida entra no refrigerador e assim completa-se o ciclo termodinâmico.

Segundo Venturini e Pirani (2005), o fluido refrigerante deve possuir algumas características específicas, tais como: baixa temperatura de condensação com um valor elevado para o calor latente correspondente e, também, de pressões relativamente baixas para passar do estado gasoso ao estado líquido, mesmo que esteja na temperatura ambiente.

2.1.2 Forma construtiva das paredes de um refrigerador

Atualmente os componentes básicos para a construção dos refrigeradores são: gabinete exterior, gabinete interior e isolamento inserido entre os dois.

Segundo Oresten (2003), o gabinete externo (2.1.2Figura 2.2(1)) é construído de alumínio ou chapa de aço laminado. O gabinete interno é formado de plástico termoformado (PSAI), Figura 2.2(3): uma chapa de material plástico obtida por meio de extrusão é aquecida e soprada de encontro a um molde, que conforma o material plástico de acordo com o perfil desejado para um determinado modelo de produto. Para esta aplicação é utilizado o PSAI principalmente pela sua maleabilidade e

custo reduzido em relação a outros materiais como o ABS. O isolamento que preenche a lacuna entre os gabinetes, interno e externo (Figura 2.2 (2)), é composto de fibra de vidro, lã de vidro ou PUR. Devido ao efeito nocivo da lã de vidro e da fibra de vidro à natureza e aos seres humanos, bem como sua baixa eficiência de isolamento térmico, o poliuretano atualmente é utilizado em todos os refrigeradores fabricados no Brasil.

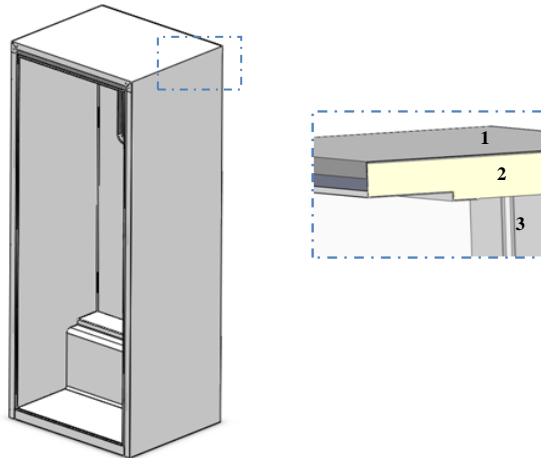


Figura 2.2 Materiais do gabinete do refrigerador: 1) Aço laminado, 2) Espuma Rígida de Poliuretano (PUR) e 3) Poliestireno de Alto Impacto (PSAI).

Os componentes do sistema de refrigeração (carcaça do compressor, condensador, evaporador e tubo capilar) são feitos de alumínio, cobre ou liga metálica. A tubulação é geralmente de cobre, devido à ductilidade do metal. Os fluidos refrigerantes mais utilizados são R-134 e R-600. Os compartimentos internos (gavetas, prateleiras, etc.) são em plástico ou grades metálicas. Há uma placa de polipropileno (PP) que fica na parte de trás do refrigerador, onde o condensador é fixado.

As propriedades térmicas, resistência mecânica, boa adesão e leveza das estruturas sanduíche das PUR tornam-nas adequadas para diferentes aplicações. Os sistemas de espumas rígidas de PUR são utilizados no isolamento térmico de refrigeradores, contêineres, frigoríficos, caminhões, vagões, tanques, aquecedores, oleodutos, tubulações, etc.; na fabricação de painéis divisórios, pisos e telhas; pranchas de surfe; materiais para embalagens; partes de mobílias; estruturas flutuantes a prova de furos para barcos e equipamentos de

flutuação; e componentes de carros, ônibus, trens, aviões, etc. As espumas rígidas podem ser fabricadas por derramamento, injeção, *spray*, sistemas pressurizados, ou outras técnicas. Possuem uma estrutura polimérica altamente reticulada com células fechadas, podendo ter desde densidades tão baixas quanto $10\text{kg}/\text{m}^3$ até quase sólidos com $1100\text{kg}/\text{m}^3$. Todavia, o maior consumo é em espumas, de baixa densidade (28 a $50\text{kg}/\text{m}^3$), usadas em isolamento térmico. As excelentes propriedades de isolamento térmico das espumas rígidas de PUR, quando comparadas com outros materiais, são devidas à baixa condutividade térmica do gás retido dentro das suas células fechadas.

2.1.3 Fontes de ruído

O espectro de ruído de um refrigerador típico, conforme afirma Carvalho (2008), foi avaliado em bandas de terço de oitava e pode ser observado na Figura 2.3.

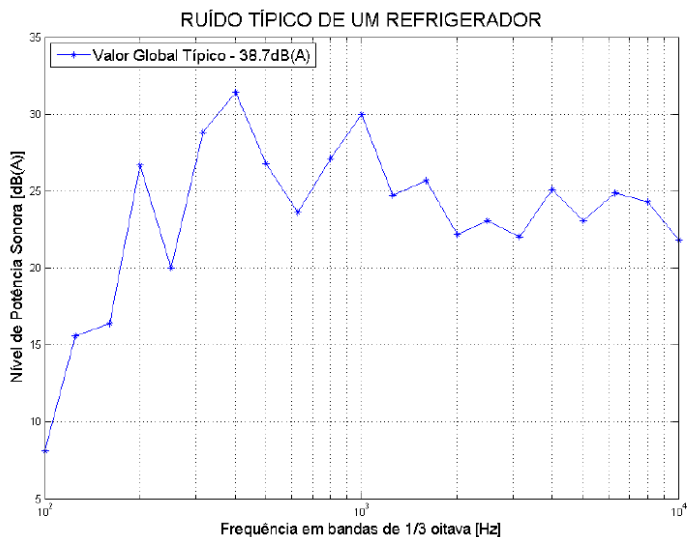


Figura 2.3 Nível de Potência Sonora (NWS) de um refrigerador típico, avaliado em banda de terço de oitava (Cortesia: Embraco S/A e Multibrás).

Os picos identificados podem ser associados às diferentes fontes sonoras existentes no refrigerador, bem como às respostas de alguns de seus componentes.

Segundo Sato et al. (2007), os compressores e ventiladores são as principais fontes de ruído em refrigeradores.

Um sistema de ventilação gera ruído indireto de vibrações transmitidas pelos pontos de fixação do mesmo, quando existente, ao gabinete e também pela turbulência gerada no escoamento de ar dentro do refrigerador;

O ruído do conjunto motocompressor é gerado devido às variações bruscas de pressão no interior do cilindro durante o ciclo de compressão do gás, e em função do impacto causado pelo mecanismo alternativo pistão-biela-manivela, conforme descrito por Lenzi (2003). Devido ao fluxo da massa de gás e óleo e ao fluxo de origem eletromagnética, as forças dinâmicas também contribuem para o ruído. Portanto, conclui-se que as fontes de vibração estão ligadas aos fenômenos mecânicos e eletromagnéticos relativos ao funcionamento de um compressor.

Segundo Nunes (2005), a energia vibratória do motocompressor é transmitida até a carcaça por diversos caminhos, excitando-a, fazendo com que parte dela se transforme em energia sonora e outra parte seja transmitida para diferentes regiões do refrigerador. Mecanismos do tipo pistão-biela-manivela apresentam forças de inércia inerentes ao sistema com amplitudes importantes quando os mesmos encontram-se em operação.

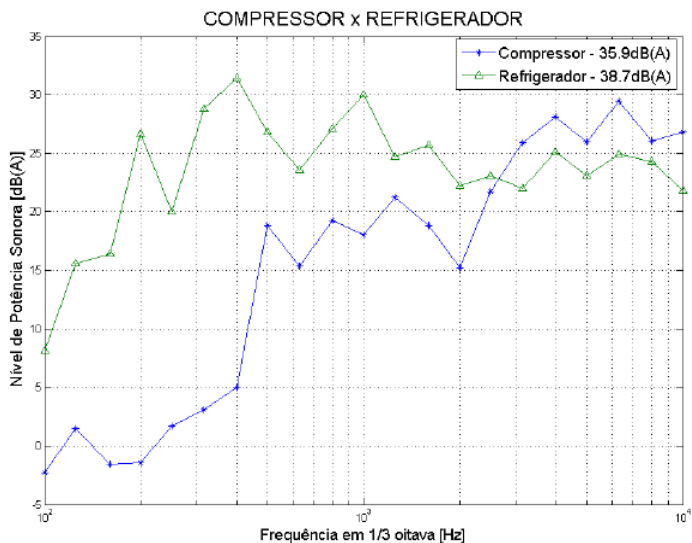


Figura 2.4 NWS de um compressor e um refrigerador, avaliado em bandas de terço de oitava (Cortesia: Embraco S/A e Multibrás).

O conjunto motocompressor utiliza as molas internas como apoio, reduzindo a transmissibilidade das vibrações em baixas frequências; porém são ineficazes nas médias e altas frequências. Pela Figura 2.4 é possível concluir que a energia vibroacústica de um compressor está distribuída principalmente entre as médias e altas frequências do espectro de potência sonora analisado. Na banda a partir de 3kHz , o nível de potência sonora do compressor supera o do refrigerador, uma vez que as componentes de frequências altas sofrem atenuação quando o compressor encontra-se instalado no gabinete do refrigerador.

Outras fontes que devem ser consideradas no ruído global dos refrigeradores são:

- expansão de gás: Gera radiação direta e indireta característica da vibração do gabinete promovida pela expansão do gás no circuito de refrigeração.
- tubos vibrantes: Gera radiação direta e indireta de vibrações transmitidas ao gabinete do refrigerador pelos tubos de sucção e descarga.
- base vibrante: Gera ruído indireto de vibrações transmitidas ao gabinete do refrigerador pela placa-base do compressor.

2.2 CONCEITOS FUNDAMENTAIS

2.2.1 Fundamentos de estruturas sanduíche

Zenkert (1997) define que estruturas sanduíche representam um componente-chave da tecnologia de projetos estruturais de compósitos. Compósitos são definidos como um conjunto de dois ou mais materiais diferentes, combinados em escala macroscópica, para funcionarem como uma unidade, visando obter um conjunto de propriedades que nenhum dos componentes individualmente apresentaria. As vigas sanduíche fornecem alta eficiência estrutural formada por materiais leves e de alto desempenho mecânico a fim de suportar cargas de tração, compressão e cisalhamento impostas à estrutura. Os materiais do núcleo da estrutura sanduíche variam em tipos, formas e propriedades (tanto físicas quanto mecânicas), em que cada material possui uma função específica no trabalho da viga. O objetivo é usar o material com o máximo de eficiência.

O núcleo de materiais sanduíche pode ser das seguintes categorias: madeira balsa, espuma, papelão ondulado e *honeycomb* (favo de mel).

As principais propriedades de interesse são:

- baixa densidade.
- o núcleo carrega a maior parte das cargas de cisalhamento (alta resistência e, portanto, valores de rigidez são muito importantes para o desempenho estrutural).
- o núcleo pode atuar como isolante térmico.

As vigas sanduíche normalmente são construídas com três materiais: duas faces de dois materiais distintos ou iguais, que podem ser chamadas de cascas, e o núcleo.

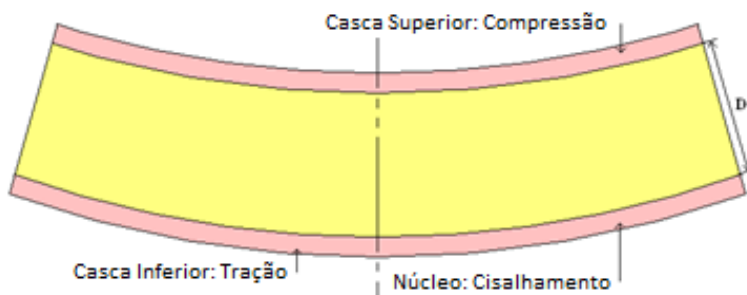


Figura 2.5 Exemplo de viga sanduíche em flexão.

Na Figura 2.5, a casca inferior está em tração enquanto a casca superior sofre compressão; assim, o núcleo sofre cisalhamento.

As duas faces dos materiais são colocados a distância (D) uma da outra para aumentar o momento de inércia e, assim, a rigidez à flexão, sobre a linha neutra da estrutura. O núcleo também suporta a maior parte da carga de cisalhamento.

Para que o sanduíche trabalhe corretamente, as camadas adesivas entre as cascas e o núcleo devem ser capazes de transferir as cargas e, assim, ser pelo menos tão rígidas quanto o material do núcleo. Sem uma ligação adequada, o trabalho dos três materiais de vigas sanduíche e a rigidez são perdidos.

2.2.2 Fator de amortecimento (η)

A resposta dinâmica e as características de transmissão de som em estruturas são determinadas basicamente por três parâmetros: massa, rigidez e amortecimento. A massa e a rigidez estão associadas ao armazenamento de energia cinética e energia de deformação, enquanto o amortecimento diz respeito à dissipação de energia (Beranek, 1992).

Não é possível, geralmente, prever o amortecimento de uma estrutura já construída. É extremamente difícil calcular a energia dissipada por atrito nas juntas e articulações de uma estrutura complexa devido à incerteza sobre os detalhes das articulações e seu elevado número. A medição experimental é a única alternativa prática para determinar o amortecimento da maioria dessas estruturas, como em edifícios, pontes e cabos.

Experimentalmente pode-se obter tanto a frequência natural quanto o fator de amortecimento da curva oscilatória.

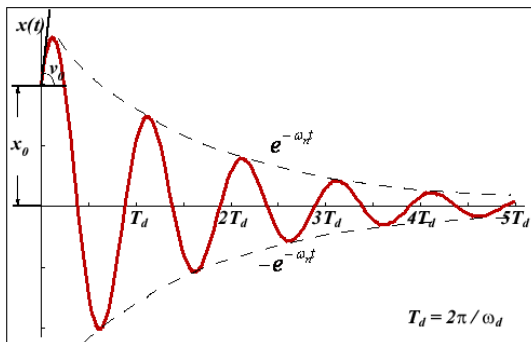


Figura 2.6 Resposta livre para amortecimento linear viscoso

A partir da Figura 2.6 pode-se determinar o decremento logarítmico δ como:

$$\delta = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} = \frac{1}{n} \ln \left[\frac{x_0}{x_n} \right], \quad (2.1)$$

onde n é o número de ciclos utilizados, x_0 é a amplitude em $t = 0$ e x_n é a amplitude em $t = n$.

Infelizmente, o amortecimento frequentemente depende da amplitude, pois aparece em várias e diferentes fontes e mecanismos. Juntas e acoplamentos são fontes importantes de amortecimento dependente da amplitude em estruturas; em baixas amplitudes de vibração as juntas são rígidas, enquanto que em amplitudes altas frequentemente ocorrem deslizamentos. Esses deslizamentos são um tipo de fenômeno de atrito de Coulomb ao invés de um fenômeno viscoso linear.

As técnicas utilizadas para a determinação da taxa de amortecimento nos ensaios estão baseadas em um mesmo conceito: a resposta da estrutura é uma função da excitação e de características da

estrutura, entre as quais o amortecimento. Sendo assim, ao aplicar uma excitação conhecida, o amortecimento é determinado pela análise da resposta da estrutura. A seguir, serão apresentadas técnicas comumente usadas para medir amortecimento viscoso equivalente:

- Método do decaimento logarítmico;
- Método da banda de meia potência;
- Método da medição da potência de entrada (potência injetada).

2.2.2.2 Método do decaimento

O método mais simples e conveniente para caracterizar o amortecimento de painéis é a medição do tempo de reverberação nas frequências de interesse.

Para tal método, o fator de amortecimento é obtido pela seguinte equação:

$$\eta = \frac{2,2}{f_c T_{60}}, \quad (2.2)$$

onde f_c é definida como a frequência central da banda.

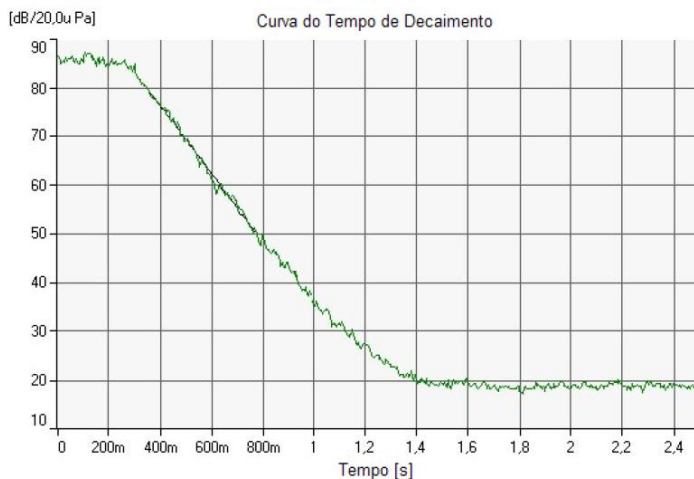


Figura 2.7 Sinal típico da curva do tempo de decaimento.

A simplicidade é a virtude principal dessa técnica, pois são necessários apenas poucos equipamentos para a realização desse tipo de ensaio. A estrutura pode ser excitada mecanicamente pela imposição de um deslocamento pré-determinado, com posterior liberação da estrutura,

por impactação ou vibrador (*shaker*). A deficiência principal dessa técnica é:

- Se as frequências naturais dos primeiros modos estiverem muito próximas, pode ser impossível separar os sinais de cada um deles, e conseqüentemente obter a taxa de amortecimento do primeiro modo.

2.2.2.3 Método da banda de meia potência

O método da banda de meia potência ou método de largura de banda consiste em medir a largura de banda dos picos de ressonância na FRF a $3dB$ abaixo do pico da ressonância. A $3dB$ abaixo do pico (Figura 2.8) tem-se a metade da energia do sistema. A frequência f_n é a frequência de um modo do sistema. O método de banda de meia potência associa o aumento da largura de banda com o aumento do amortecimento modal.

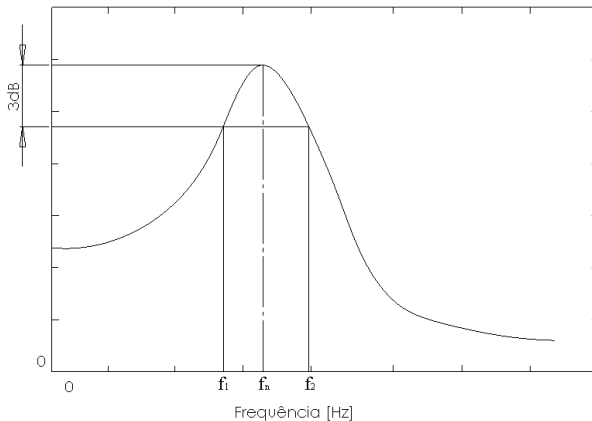


Figura 2.8 Método da banda de meia potência.

O fator de amortecimento η é determinado através da seguinte equação:

$$\eta = \frac{(f_2 - f_1)}{f_n}. \quad (2.3)$$

A vantagem dessa técnica é que pode ser aplicada a qualquer modo de vibração que possa ser excitado.

As principais desvantagens dessa técnica são: a necessidade de um sistema de excitação com grande precisão em frequência quando o sistema tem um amortecimento baixo, que é o caso da grande maioria das estruturas civis usuais; o amortecimento de modos cujas frequências naturais estão muito próximas não pode ser medido.

2.2.2.4 Método da Potência Injetada (PIM)

O método da potência injetada ou PIM (*Power Input Method*) é baseado nas medições da potência injetada e da medição da energia vibratória da estrutura. Esse método é a aplicação direta da definição do amortecimento. Portanto, tem-se a seguinte relação:

$$\eta = \frac{\Delta E}{E_{pot}}, \quad (2.4)$$

onde ΔE é a energia dissipada do amortecimento, E_{pot} é a energia potencial elástica e $n(\omega)$ é o amortecimento na frequência ω considerada.

Considerando uma força estacionária a excitar uma estrutura num ponto fixo da mesma, tem-se um campo de resposta de vibração estacionária, significando que a energia dissipada (ΔE) pode ser substituída por energia entrada (E_{in}), considerando E_{in} igual à energia dissipada sob as condições de regime estacionário. Nesse caso, o amortecimento pode ser calculado conhecendo-se a energia dissipada (ΔE) e a energia potencial elástica (E_{pot}), porém as energias de ΔE e E_{pot} não podem ser medidas diretamente. Tornando-se necessário considerar que a energia de entrada de uma fonte de excitação em uma estrutura pode ser calculada por meio da medição simultânea da força e velocidade no ponto de excitação, tem-se:

$$E_{in}(\omega) = \frac{1}{2\omega} Re[h_{ff}(\omega)]S_f(\omega), \quad (2.5)$$

onde, $h_{ff}(\omega)$ é a mobilidade pontual (velocidade/força) e $S_f(\omega)$ é a densidade espectral de potência da força de excitação.

Para a determinação da E_{pot} são consideradas três condições. Na primeira, assume-se que a energia cinética do sistema é igual à energia elástica, já que a energia elástica não pode ser calculada a partir das medições experimentais de aceleração e força.

A segunda condição é estabelecida para a avaliação da energia cinética, na qual a integral do volume é estimada a partir de um número N de medições de velocidade distribuída sobre alguns pontos da estrutura, onde cada ponto de medição representa uma porção da mesma.

Na terceira condição supõe-se um sistema linear; assim, tem-se a seguinte relação:

$$|h_{ff}(\omega)|^2 = \frac{S_{Vi}(\omega)}{S_f(\omega)}, \quad (2.6)$$

Por fim a equação (2.4) que define o amortecimento pode ser reescrita combinando as condições citadas acima:

$$\eta(\omega) = \frac{\text{Re}[h_{ff}(\omega)]}{\omega m \sum_{i=1}^N |h_{if}(\omega)|^2}, \quad (2.7)$$

onde $\eta(\omega)$ é o amortecimento na frequência considerada, $h_{ff}(\omega)$ é a função mobilidade pontual, m é a massa das posições discretas de cada medição, N é o número de posições de medição e $h_{if}(\omega)$ a função mobilidade de transferência.

Esse método mostra resultados precisos nas frequências naturais dos modos bem definidos, conforme Bloss e Mohan (2002).

A precisão dos resultados obtidos pela aplicação da equação (2.4) depende fortemente da precisão das medições dos pontos FRF (h_{ff}). Sendo assim, deve-se ter extremo cuidado com a suspensão do componente e com a fixação dos acelerômetros para que a energia perdida por esses elementos seja minimizada, afirma Lenzi, 2007.

O método PIM apresenta a vantagem de o amortecimento poder ser calculado para diferentes amplitudes de vibrações, permitindo que seja aplicado na pesquisa de novos mecanismos de amortecimento, bem como na medição do amortecimento de estruturas altamente amortecidas. Por outro lado, esse método apresenta a desvantagem de ser bastante demorado e às vezes apresentar problemas na junção de fases entre os sinais de força e resposta, conforme Lima (2010).

2.2.3 Propriedades mecânicas

Compreender como propriedades mecânicas são determinadas e o que essas propriedades representam em um sistema é fundamental para o projeto de estruturas, a fim de que não ocorram níveis inaceitáveis de deformação e/ou falhas. O comportamento mecânico de um material reflete, por exemplo, a relação entre sua resposta ou deformação a uma carga ou força aplicada.

As propriedades mecânicas dos materiais são verificadas pela execução de experimentos de laboratório, cuidadosamente programados, que reproduzem o mais fielmente possível as condições de serviço. Dentre os fatores a serem considerados incluem-se a natureza da carga aplicada e a duração da sua aplicação. A carga pode ser de tração,

compressão ou de cisalhamento, e a sua magnitude pode ser constante ao longo do tempo ou continuamente flutuante.

Desse modo, as propriedades são muito importantes nas estruturas dos materiais, elas podem ser obtidas mediante métodos experimentais, métodos analíticos e usualmente são validadas por métodos numéricos.

As principais propriedades dos materiais de interesse para a construção dos modelos vibro acústicos numéricos são: módulo de elasticidade (E), módulo de cisalhamento (G), coeficiente de Poisson (ν) e densidade (ρ). Essas propriedades podem ser determinadas por métodos dinâmicos ou estáticos.

Callister (2007) define o módulo de elasticidade (E) como a relação entre a tensão aplicada e a deformação elástica que ela produz. Em outras palavras, é a tensão necessária para produzir uma quantidade unitária de deformação elástica. O módulo de elasticidade está vinculado à rigidez do material e é expresso em termos de tensão de tração ou de tensão de compressão, e suas unidades são as mesmas para esses dois tipos de tensão.

O módulo de cisalhamento (G) de um material, também conhecido por módulo de rigidez, é definido como a razão entre a tensão de cisalhamento aplicada ao corpo e sua deformação angular.

Morrel (1996) define o coeficiente de Poisson (ν) como a medida da deformação transversal (em relação à direção longitudinal de aplicação da carga) de um material homogêneo e isotrópico.

A densidade (ρ) de um corpo é definida como o quociente entre a massa e o volume desse corpo. Dessa forma, pode-se dizer que a densidade mede o grau de concentração de massa em um determinado volume.

2.2.3.1 Propriedades estáticas

Um dos ensaios mecânicos mais comuns para determinação das propriedades estáticas (E , G e ν) é executado na forma de tração. Na Figura 2.9 é descrito o dispositivo utilizado para realizar ensaio de tração simples.

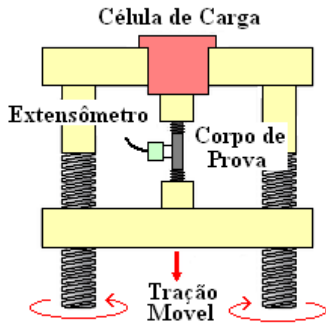


Figura 2.9 Dispositivo usado para realizar ensaios de tração simples.

O ensaio de tração pode ser usado para avaliar diversas propriedades mecânicas dos materiais que são importantes em projetos. Uma amostra é deformada, geralmente até sua fratura, mediante uma carga de tração gradativamente crescente aplicada uniaxialmente ao longo do eixo no corpo de prova. Normalmente a seção reta é circular, porém corpos de prova retangulares também são usados. Durante os ensaios, a deformação fica confinada à região central, mais estreita do corpo de prova, que possui uma seção reta uniforme ao longo do seu comprimento. O corpo de prova é preso pelas suas extremidades nas garras de fixação do dispositivo de testes.

O método comumente utilizado para determinar a densidade (ρ) é pelo princípio de Arquimedes.

Há relatos históricos de que o sábio grego Arquimedes descobriu, enquanto tomava banho, que um corpo imerso na água se torna mais leve devido a uma força vertical e para cima, exercida pelo líquido sobre o corpo, que alivia o peso deste. Essa força do líquido sobre o corpo é denominada empuxo. Desta forma foi estabelecido o Princípio de Arquimedes. Baseado nesse princípio pode-se obter a densidade de um determinado material, seja ele sólido ou líquido, a partir da utilização da equação (2.8):

$$\rho_c = \left(\frac{m_c}{m_c - m_{ap}} \right) \rho_L \quad (2.8)$$

onde m_c corresponde a massa do corpo; m_{ap} a massa aparente do corpo, ou seja, a sua massa quando imerso em líquido; e ρ_L a densidade do líquido.

2.2.3.2 Propriedades dinâmicas

A determinação das propriedades dinâmicas de uma estrutura tem-se revelado um método de grande importância, pois complementa os ensaios estáticos e fornece informações integradas a respeito da rigidez e do amortecimento do sistema. Segundo Almeida (2006), essa determinação tem sido utilizada para: estimar parâmetros estruturais, determinar a localização e extensão de danos, avaliar a rigidez equivalente de elementos danificados, detectar mudanças na deformabilidade, e ponderar sobre o envelhecimento de estruturas.

Caetano (1992) descreve que as relações excitação-resposta utilizadas na descrição do comportamento dinâmico de estruturas permitem a abordagem de três tipos de problemas diferentes:

- o problema direto, que consiste na determinação da resposta estrutural, sendo conhecidas a excitação e as propriedades dinâmicas do sistema;
- o problema inverso, cujo objetivo é a identificação das características da excitação atuante sobre um sistema de que são conhecidas a resposta estrutural e as propriedades dinâmicas;
- o problema da identificação de sistemas que, em termos gerais, traduz-se na caracterização das propriedades dinâmicas de um sistema de que são conhecidas a excitação atuante e a correspondente resposta estrutural.

A caracterização do comportamento dinâmico de uma estrutura exige uma adequada idealização das ações atuantes e a consideração de um modelo matemático capaz de descrever de forma suficientemente aproximada o funcionamento estrutural, permitindo obter relações matemáticas entre as características essenciais da excitação e da resultante-resposta do sistema analisado.

2.2.4 Análise modal experimental

O método da análise modal caracteriza-se pela extração dos parâmetros modais de uma estrutura com base nos registros no tempo de sua excitação e resposta.

Os modos de vibração são propriedades inerentes de uma estrutura. São determinados pelas propriedades do material (massa, rigidez e amortecimento) e pelas condições de contorno da estrutura. Cada modo é definido por uma frequência natural (modal ou de ressonância), amortecimento modal, e forma do modo. Se as propriedades dos materiais ou condições de contorno tiverem uma mudança de estrutura, os seus modos vão mudar.

Ewins (1984) destaca dois grandes objetivos das observações experimentais de vibrações estruturais: a determinação da natureza e extensão dos níveis de resposta das vibrações, assim como a validação dos modelos teóricos e previsões do comportamento dinâmico de estruturas.

Jordan (2002) descreve que a estimação experimental dos parâmetros modais da estrutura pode ser realizada diretamente a partir dos sinais medidos ou pós processamento dos mesmos. Isso pode ser feito no domínio do tempo ou no domínio da frequência.

O método no domínio do tempo é preferencial para faixas de frequências grandes ou grande número de modos, enquanto os modelos no domínio da frequência são mais adequadas para faixas de frequências e número de modos relativamente pequenos. Porém, métodos no domínio do tempo têm uma desvantagem importante, pois podem não levar em conta os efeitos residuais de modos que se encontram fora da faixa de frequências de análise.

O método no domínio da frequência aplica funções resposta em frequência (FRF's) obtidas por processamento dos sinais adquiridos por meio de excitação e resposta.

2.2.4.1 Função resposta em frequência (FRF)

Em termos gerais, uma FRF é uma relação entre a Transformada de Fourier da resposta e a Transformada de Fourier da excitação. Em outras palavras, é uma função da frequência entre dois pontos da estrutura, sendo um deles a entrada e o outro a saída. Quando a resposta é medida no mesmo ponto de excitação diz-se que a FRF é pontual, e quando a excitação e a resposta estão em um ponto diferente, então é obtida FRF de transferência.

A excitação da estrutura geralmente é feita por atuadores eletromecânicos do tipo vibrador (*shaker*) ou impacto com martelo. Depois que os sinais de entrada e de saída são medidos no tempo, faz-se o cálculo das transformadas de Fourier destes para determinar a FRF do sistema, sendo os parâmetros físicos obtidos a partir da amplitude e da fase das várias FRF's medidas.

Na Tabela 2.1 são mostrados os detalhes dos seis parâmetros de FRF.

Tabela 2.1 Designação das funções resposta em frequência (FRF's)

Tipo de resposta	Razão resposta/força	Razão força/resposta
Deslocamento	Receptância	Rigidez dinâmica
Velocidade	Mobilidade	Impedância mecânica
Aceleração	Inertância	Massa aparente

2.2.4.2 Procedimentos de medição

O método no domínio da frequência é baseado no processamento de FRF's, tornando necessária a medição tanto da força aplicada à estrutura quanto sua resposta, pontual ou de transferência.

Um sistema básico de medição, com capacidade de gerar excitação na estrutura e de obter sua resposta, é descrito na Figura 2.10.

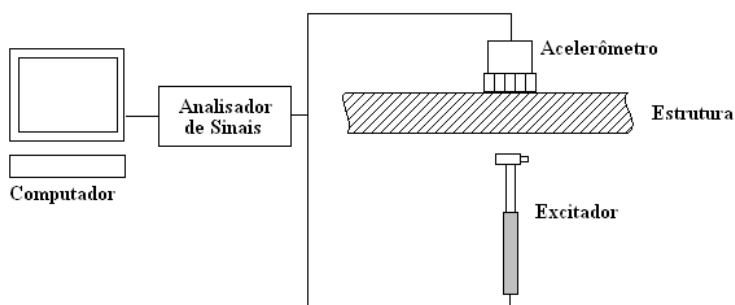


Figura 2.10 Sistema básico de medição

Neste caso, não é necessário gerar um sinal, pois a excitação é produzida pelo impacto do martelo na estrutura. O transdutor de força do martelo gera um sinal que é transmitido igualmente a um analisador de sinais.

2.2.4.3 Fixação da estrutura

Existem duas condições básicas relacionadas ao apoio de uma estrutura a analisar, denominadas fixa e livre.

Quando uma estrutura está fixa, admite-se que alguns de seus pontos estão firmemente conectados a pontos externos fixos. Teoricamente, tais pontos da estrutura não devem apresentar qualquer tipo de movimento. Uma estrutura livre, ao contrário, está de alguma maneira suspensa no ar, permitindo que todos os seus pontos movimentem-se. Na prática, a condição livre não é possível, pois a

estrutura está submetida aos efeitos da gravidade. Nesse caso, algum tipo de suspensão deve ser providenciado. Se a suspensão for bastante flexível, o conjunto suspensão/corpo rígido apresenta, nos modos de corpo rígido, frequências naturais baixas e distantes das frequências naturais correspondentes aos modos flexíveis de vibração, que são aqueles em que há deformação da estrutura. Existem várias alternativas de suspensão para a condição livre: o corpo pode ser suspenso por molas bem flexíveis, por fios flexíveis semelhante a um pêndulo ou ainda ser depositado sobre algum material bem macio, como espuma.

A condição fixa da estrutura é teoricamente a mais fácil de ser obtida, porém é difícil obter uma estrutura efetivamente rígida, sendo necessário garantir que a base de engaste não enrijeça a região em que o corpo de prova estiver fixado: isso pode levar a rigidez localizada, fazendo com que os resultados sejam prejudicados.

Como consequência, a condição livre deve ser a preferida, porém há casos em que não pode ser adotada, como, por exemplo, estruturas com dimensões muito avantajadas.

2.3 FUNDAMENTOS DE ELEMENTOS FINITOS

O Método dos Elementos Finitos (FEM) é uma eficiente ferramenta numérica de resolução de problema de meio contínuo, muito utilizada na análise de problemas dinâmicos de estruturas. É um método utilizado, normalmente, quando o sistema a ser modelado possui geometria complexa, inviabilizando a solução por métodos analíticos convencionais. Porém, para atingir boa precisão em altas frequências o FEM geralmente exige um grande custo computacional.

Cook et al. (2002) descrevem FEM como um método que visa transformar um problema infinito-dimensional em um problema finito-dimensional, ou seja, transformar um sistema contínuo em um sistema discreto, com um número finito de incógnitas. O método consiste em dividir o domínio sobre o qual o problema é analisado em várias regiões e são chamados de elementos, os quais estão conectados por nós ou pontos nodais. O conjunto de elementos utilizados na discretização da estrutura é denominado de malha. A Figura 2.11 ilustra a malha de elementos finitos de uma viga engastada.

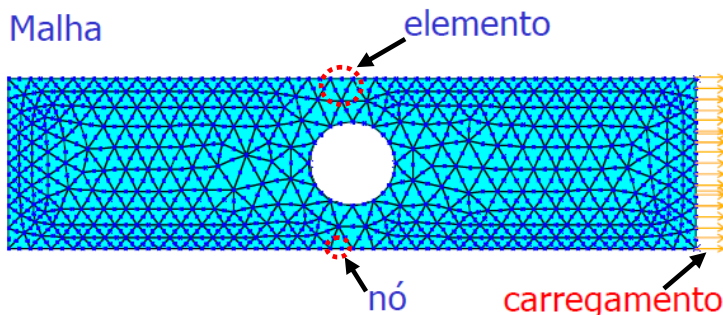


Figura 2.11 Malha de elementos finitos viga engastada

Como citado anteriormente, o método considera uma estrutura contínua sendo formada por conjuntos de subestruturas menores, denominadas elementos, nos quais propriedades são uniformemente distribuídas. As características dinâmicas de cada um desses elementos são concentradas em pontos chamados nós. Para cada grau de liberdade, rotação e translação, tem-se uma equação, resultando em uma linha e uma coluna nas matrizes geradas. Como resultado obtém-se:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\}, \quad (2.9)$$

onde $[M]$ é a matriz de massa, $\{\ddot{x}\}$ é o vetor aceleração, $[C]$ é a matriz de amortecimento, $\{\dot{x}\}$ é o vetor velocidade, $[K]$ é a matriz de rigidez, $\{x\}$ é o vetor deslocamento e $\{F\}$ é o vetor força.

A representação de uma estrutura contínua por elementos finitos leva a um sistema de n equações diferenciais de segunda ordem que geralmente apresentam acoplamento dinâmico e estático, por meio dos termos de massa e rigidez, respectivamente.

O FEM tem hoje uma grande difusão no meio acadêmico e industrial. RADE (2003) afirma que isto ocorre devido à sua eficiência e flexibilidade, além de sua adequação à implementação em computadores estando disponível em grande número de pacotes comerciais existentes no mercado (ANSYS®, NASTRAN®, ABAQUS®, etc.). As análises realizadas nestes *softwares* comerciais envolvem basicamente três etapas:

- Pré-processamento: Nesta etapa é construída uma geometria, a qual possui as correspondentes propriedades do material,

condições de carregamento e de contorno. Define-se o tipo de elemento para gerar a malha em elementos finitos. No modelo é possível definir um ou mais tipos de elementos.

- **Análise Numérica:** Esta etapa consiste em determinar o tipo de análise que será realizada no modelo. Em seguida, o software gera automaticamente as matrizes que descrevem o comportamento de cada elemento, combinando estas matrizes dentro de uma equação matricial que representa os elementos finitos da estrutura. No final, o software resolve esta equação matricial determinando a solução nodal da malha de elementos finitos.
- **Pós-processamento:** Nesta etapa os resultados obtidos através da análise de elementos finitos são apresentados graficamente. Os softwares utilizados para FEM, trazem diversas ferramentas que tornam possível ao engenheiro analisar o modelo numérico em questão de forma mais detalhada para melhor entendimento do fenômeno físico. No caso da análise dinâmica, por exemplo, na solução de uma análise modal, é possível visualizar os modos de vibração da estrutura.

2.3.1 Análise modal numérica

A análise modal consiste na resolução de uma matriz de massa e rigidez da estrutura, resultando num problema de autovalores. Os autovalores resultantes estão relacionados às frequências naturais e os autovetores são as correspondentes formas de vibração.

Yoneda (2002) descreve que a análise modal consiste na resolução da seguinte equação diferencial:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\}. \quad (2.10)$$

Para a análise modal numérica, é importante mencionar que a matriz de amortecimento $[C]$ e o vetor força $\{F\}$ são considerados nulos, e a estrutura é considerada homogênea.

2.3.2 Análise harmônica

Para determinar a resposta de estruturas submetidas a carregamentos que variam com o tempo, é utilizada a análise harmônica.

A resposta da estrutura é calculada para várias frequências de excitação. Essas podem ser: deslocamento, velocidade ou aceleração.

No caso da análise harmônica, a equação (2.9) considera a matriz de amortecimento $[C]$ e o vetor força $\{F\}$ não-nulos. Por meio dessa equação é obtida a solução do problema com a inversão da matriz. Pode ser realizada utilizando diversos métodos,):

- *Full*: o método de maior precisão. Utiliza as matrizes completas, o que implicada maior custo computacional.
- *Reduzido*: método que utiliza matrizes de ordens reduzidas.
- *Superposição modal*: o método de maior velocidade que o *full* e mais preciso que o Reduzido. Utiliza apenas alguns autovalores e autovetores para determinar a resposta.

2.3.3 Utilização de *software* comercial *Ansys* para o modelo de estrutura sanduíche

A modelagem de estruturas sanduíche ligadas por um material viscoelástico de baixo módulo de elasticidade não é um assunto simples. Uma das técnicas utilizadas consiste em modelar a estrutura sanduíche usando-se elementos clássicos para camadas rígidas e um elemento viscoelástico normalizado para o material do núcleo. Para modelar tais estruturas, utiliza-se o emprego de elementos de casca (*shell*) de maiores ordens com a conexão dos nós com múltiplos elementos de elevada rigidez (*solid*). O desenvolvimento de um elemento especial pode ser muito caro quando se trata de *softwares* comerciais, que nem sempre representam com fidelidade o comportamento do material.

A maior dificuldade encontrada na utilização do *Ansys*® para o modelo do gabinete é a complexidade da conexão dos elementos de casca (*shell*) usados para representar as placas metálicas, com os elementos de volume (*solid*) utilizados para representar o material do núcleo. A conexão inadequada entre os dois tipos de elemento (*shell* e *solid*) pode ser uma dessas dificuldades, uma vez que o número de graus de liberdade por nó é diferente para os elementos de casca e de volume. Em um elemento de casca, cada nó possui seis graus de liberdade, ou seja, três translacionais e três graus de liberdade rotacionais. O elemento de volume, entretanto, possui apenas três graus de liberdade por nó. Assim, cada nó de um elemento clássico de volume possui três graus de liberdade translacionais, isto é, sem rotações.

Devido às possíveis conexões inadequadas, o tipo de elemento definido para representar a uma estrutura sanduíche é *solid 45* para todas as camadas.

Conforme o Tutorial *Ansys* (2009), o elemento *solid45* é usado para a modelagem 3-D de estruturas sólidas. O elemento é definido por 8 nós com 3 graus de liberdade em cada nó.

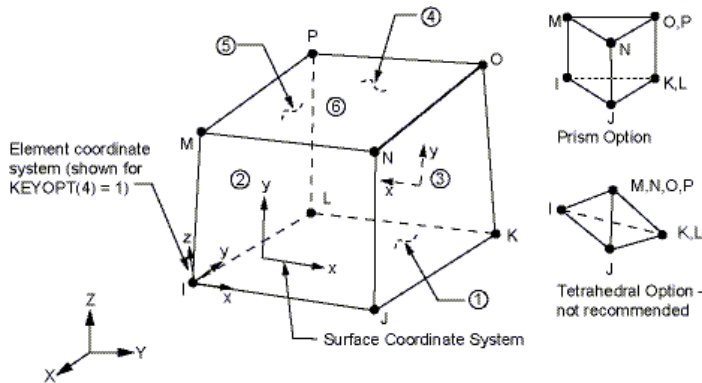


Figura 2.12 Geometria do elemento tipo *Solid 45*.

Para o modelo numérico do gabinete completo foi utilizado elemento tipo *solid 92* por possuir um nó no centro do elemento (Figura 2.13).

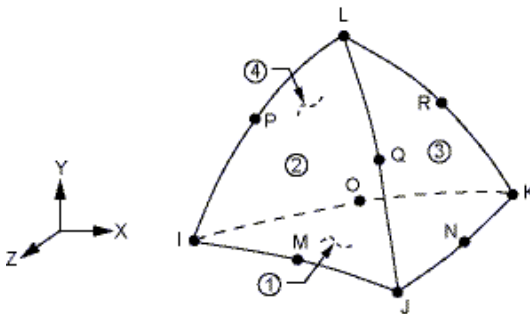


Figura 2.13 Geometria do elemento tipo *Solid 92*.

Conforme o Tutorial *Ansys* (2009), o elemento *solid92* tem formulação que utiliza funções de forma quadráticas, sendo adequado para modelar geometrias irregulares (como as produzidas a partir de vários sistemas CAD/CAM¹). O elemento é definido por dez nós com três graus de liberdade em cada nó: x, y, e z.

¹ CAM: Fabricação Assistida por Computador.

2.4 FUNDAMENTOS DE ELEMENTOS DE CONTORNO

O Método de Elementos de Contorno (BEM) é um método numérico usado para solução de determinados problemas acústicos em campo aberto, e baseado em equações integrais de contorno. Segundo Li (2011), o método BEM tem sido considerado uma técnica muito promissora em acústica, pois permite a simulação de campos em domínios ilimitados e automaticamente satisfaz a condição de radiação no infinito. Apenas o limite da estrutura de som deve ser “discretizada” em vez de “domínio”, o que implica um custo muito baixo para a geração de malha e de pré-processamento.

Carvalho (2008) comenta que o objetivo do método é, por meio de simulação numérica, discretizar um domínio em elementos suficientemente pequenos e então calcular as respostas do sistema vibroacústico na forma de deslocamento, velocidade, força ou mesmo pressões e intensidade sonoras, em todos os nós da geometria.

A técnica consiste basicamente na divisão do contorno do domínio em segmentos, chamados de elementos do contorno. É nesses elementos que as integrais de contorno serão resolvidas. Isso é feito pela aproximação das funções integrais por funções interpoladoras, as quais são definidas em função de pontos escolhidos em cada elemento, sendo esses pontos chamados de pontos nodais ou nós. Essa aproximação discreta dá origem a um sistema de equações a ser resolvido para obter-se a solução final do problema.

Neste trabalho foi utilizado o método denominado BEM direto, utilizado pelo *software* comercial *Sysnoise*. No BEM direto, os potenciais de pressão nos nós da superfície da malha de BEM são calculados a partir das pressões nodais e velocidades normais nodais através das matrizes de influência do BEM direto $A(\omega)$ e $B(\omega)$, que são funções da geometria da superfície e da frequência.

$$[A(\omega)]\{p\} = [B(\omega)]\{v\}, \quad (2.11)$$

onde v é o vetor dos deslocamentos nodais e p é o vetor das pressões nodais.

A eficiência de radiação no *LMS Virtual.Lab* é definida pela razão entre a potência ativa de saída e a potência de entrada, a qual é dada por:

$$\sigma_{rad} = \frac{W_{o,active}}{W_i}, \quad (2.12)$$

onde $W_{o,active}$ é a potência de saída ativa (*Active Output Power*) e W_i é a potência de entrada (*Power Input*).

A potência de entrada (W_i) é uma quantidade convencional usada para medir a potência sonora associada às vibrações mecânicas. O *software LMS Virtual.Lab* calcula essa potência de entrada integrando a velocidade normal sobre a malha acústica, como mostra a equação abaixo.

$$W_i = pc \int_S |v_{RMS}|^2 dS = \frac{1}{2} \int_S v_n^2 dS, \quad (2.13)$$

onde v_{RMS} é o valor *RMS* ou raiz média quadrática da velocidade normal v_n local nas condições de contorno. Observa-se na equação (5.8) que a potência de entrada depende somente da velocidade prescrita nas condições de contorno.

Já a *Active Output Power* corresponde à potência média radiada pela superfície vibrante durante um ciclo de frequência. Integrando a intensidade normal ativa sobre a superfície da malha acústica, tem-se a potência ativa. Para o BEM direto, a potência ativa é dada por:

$$W_{o,active} = \int_S Re(I_n) dS = \frac{1}{2} Re(pv_n^*) dS, \quad (2.14)$$

onde v_n^* é o conjugado complexo da velocidade v_n e p é a pressão de superfície na malha BEM.

Capítulo 3: PROCEDIMENTOS DE CARACTERIZAÇÃO DOS MATERIAIS

Neste capítulo, serão descritos os procedimentos utilizados para a caracterização dos materiais e discutidos os resultados obtidos.

As propriedades elásticas dos materiais da viga foram determinadas com os ensaios de tração simples. A densidade dos materiais foi determinada experimentalmente pelo princípio de Arquimedes.

3.1 DENSIDADE

Os ensaios para determinação da densidade dos materiais que compõem o gabinete de um refrigerador doméstico (aço laminado, PSAI, PUR e PP) foram realizados por meio do Princípio de Arquimedes no Labmat (Laboratório de Materiais – UFSC). Inicialmente foi determinada a massa do corpo de prova, conforme a Figura 3.1.



Figura 3.1 Determinação da massa do corpo de prova no ar.

Em seguida, o corpo de prova foi submerso e determinou-se a massa aparente (Figura 3.2). A densidade, então foi determinada pela Equação (2.8).



Figura 3.2 Determinação da massa aparente do corpo de prova.

Todos os corpos de prova submetidos aos ensaios foram extraídos do mesmo gabinete do refrigerador.

O procedimento foi realizado com uma balança digital *Mettler Toledo*, Modelo *XS205*. Durante o procedimento, a temperatura da água foi controlada em 24°C.

3.1.1 Densidade do aço laminado

As amostras de aço laminado foram extraídas diretamente do refrigerador e cortadas com aproximadamente: 15x10mm. Os resultados experimentais do aço laminado estão apresentados na Tabela 3.1

Tabela 3.1 Resultados experimentais da densidade para o aço laminado.

Aço laminado	
Amostra	$\rho(g/cm^3)$
1	7,453
2	7,35
3	7,222
Desvio Padrão	0,116
Média	7,342

Ao observar os resultados, constata-se que não há grande variação desse parâmetro entre as amostras com pintura e as amostras sem pintura, de modo que o valor médio pode ser calculado pela média aritmética simples dos três corpos de prova analisados para cada situação, resultando em um valor médio de $7,342g/cm^3$ com pintura e $7,640g/cm^3$ sem pintura.

A densidade do aço citado em Callister (2002) é de $7,80g/cm^3$, valor próximo ao encontrado experimentalmente.

3.1.2 Densidade do poliestireno (PSAI)

Os corpos de prova de poliestireno foram cortados com dimensões aproximadas de $15 \times 10mm$, com espessura variando de $1mm$ a $1,7mm$. Seis amostras de regiões distintas do gabinete interno foram analisadas, como mostra Figura 3.3.

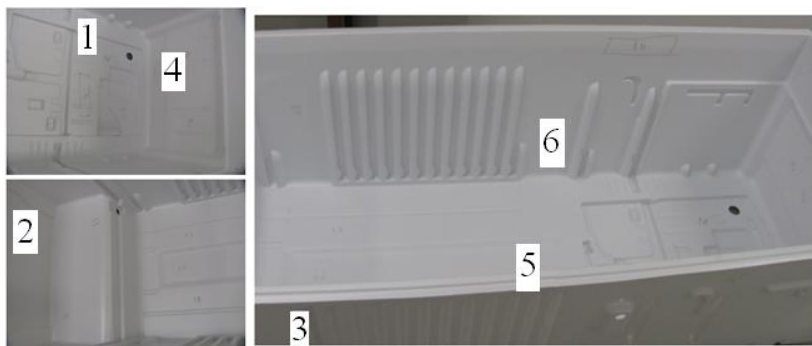


Figura 3.3 Posição de extração das amostras de poliestireno.

Os resultados experimentais do PSAI seguem na Tabela 3.4

Tabela 3.2 Resultados experimentais da densidade para o poliestireno.

Poliestireno	
Amostra	$\rho(g/cm^3)$
1	1,015
2	1,013
3	1,013
4	1,015
5	1,016
6	1,012
Desvio Padrão	0,002
Média	1,014

A densidade média do poliestireno obtida experimentalmente por Oresten (2003) $\rho = 1,0619g/cm^3$ e segundo Callister (2002) $\rho = 1,05g/cm^3$, valores próximos aos encontrados experimentalmente.

3.1.3 Densidade do poliuretano (PUR)

Os corpos de prova foram cortados com dimensões aproximadas de: $10 \times 10 \times 10mm$ Estes corpos de prova foram separados em dois grupos, amostras do fundo do gabinete e amostras das laterais, devido às diferenças esperadas do processo de injeção do PUR.

Os resultados experimentais do poliuretano seguem na Tabela 3.3

Tabela 3.3 Resultados experimentais da densidade para o poliuretano.

Poliuretano	
Amostras do fundo do gabinete	
	$\rho(g/cm^3)$
1	0,039
2	0,041
3	0,053
Desvio Padrão	0,0062
Média	0,041

Amostras das laterais do gabinete	
	$\rho(g/cm^3)$
4	0,035
5	0,037
6	0,036
Desvio Padrão	0,0008
Média	0,036

A densidade média do poliuretano obtida experimentalmente por Orsten é (2003) $\rho = 0,0285g/cm^3$ e segundo Callister (2002), $\rho = 0,032g/cm^3$, valores próximos aos encontrados experimentalmente.

3.1.4 Densidade do polipropileno (PP)

Os três corpos de prova de polipropileno (PP) foram cortados com dimensões aproximadas de 10x10mm, onde a espessura é 2mm. Os resultados experimentais da placa de plástico seguem na Tabela 3.4 .

Tabela 3.4 Resultados experimentais da densidade para o polipropileno (PP).

Placa de Plástico	
Amostra	
1	0,919
2	0,924
3	0,917
Desvio Padrão	0,004
Média	0,920

A densidade do PP, segundo Callister (2002), varia de $\rho = 0,850 - 0,950g/cm^3$, valores próximos aos encontrados experimentalmente.

3.2 PROPRIEDADES ESTÁTICAS DOS MATERIAIS

Os procedimentos experimentais para determinação das propriedades mecânicas estáticas dos materiais que compõem o gabinete de um refrigerador doméstico em estudo são apresentados nesta seção.

3.2.1 Placa de aço laminado

O módulo de elasticidade (E) e o coeficiente de Poisson (ν) do aço laminado foram determinados por ensaio de tração simples, utilizando-se os procedimentos e equipamentos descritos na norma NBR 6673.

Os corpos de prova foram fabricados com as dimensões especificadas na Figura 3.4 e espessura de 0,60mm.

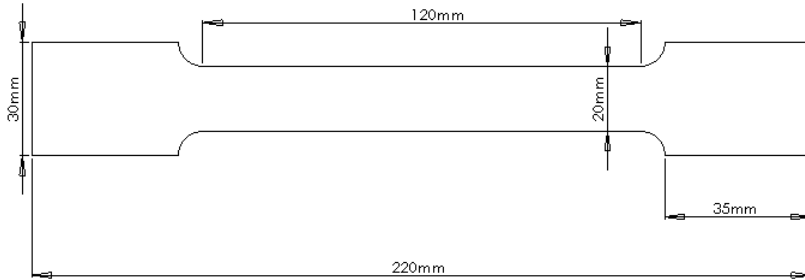


Figura 3.4 Dimensões do corpo de prova do ensaio de tração para a viga de aço.

A Figura 3.5 mostra as curvas tensão-deformação de dois dos corpos de prova analisados.

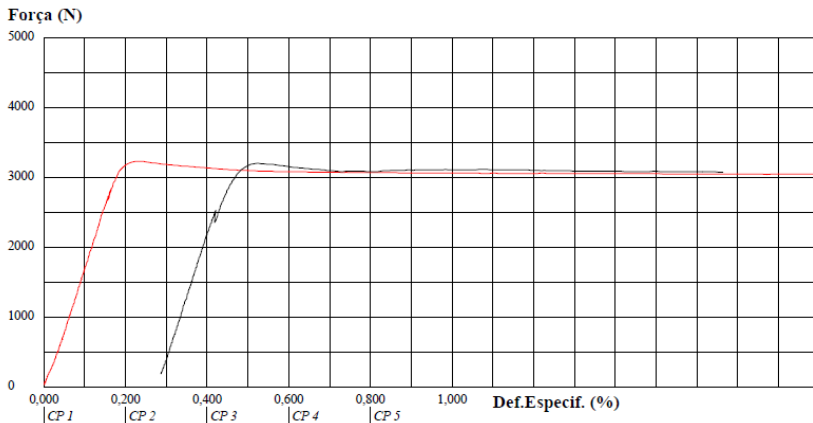


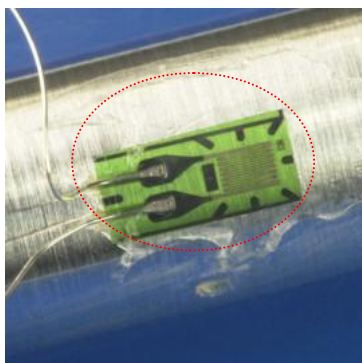
Figura 3.5 Curva de deformação de dois corpos de prova do aço laminado.

Para o aço laminado foram ensaiadas três amostras de regiões distintas com *strain-gauges* (Tabela 3.5

Tabela 3.5 Resultados experimentais de ensaio de tração do aço laminado.

Amostra	$E(GPa)$	Poisson (ν)
L1	210,45	0,3
L2	207,51	0,3
L3	191,83	0,3
Média	207,51	0,3
Desvio Padrão (σ_E)	7,6255	0,000

O dispositivo chamado *Strain-gauge* possibilita encontrar diretamente os valores do módulo de elasticidade (E) e o Poisson (ν) onde, o ν é a deformação transversal (em relação à direção longitudinal de aplicação da carga) de um material homogêneo e isotrópico. A relação estabelecida é entre deformações ortogonais.

Figura 3.6 *Strain gauge* fixado em um corpo de prova.

Os resultados médios encontrados para as amostras de aço laminado a quente: $E = 207,5 GPa$ com desvio padrão $\sigma_E = 0,62 GPa$ e $\nu = 0,3$ para o aço.

3.2.2 Poliestireno de alto impacto (PSAI)

Para a determinação das propriedades estáticas do PSAI, foram realizados ensaios de tração simples com base na norma ASTM D 638-77a. Essa norma descreve o procedimento e os equipamentos necessários para determinar as propriedades mecânicas de amostras plásticas. Esse procedimento é frequentemente utilizado em materiais que possuem espessura máxima de $14mm$. Segundo essa norma, o

corpo de prova a ser construído para realizar o ensaio deve ter um formato padrão denominado *dumbbell-shaped*. A referida norma descreve os procedimentos de obtenção das propriedades mecânicas de materiais injetados, Não foram encontradas normas que descrevessem procedimentos para materiais termoformados.

O corpo de prova foi confeccionado com as dimensões apresentadas na Figura 3.7 e com espessura variando de 1 – 1,7mm.

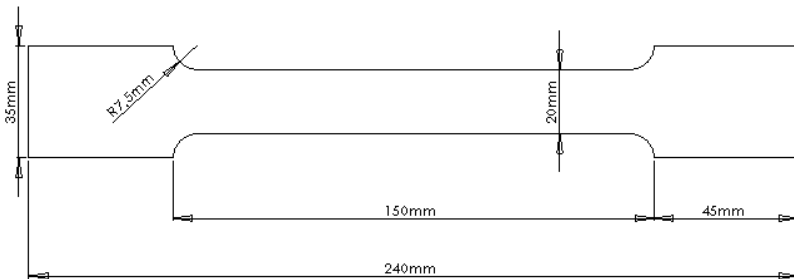


Figura 3.7 Dimensões do corpo de prova do ensaio de tração para a viga de PSAI.

A Figura 3.8 mostra as curvas tensão-deformação para os três corpos de prova analisados.

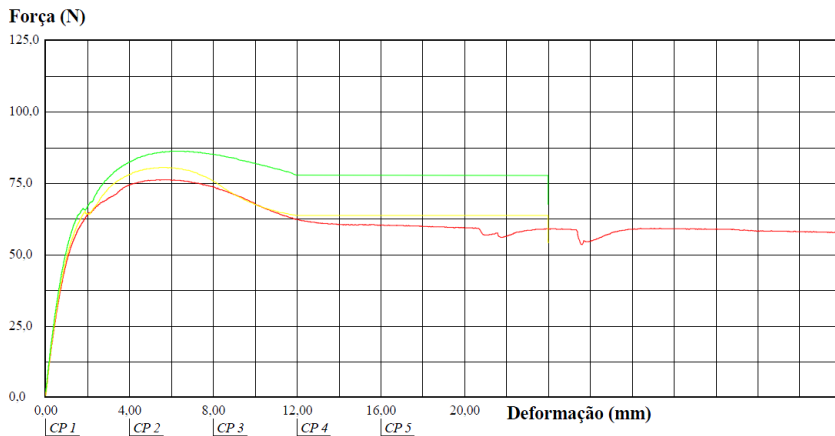


Figura 3.8 Curva de deformação para os dois corpos de PSAI.

Para o PSAI foram ensaiadas três amostras de regiões distintas com *strain-gauge*.

Tabela 3.6 Resultados experimentais de ensaio de tração doPSAI.

Amostra	$E(MPa)$	Poisson (ν)
L1	1,953	0,281
L2	1,999	0,341
L3	1,89	0,32
Média	1,953	0,32
Desvio Padrão (σ_E)	0,0382	0,022

O módulo de elasticidade médio encontrado para o PSAI foi: $E = 1,953 \text{ GPa}$ e coeficiente de Poisson $\nu = 0,32$.

3.2.3 Polipropileno (PP)

O polipropileno utilizado na montagem do refrigerador (Figura 3.10) é visualmente semelhante ao papelão ondulado (Figura 3.9).



Figura 3.9 Exemplo de papelão ondulado.

Esse formato refere-se às formas de sulcos, que são pressionados em uma folha de material e suavizados pelo vapor. O material é, então, prensado entre folhas planas. Os sulcos servem como amortecimento e aumentam a rigidez do material. Larguras e configurações diferentes dos sulcos oferecem vantagens de desempenhos distintos.

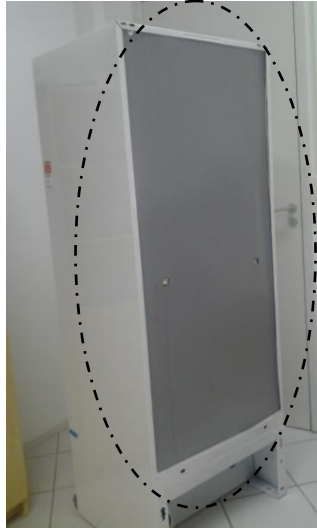


Figura 3.10 Placa de PP utilizado na montagem do refrigerador

Para determinar o módulo de elasticidade (E) e coeficiente de Poisson (ν) não é possível utilizar ensaio de tração simples devido aos sulcos presentes no material, tornando necessário desenvolver um experimento específico para esta configuração. Sendo assim, os valores de E e ν utilizados foram tirados de bibliografias. Segundo Callister (2002) $E = 1,14 - 1,55 \text{ GPa}$ e Ramm (2007) $\nu = 0,27$.

3.2.4 Espuma rígida de poliuretano (PUR)

Para a determinação do módulo de elasticidade do PUR não é possível através de ensaio de tração simples por se tratar de uma espuma. Então um dispositivo foi projetado e construído (Figura 3.11) para determinar o módulo de Cisalhamento (G). ▶

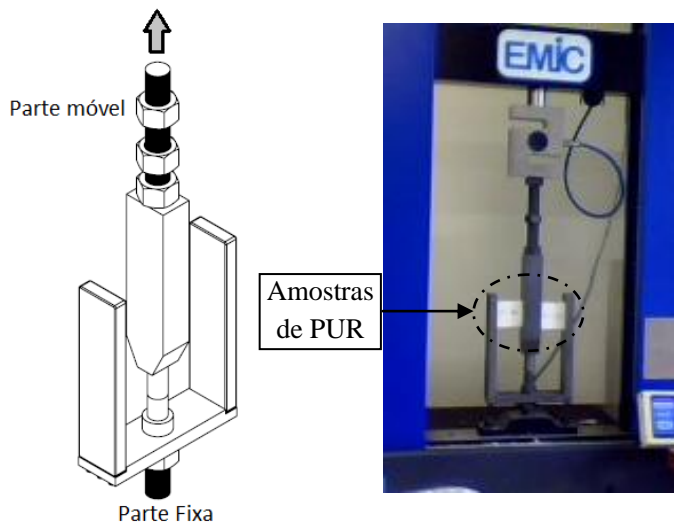


Figura 3.11 - Dispositivo para determinar o módulo de cisalhamento do PUR.

Este dispositivo terá sua parte inferior fixa e a superior móvel. As dimensões das amostras serão de $50 \times 50 \times 100 \text{ mm}$ e coladas nas partes laterais e na superior com cianoacrilato. Através do Clip-gage o deslocamento x é medido, com esse valor determinado encontra-se o valor de α . Na Figura 3.12 pode-se observar a deformação esperada no ensaio.

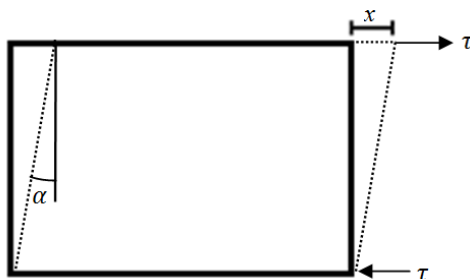


Figura 3.12 - Desenho esquemático da deformação da amostra.

Com as equações descritas abaixo são determinados o módulo de cisalhamento e de elasticidade.

A deformação elástica de cisalhamento (γ) é calculada através da seguinte equação:

$$\gamma = \tan(\alpha). \quad (3.1)$$

Então, com o valor de γ é calculado o módulo de Cisalhamento,

$$G = \frac{\tau}{\gamma}, \quad (3.2)$$

Para determinar o módulo de elasticidade, o valor do coeficiente de Poisson foi utilizado de Villar (1998) ($\nu = 0.45$) e o valor de G encontrado através da Equação (3.3):

$$E = 2G(1 + \nu). \quad (3.3)$$

Os ensaios ocorreram com quatro pares de amostra de PUR, dois pares da lateral e dois do fundo do refrigerador.

Os resultados encontrados foram analisados e comparados entre si e com os valores de E encontrados em Barbieri et al. (2009) ($E = 8.4MPa$) e não foi encontrada boa concordância. Isto pode ser atribuído a dificuldade de colar adequadamente as amostras de PUR ao dispositivo. Sendo assim, o valor de E utilizado para os modelos numéricos foi de bibliografia.

3.3 PROPRIEDADES DINÂMICAS DOS MATERIAIS

Nesta seção, estão descritos os parâmetros de medição usados para determinar o comportamento dinâmico de cada material em estudo no domínio da frequência. O processo de determinação do módulo de elasticidade (E) dos materiais consistiu em obter os espectros de resposta a fim de determinar as frequências de ressonância.

Uma preocupação importante para medições de vibrações é a preparação da estrutura a ser testada para que não ocorram erros nos procedimentos de medição e nas localizações dos sensores, falhas no processamento digital, dentre outros que possam prejudicar a qualidade dos dados obtidos experimentalmente. A primeira decisão a ser tomada refere-se à condição de contorno mais adequada para ensaios, livre ou engastada.

Ewins (1984) afirma que é difícil garantir que uma estrutura engastada esteja efetivamente rígida. A condição livre deve ser a preferida, contudo há casos em que ela não pode ser aplicada.

3.3.1 Poliuretano rígido (PUR)

Na aquisição dos espectros de frequência, a condição de ensaio escolhida para a viga de PUR foi uma viga engastada (Figura 3.13(a)). O processo de avaliação do módulo de elasticidade foi repetido em cinco amostras diferentes, Figura 3.13(b). Com esse procedimento, foi possível avaliar a dispersão dos valores de densidade ao longo do agregado familiar.

As amostras analisadas de PUR seguem as seguintes dimensões: 10mm de espessura, 20mm de largura e 270mm de comprimento. Uma base com cola epóxi em uma extremidade da viga foi construída para minimizar as deformações que o poliuretano poderia sofrer quando engastado.

Um sensor sem contato (*laser* - MKH 2008) foi utilizado para determinar a resposta de frequência da viga de PUR, a fim de evitar o efeito de massa acumulada. A excitação da viga foi realizada com atuador magnético (Sensores de movimento PC55-18E) para evitar a deformação excessiva, que poderia ser causada por um martelo, na espuma. A faixa de frequência analisada foi de 0 a 1000Hz , discretização de 1Hz . A resposta foi obtida em mobilidade e transformada em aceleração para inertância, para comparação com a análise numérica.

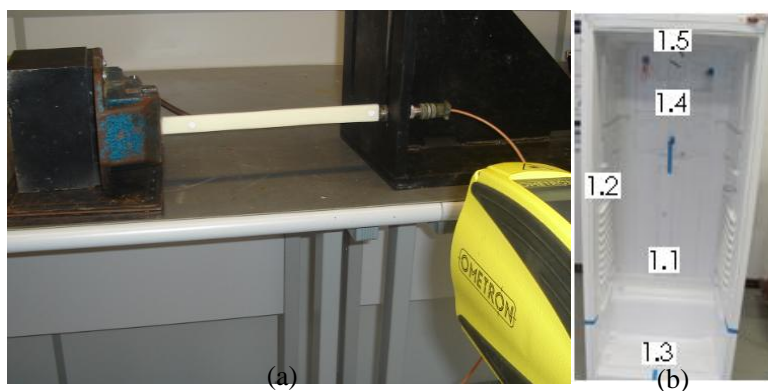


Figura 3.13 (a) Bancada para medir a FRF da viga de PUR e (b) Regiões de onde as amostras foram extraídas do gabinete.

Para analisar e compreender os resultados experimentais, simulações numéricas foram realizadas utilizando o software *Ansys®*, com elemento tipo *solid45*. Considerando uma geometria simples, elemento do tipo quadrático torna-se suficiente para a representação numérica.

A velocidade da onda de flexão foi calculada para determinar o comprimento de onda (λ), e o tamanho do elemento foi, pelo menos, menor que $\lambda / 6$, para a faixa de frequência de 0 – 1kHz. O tamanho do elemento para o cálculo da resposta de frequência do PUR foi de 4mm e a excitação utilizada foi uma força unitária.

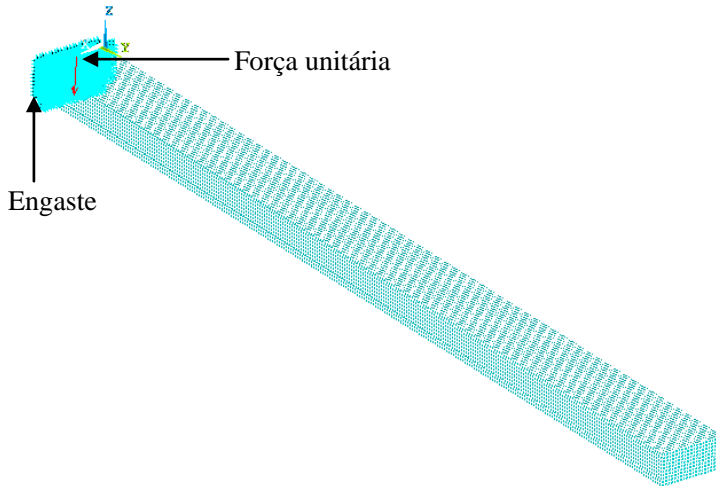


Figura 3.14 Detalhe da malha utilizada para a configuração engastada da viga de PUR.

As frequências naturais encontradas experimentalmente foram comparadas com as frequências naturais obtidas por análise modal numérica (Figura 3.15) para uma viga de poliuretano rígido com as mesmas dimensões e propriedades encontradas por Barbieri et al. (2009) ($E = 8.4MPa$) e Villar (1998) ($\nu = 0.45$).

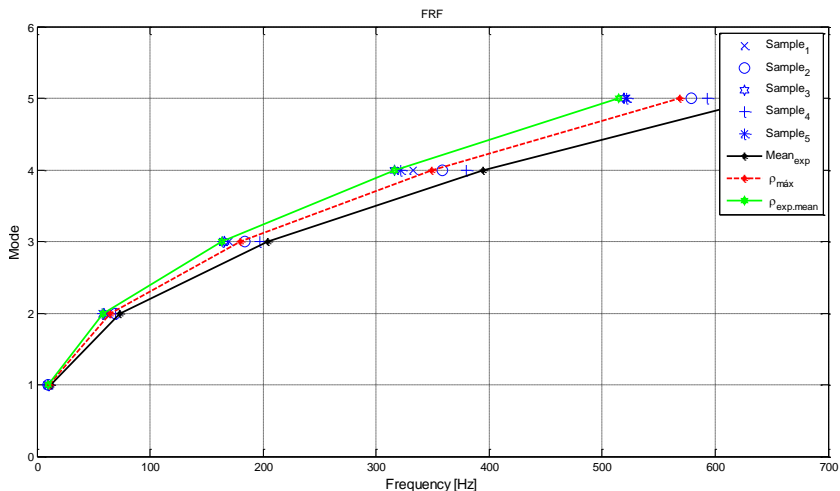


Figura 3.15 Análise dos resultados experimentais da análise modal realizada nas seis amostras de PUR.

Na Figura 3.15, as curvas em verde e preto representam os resultados das análises numéricas realizadas utilizando análise modal: densidades $\rho = 28 \text{ kg/m}^3$ e $\rho = 50 \text{ kg/m}^3$, respectivamente. Estas curvas representam os valores mínimos e os máximos encontrados em Villar (1998). A curva vermelha é o resultado da análise modal numérica utilizando a densidade média experimental (Seção 3.1.3), $\rho = 41 \text{ kg/m}^3$. Os itens em azul, na Figura 3.15, representam os resultados encontrados experimentalmente.

Os valores das frequências naturais encontrados experimentalmente têm uma dispersão considerável. Quando comparada com as frequências naturais encontradas numericamente, pode-se ver que essa dispersão ocorre pela variação da densidade do material em todo o gabinete. Também é possível observar que os valores das densidades encontradas em Villar (1998) estão entre os valores mínimos e máximos encontrados experimentalmente. Assim, por meio desta análise conclui-se que a densidade varia ao longo do gabinete do refrigerador, que os lados têm baixa densidade e o fundo, maiores densidades. O valor médio do amortecimento é $\eta = 0,0315$, encontrado pelo método da banda de meia potência.

Os valores das frequências naturais e seu respectivos modos de vibrar estão na 0

Tabela 3.6 Resultados experimentais da viga de poliuretano.

Modo	Frequência (Hz)
1	8,8
2	68,5
3	199
4	394,5
5	638
6	938
7	1286
8	1678

Os valores de densidade foram utilizados de acordo com a localização de cada amostra ($\nu = 0,45$ segundo Villar (1998) e módulo de elasticidade $E = 8,4MPa$). O valor do amortecimento utilizado para o modelo numérico, foi encontrado experimentalmente ($\eta = 0,081$).

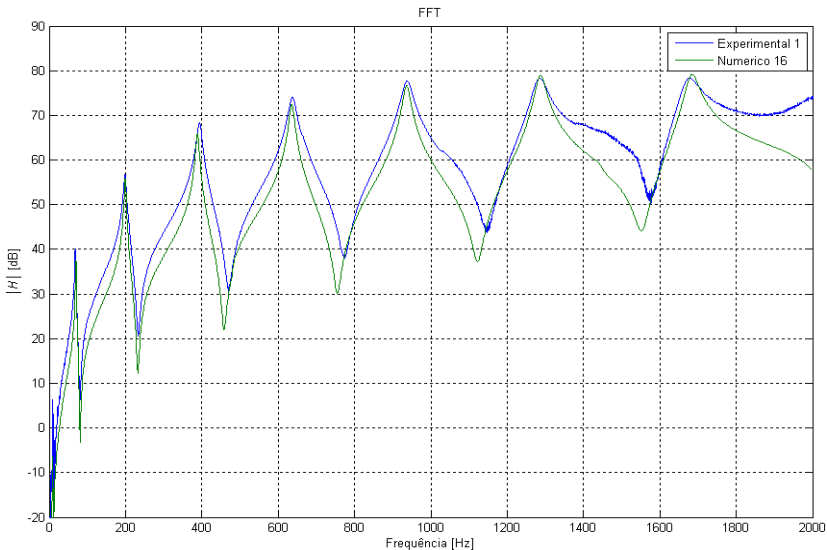


Figura 3.16 Comparativo das FRF's encontradas experimental e numericamente.

Boa concordância foi encontrada entre a curva experimental e numérica (Figura 3.16). O tempo de processamento foi de

aproximadamente 14 minutos, analisado na faixa de 10 – 2000Hz e 200 *substeps*.

3.3.2 Poliestireno de alto impacto (PSAI)

Dois métodos foram aplicados para avaliação no PSAI um engastado e outro livre-livre.

O método utilizado para a viga engastada está descrito na Norma ASTM E-756-05. Esse método é frequentemente utilizado para determinar as propriedades mecânicas dinâmicas de materiais (viscoelásticos, cerâmicas, borrachas, plásticos, metais e matérias que possam formar vigas conforme especificações) tais como amortecimento (η), módulo de elasticidade (E) e módulo de cisalhamento (G). O método fornece resultados a partir da utilização de equações analíticas da teoria clássica de vigas, especificamente de uma viga engastada. Os termos envolvendo inércia rotacional e deformação cisalhante não são considerados e assume-se que as seções planas permanecem planas após a aplicação da força de excitação.

Para o cálculo das propriedades, são necessárias as frequências de ressonância de cada modo de vibração, a geometria e a densidade do material que compõe a viga. O módulo de elasticidade é obtido pela Equação 3.1:

$$E = \frac{12 \cdot \rho \cdot l^4 \cdot f_n^2}{H^2 \cdot C_n^2}, \quad (3.4)$$

onde E corresponde ao módulo de elasticidade do material que compõe a viga (MPa), ρ a densidade do material Kg/m^3 , l o comprimento da viga (m), n o número do modo de vibração, f_n frequência de ressonância do modo n (Hz), H espessura da viga (m), e C_n o coeficiente para o modo n . Considerando uma viga engastada, os coeficientes dos modos de vibração correspondem a:

$$\begin{aligned} C_1 &= 0,55959; \\ C_2 &= 3,5069; \\ C_3 &= 9,8194; \\ C_4 &= 19,242; \\ C_5 &= 31,809; \end{aligned} \quad (3.5)$$

e para $n > 5$:

$$C_n = \left(\frac{\pi}{2}\right) \cdot (n - 0,5)^2. \quad (3.6)$$

Este procedimento é utilizado em vigas que têm largura de 10mm , espessura entre 1mm e 3mm e comprimento entre 180mm e 250mm . O aparato experimental consiste de uma base rígida usada para fixar a viga (Exemplo de viga sanduíche em flexão. Figura 3.17(a)). A força de excitação de estruturas utilizada foi força impulsiva (martelo) *B&K 8204* com ponta de nylon e 1 acelerômetro *B&K 4517* de massa reduzida (0.6g). Os sinais foram adquiridos por um analisador de sinais *Pulse*, o qual foi regulado para apresentar a função resposta em frequência (FRF).

A excitação foi feita por impactos em um ponto fixo, localizado próximo à ponta da viga em balanço, enquanto a resposta foi extraída na outra extremidade da viga e gravada no domínio do tempo para o pós-processamento.

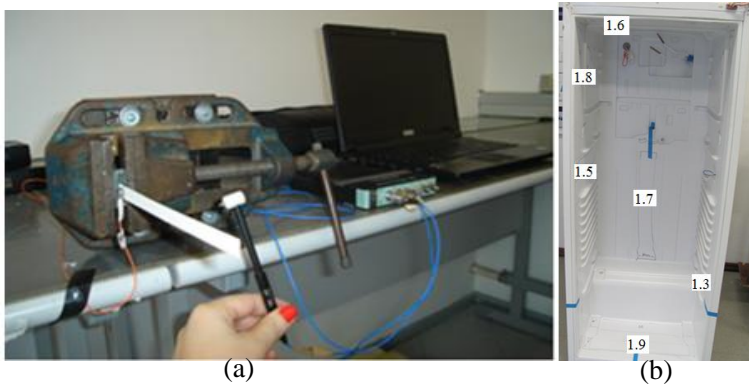


Figura 3.17 (a) Viga de PSAI engastada e (b) Regiões de extração das amostras de PSAI.

Seis amostras retangulares foram testadas. Suas dimensões são de 10mm de largura e 180mm de comprimento. As amostras foram extraídas de diversas partes do gabinete do refrigerador.

Bases de cola epóxi foram construídas nos pontos de engaste das vigas de PSAI. A força impulsiva e do acelerômetro foram aplicadas a 5mm e 10mm da extremidade. Tanto a força e aceleração foram aplicados e medida na linha de centro da viga, a fim de obter apenas os modos de flexão. É importante lembrar que a espessura varia de 1mm a $1,7\text{mm}$ e que as frequências naturais dependem da massa do sistema.

O módulo de elasticidade para cada viga é calculado pela equação (3.1). O comportamento dinâmico das vigas é representada pelas curvas na Figura 3.18. Como discutido na norma ASTM E-756-05, a primeira

freqüência natural de cada viga pode ser descartada devido a possíveis problemas causados pelos engaste.

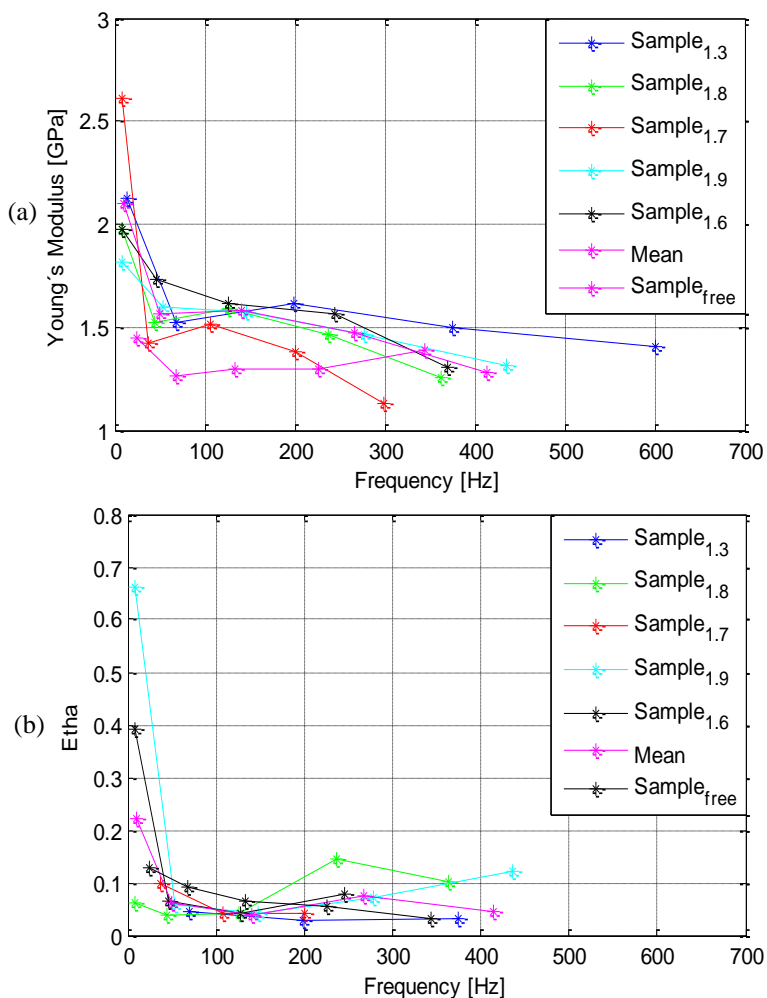


Figura 3.18 (a) Módulo de elasticidade das vigas PSAI. (b) Amortecimento das vigas de PSAI.

Para validação das propriedades, um procedimento experimental foi realizado com uma viga livre-livre de PSAI. Um modelo numérico foi construído para a comprovação dos valores do E e η por meio de ajuste de curva. A força impulsiva foi aplicada a 10mm da borda e o

acelerômetro foi fixado a 5mm , ambos na linha de centro da viga, para obter somente os modos de flexão.

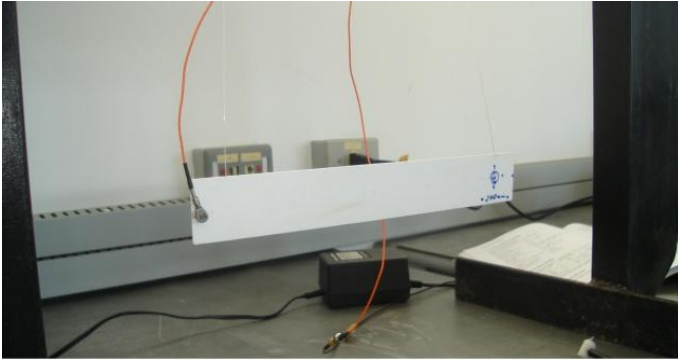


Figura 3.19 Vista geral da medição realizada na viga de PSAI livre-livre.

Um modelo numérico da viga PSAI em condições livre-livre foi desenvolvido utilizando o tipo de elemento *solid45* do *Ansys*®, com tamanho de 5mm no comprimento e um elemento na espessura. A excitação utilizada foi uma força unitária e o ponto onde obtida a resposta, adicionou-se um ponto de massa equivalente ao do acelerômetro ($0,6g$).

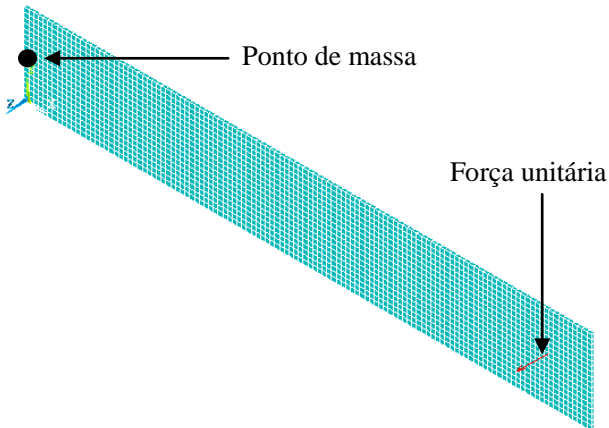


Figura 3.20 Detalhe da malha utilizada para a configuração livre-livre da viga de PSAI.

O módulo de elasticidade médio utilizado para análise numérica das vigas de PSAI é $E = 1,445 \text{ GPa}$ e o amortecimento é $\eta = 0,053$, ambos considerados constantes com a frequência.

Na Figura 3.21 é observada a curva obtida experimentalmente e a análise harmônica numérica.

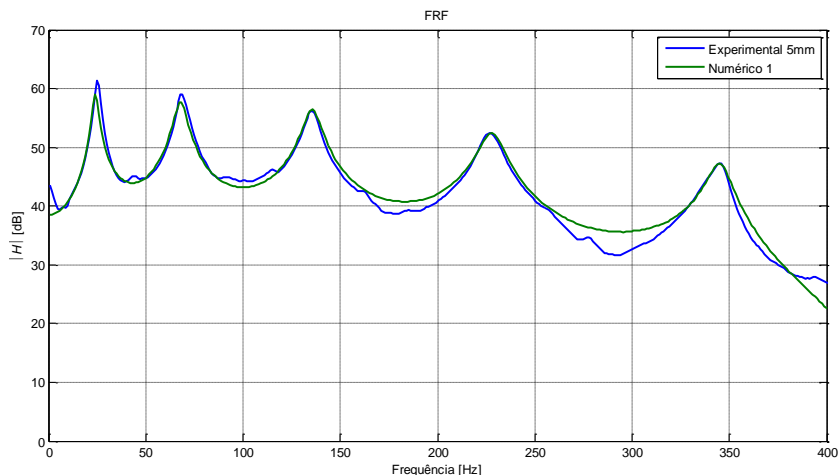


Figura 3.21 FRF experimental e estimada.

O resultado obtido da comparação apresentou boa concordância para os modos até 400Hz. O tempo de processamento foi de aproximadamente 18 minutos, analisado na faixa de 10 – 400Hz e 400 *substeps*.

A diferença entre os módulos de elasticidade encontrados nas análises numéricas e experimentais deve-se ao processo de fabricação (poliestireno de alto impacto termoformado).

3.4 VIGA SANDUÍCHE

As vigas sanduiche avaliadas foram extraídas diretamente de gabinetes de refrigeradores novos para garantir que não sofreram nenhum carregamento de longa duração nem variação de temperatura.

3.4.1 Viga sanduíche livre-livre

Para realizar análise modal experimental da viga sanduíche, foi montada uma bancada onde a viga foi suspensa por fios de nylon em uma base rígida o suficiente para que não houvesse influência no amortecimento no corpo de prova pela estrutura.

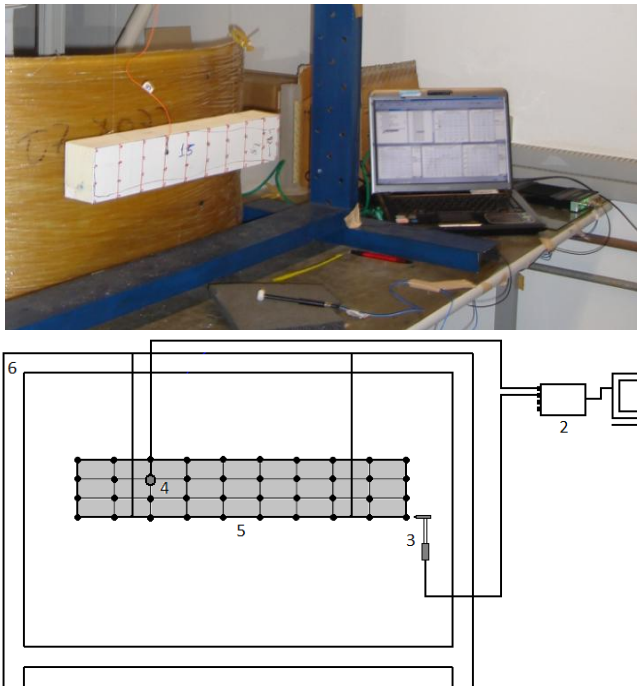


Figura 3.22 Esquema de bancada, onde: 1 – *Notebook*, 2- Analisador de Sinais, 3 – Martelo de Impacto, 4 – Acelerômetro, 5 – Viga Sanduíche e 6 – Bancada.

A Figura 3.22 apresenta o esquema do sistema de medição utilizado. A força de excitação de estruturas utilizada foi força impulsiva (martelo) *B&K* 8204 e um acelerômetro *B&K* 4517 de massa reduzida ($0.6g$). Os sinais foram adquiridos por um analisador de sinais *Pulse*, o qual foi ajustado para apresentar a FRF e pós-processado no analisador de sinais *Scadas*, para análise modal experimental.

Na Figura 3.23(a) estão descritas as dimensões da viga livre-livre. A Figura 3.23(b) mostra a distribuição dos pontos de medição utilizados, 40 pontos no PSAI e 40 no aço laminado.

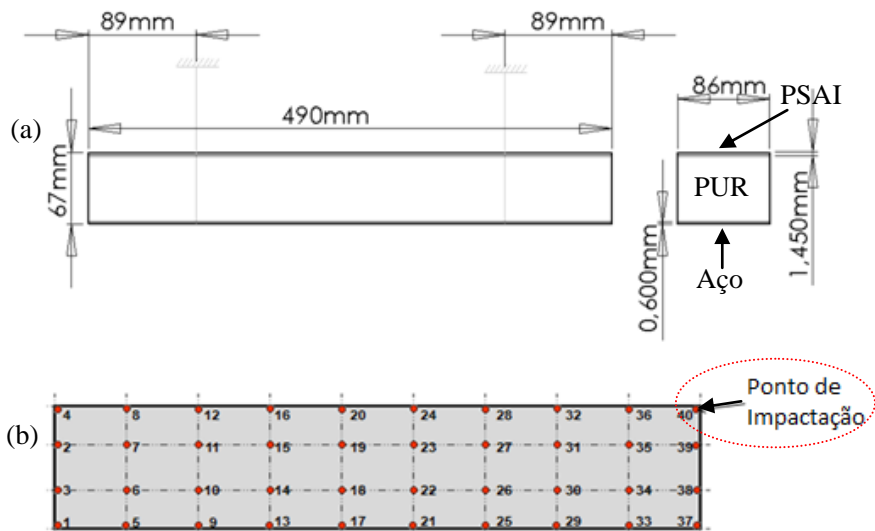


Figura 3.23 (a) Dimensões da viga livre-livre e (b) Distribuição dos pontos de medição.

A força impulsiva foi aplicada no mesmo ponto 40 (Figura 3.23(b)) e o acelerômetro foi posicionado nos 80 pontos da viga.

A Tabela 3.6 apresenta os resultados para a viga sanduiche, configuração livre-livre:

Tabela 3.6 - Resultados experimentais da viga livre-livre.

Modo	Frequência (Hz)	
1	225,85	Torção
2	277,30	Flexão
3	441,53	Flexão
4	619,44	Flexão

A Figura 3.24 apresenta as quatro primeiras frequências naturais e seus respectivos modos determinados por análise modal experimental.

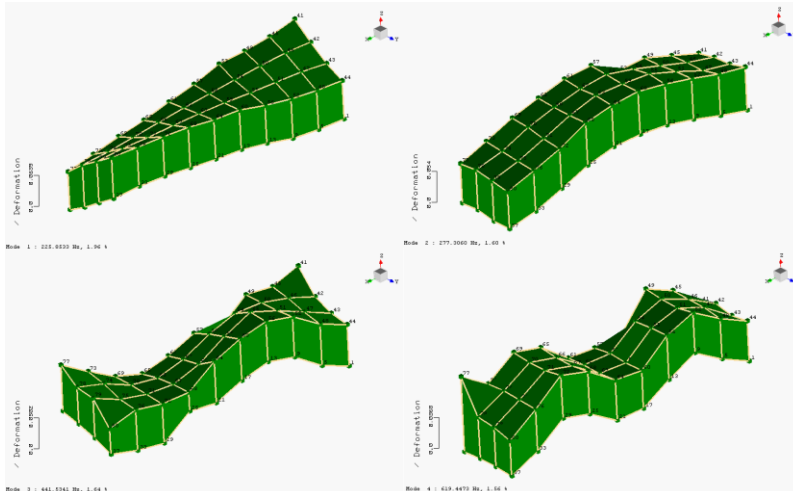


Figura 3.24 Representação dos quatro primeiros modos da viga livre-livre.

Um modelo numérico da viga sanduíche em condição livre-livre foi desenvolvido utilizando-se o tipo de elemento *solid45* do software *Ansys®* para os três materiais que compõem a viga. O PSAI e o Aço laminado foram construídos com um elemento na espessura para e o PUR, 10 elementos na espessura (Figura 3.25).

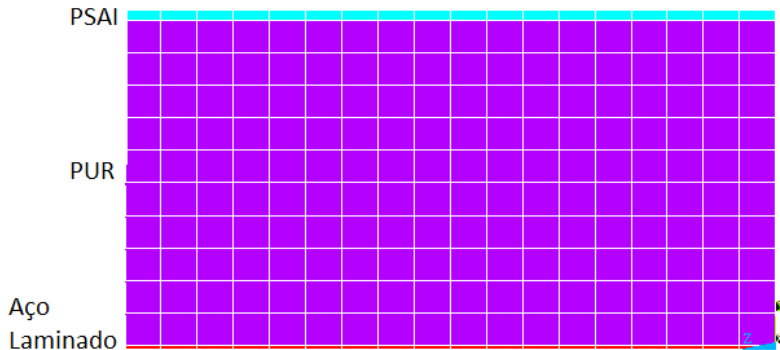


Figura 3.25 Detalhe da malha utilizada para a configuração livre-livre da viga sanduíche.

Na seção 3.3.1, observou-se que o comportamento dinâmico do PUR é constante na frequência, mas quando associados em uma viga sanduíche as propriedades E e η podem variar com a frequência. Os

valores médios de propriedades do aço laminado utilizado neste modelo foram: $E = 207,51 \text{ GPa}$ (Seção 3.2.1) $\rho = 7234 \text{ kg/m}^3$ (Seção 3.2.1) e $\nu = 0,32$ (Seção 3.2.1). Propriedades do PSAI utilizados foram: $E = 1,445 \text{ GPa}$ (Seção 3.3.2), $\rho = 1014 \text{ kg/m}^3$ (Seção 3.1.2) e $\nu = 0,32$ (Seção 3.2.2) e o PUR $\rho = 45 \text{ kg/m}^3$ por meio da análise de variação de densidade no meio (Seção 3.3.1) e $\nu = 0,45$, Villar (1998). Duas análises numéricas foram realizadas: modal e harmônica. Os resultados experimentais e numéricos foram comparados.

A fim de observar o comportamento do módulo de elasticidade dependente da frequência e amortecimento, a resposta em frequência da viga foi dividida em 2 faixas de frequência, agrupadas por semelhança de amortecimento, conforme mostrado na Tabela 3.7.

Tabela 3.7 Faixas de frequências naturais para ajuste do E e η da viga livre-livre.

Modo	Faixa de frequência (Hz)	$E(\text{MPa}) - \text{PUR}$	η
1	0-300	8,4	0,154
2	300-700	9,5	0,394

Os resultados do modelo numérico e experimental são comparados na Figura 3.26.

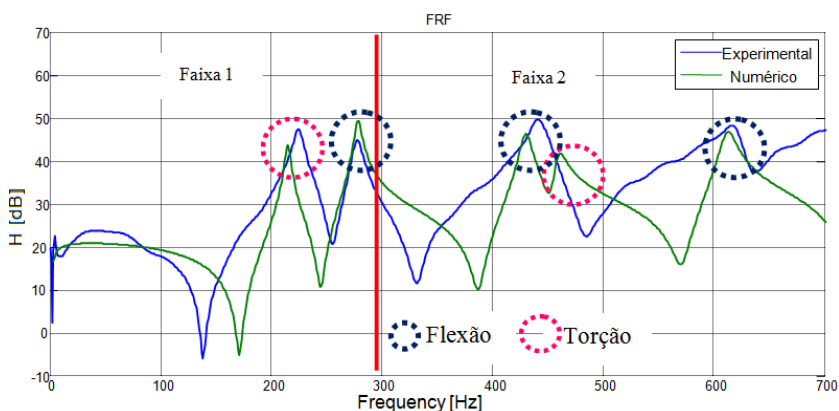


Figura 3.26 Curva FRF experimental e estimada para viga livre-livre.

O tempo de processamento foi de aproximadamente 1h e 40 minutos para a faixa de 10 – 300Hz e 300 *substeps*. A segunda faixa de 300–700Hz e 400 *substeps*, o tempo de processamento foi de aproximadamente 2h e 10 minutos.

3.4.2 Viga sanduíche engastada

Uma viga sanduíche em condição engastada foi analisada. A viga foi anexada a uma base de concreto, a fim de garantir a condição de engaste mais adequada. O arranjo experimental utilizado é mostrado na Figura 3.27, e a excitação da estrutura foi feita com o método semelhante ao da viga engastada. No entanto, a viga foi dividida em 44 pontos, 22 em cada lado da viga. O impacto de um martelo (*B&K 8204*) foi utilizado para a excitação da viga em um ponto sobre o PSAI, no final da viga. A resposta foi medida por um acelerômetro de massa reduzida nos (*B&K 4517*) nos 44 pontos.

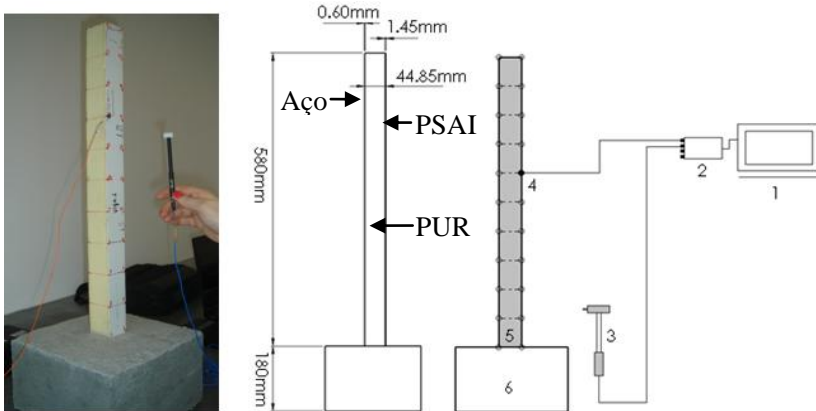


Figura 3.27 Esquema de bancada, onde: 1 - Computador, 2 – Analisar de Sinais, 3 – Martelo de Impacto, 4 - Acelerômetro, 5 – Viga sanduíche e 6 – Base.

A Tabela 3.8 apresenta os resultados de frequência para cada modo para a viga sanduíche em configuração livre-livre.

Tabela 3.8 Resultados experimentais das vigas engastadas.

Modo	Frequência (Hz)	Tipo do Modo
1	39,72	Flexão
2	105,15	Flexão
3	144,33	Torção
4	221,87	Flexão
5	290,22	Flexão
6	427,00	Flexão
7	562,02	Flexão
8	691,00	Flexão
9	817,59	Flexão

A Figura 3.28 ilustra alguns modos naturais da viga engastada encontrados por análise modal experimental.

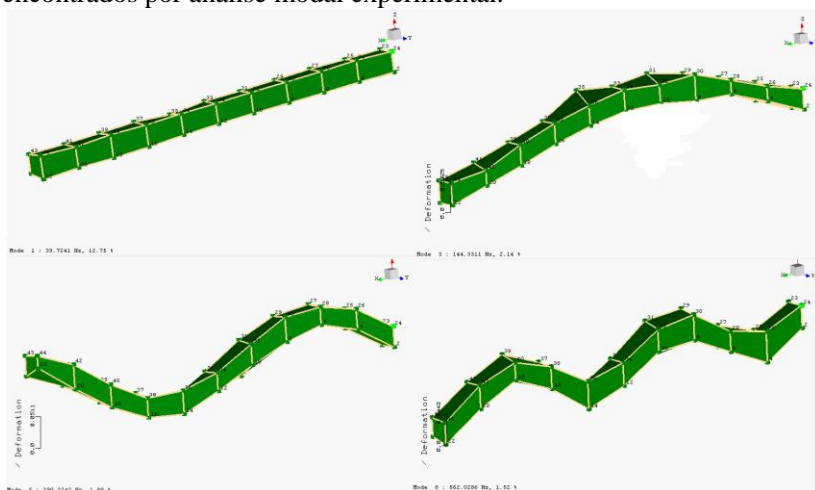


Figura 3.28 Representação de alguns modos da viga engastada.

Um modelo numérico da viga engastada foi desenvolvido utilizando elemento *solid45*, *Ansys*® para todos os materiais com um elemento na espessura para o PSAI e o Aço laminado, e o PUR, nove elementos na espessura (Figura 3.29).

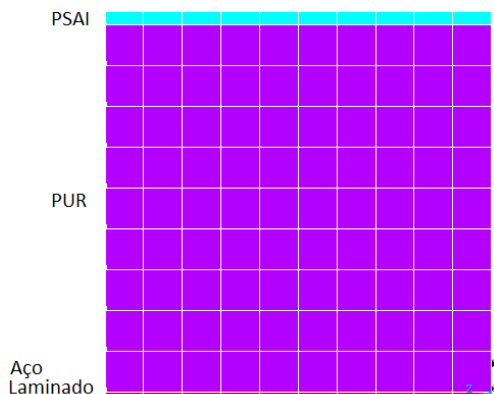


Figura 3.29 Detalhe da malha utilizada para a configuração engastada da viga sanduíche.

O comportamento dinâmico foi analisado por análise numérica: modal e harmônica. O modelo foi construído com as mesmas

propriedades para o aço e PSAI, usado no modelo anterior. No caso das propriedades PUR como o módulo de elasticidade e amortecimento são dependentes da frequência, a análise da viga foi dividida em cinco faixas de frequência, agrupadas por semelhança de amortecimento, conforme mostrado na Tabela 3.9 . Os módulos de elasticidade e os amortecimentos foram encontrados por tentativa e erro, ajustando a curva numérica a experimental.

Tabela 3.9 Faixas de frequências naturais para ajuste do E e η da viga livre-livre.

Modo	Faixa de frequência (Hz)	$E(MPa) - PUR$	η
1	0-95	9	0.155
2	95-208	10	0.532
3	208-496	12	0.039
4	496-542	15	0.012
5	542-600	20	0.345

O resultado deste modelo é comparado com dados experimentais na Figura 3.30.

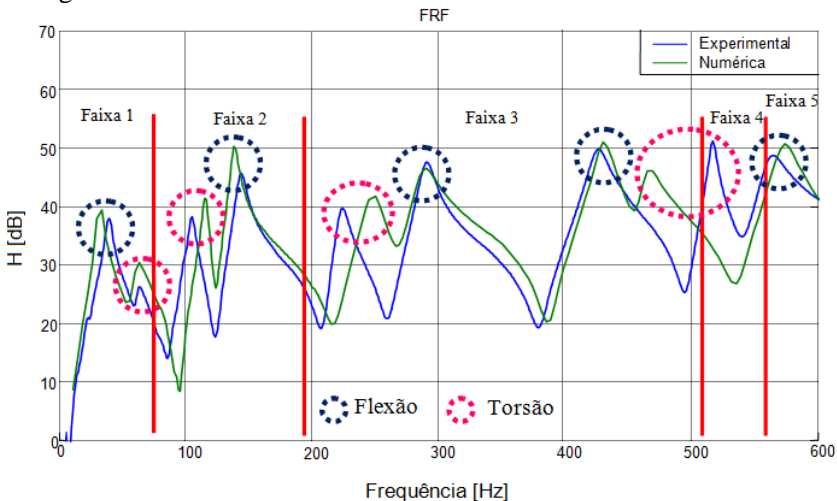


Figura 3.30 Curva FRF experimental e estimada para viga engastada.

O tempo de processamento de análise harmônica foi de aproximadamente 1 hora para a cada 100Hz e 1 substeps por

frequência. O tempo total médio de processamento da viga foi de 6 horas.

3.4.3 Análise dos Resultados obtidos das vigas sanduíches

Os modelos numéricos das vigas sanduíche foram inicialmente processados com os valores do módulo de elasticidade encontradas na Seção 3.2.2 para o PSAI, PUR de referência 3.2 e não apresentaram boa concordância. Através destes resultados, os modelos foram analisados com o módulo de elasticidade do PSAI determinado na Seção 3.3.2 e os valores de E para o PUR dependente da frequência.

A Figura 3.26 apresenta o resultado da comparação da viga sanduíche livre-livre (experimental e numérica) e indica que a concordância para os modos de flexão é satisfatória, porém para os modos de torção as frequências ficaram em desajuste; o quarto modo encontrado numericamente não foi encontrado experimentalmente. Acredita-se que estas variações ocorrem devido às amostras serem extraídas diretamente do refrigerador. Como consequência, possuem tubos devido ao sistema de refrigeração, e o processo de injeção do poliuretano forma bolhas que tornam o modelo numérico menos representativo.

A comparação dos resultados, experimental e numérica, para a viga engastada apresentou boa concordância para os modos de flexão foram obtidos. Entretanto, foi observada boa concordância para os modos de torção. A divergência nos modos de torção pode ser devido à irregularidade das propriedades PUR (Figura 3.31).

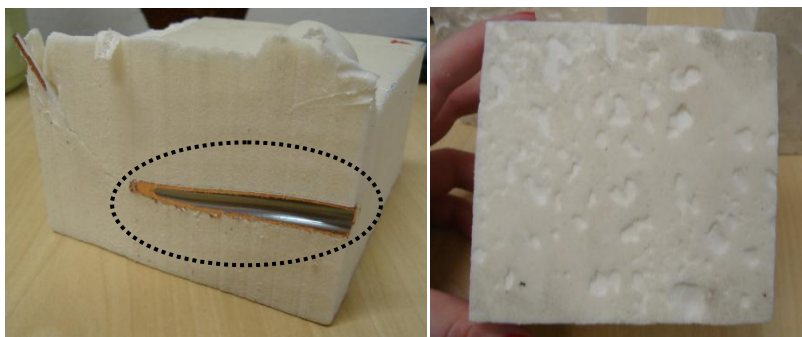


Figura 3.31 Tubos e falhas encontradas nas amostras de corpos de prova utilizados experimentalmente.

As bolhas de ar são inerentes ao processo de fabricação e parte dos tubos do sistema de refrigeração são dispostos no núcleo do gabinete antes da injeção do PUR

No entanto, para algumas análises vibroacústicas (por exemplo, a radiação do som) uma boa concordância nos modos de flexão pode ser suficiente. Portanto, os resultados são considerados satisfatórios.

Capítulo 4: ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DO GABINETE

Neste capítulo está descrito o método utilizado para desenvolver um modelo em FEM do gabinete do refrigerador e validação por meio de análise modal experimental. O modelo em Projeto Assistido por Computador (CAD) utilizado é simplificado: sem portas e sem sistema de refrigeração, com o objetivo de reduzir as incertezas de acoplamento (entre porta e gabinete).

4.1 MODELO NUMÉRICO EM FEM

Inicialmente, o gabinete do refrigerador foi elaborado em CAD pelo software *Solidworks* com geometria simplificada, mas que tivesse as condições suficientes para se obter uma malha numérica do sistema completo.

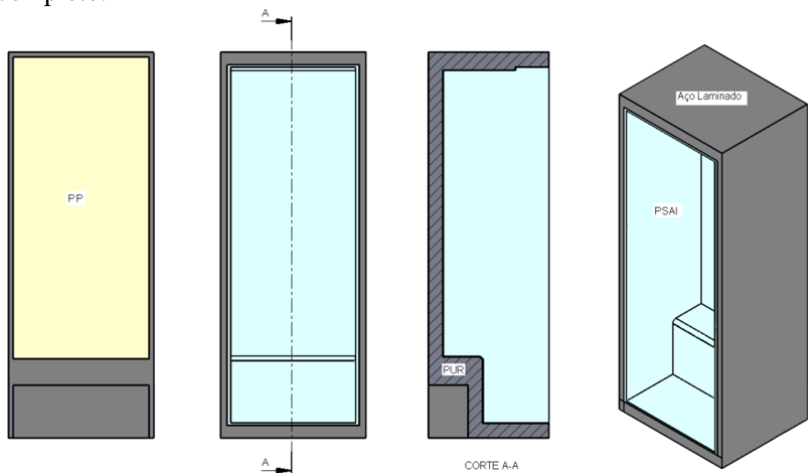


Figura 4.1 Geometria em CAD do gabinete do refrigerador

Na Figura 4.2, o modelo numérico do gabinete do refrigerador é desenvolvido utilizando-se o tipo de elemento *solid92* do software *Ansys*® para todos os materiais (PUR, Aço laminado, PSAI e PP), por possuir um nó que localiza-se no centro possibilitando utilização de um elemento maior. Neste caso, o tamanho do elemento utilizado é de 50mm e totaliza 48.479 elementos no gabinete completo.

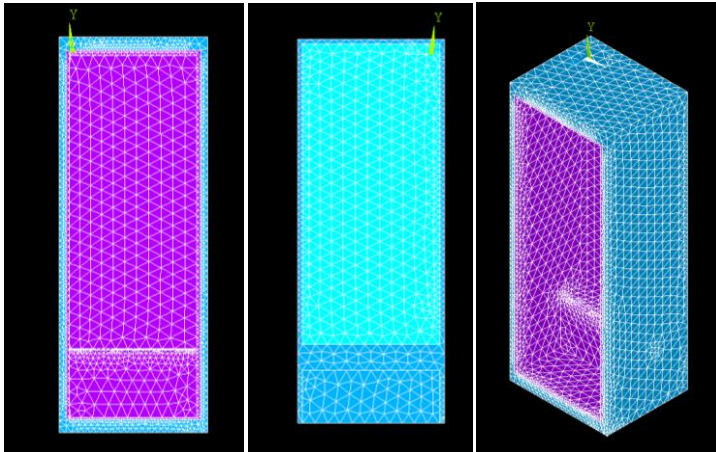


Figura 4.2 Modelo numérico do gabinete do refrigerador.

Os valores médios de propriedades do aço laminado utilizado neste modelo foram: $E = 207,51 \text{ GPa}$ (Seção 3.2.1) $\rho = 7342 \text{ kg/m}^3$ (Seção 3.2.1) e $\nu = 0,32$ (Seção 3.2.1). Propriedades do PSAI utilizadas foram: $E = 1,445 \text{ GPa}$ (Seção 3.3.2), $\rho = 1014 \text{ kg/m}^3$ (Seção 3.1.2) e $\nu = 0,32$ (Seção 3.2.2), As propriedades do PP são: $E = 1,14 \text{ GPa}$ (Seção 3.2.3), $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ (Seção 3.1.2) e $\nu = 0,32$ (Seção 3.2.3) e o PUR $\rho = 41 \text{ kg/m}^3$ através da análise de variação de densidade no meio (Seção 3.3.1) e $\nu = 0,45$ (Villar, 1998).

Finalmente, foram aplicadas as condições de contorno considerando o gabinete livre para análise modal.

O tempo de processamento de análise harmônica por superposição modal foi de aproximadamente 3 horas analisado na faixa de 10 – 1000Hz e 500 *substeps*.

Tabela 4.1 Resultados numéricos do refrigerador em condição livre-livre.

Modo	Frequência [Hz]	Tipo do Modo
1	44	Torção
2	71	Flexão
3	160	Flexão

A Figura 4.3 apresenta o primeiro modo de torção (a) e o primeiro modo de flexão (b), encontrados pelo modelo numérico do gabinete do refrigerador.

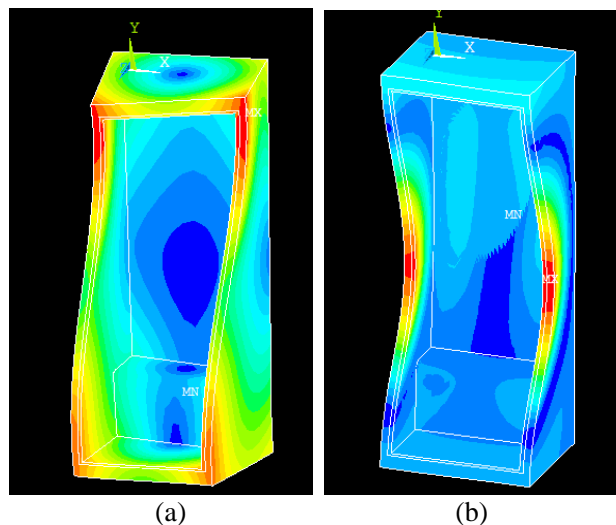


Figura 4.3 Primeiro modo de torção (a) e flexão (b) do modelo numérico do gabinete.

4.2 ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL

Para verificar o modelo numérico, foi realizada uma análise modal experimental do gabinete do refrigerador. O gabinete foi fixado com cabo de aço em um ponto na região mais rígida da estrutura, e posteriormente suspenso (Figura 4.4).



Figura 4.4 Análise modal experimental do refrigerador em condição livre.

A Figura 4.5 apresenta o esquema do sistema de medição utilizado. A força de excitação de estruturas utilizada foi força impulsiva (martelo) *B&K 8204* e cinco acelerômetros *B&K 4517* de massa reduzida ($0,6g$). Os sinais foram adquiridos por um analisador de sinais *LMS Scadas III*, o qual foi regulado para apresentar a FRF e os resultados foram pós-processados para análise modal experimental.

Durante a aquisição das FRF's, é necessário observar se a coerência entre os sinais de força e aceleração apresenta valores próximos do valor unitário ao longo da faixa de frequência de interesse, neste caso até 1kHz.

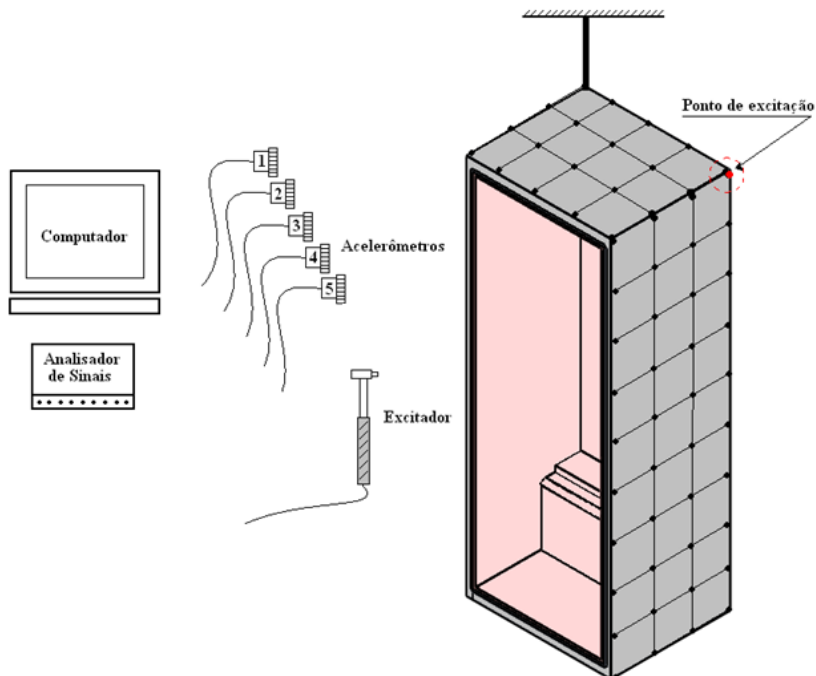


Figura 4.5 Desenho esquemático da análise modal experimental do gabinete.

O gabinete foi dividido em 164 pontos distribuídos em todas as faces (lateral direita, lateral esquerda, superior, inferior e posterior). Os acelerômetros foram posicionados em todos os pontos e a excitação sempre ocorreu no ponto 1 na lateral direita exterior.

A Tabela 3.8 apresenta os resultados do gabinete em condição livre-livre

Tabela 4.2 Resultados experimentais refrigerador em condição livre-livre.

Modo	Frequência [Hz]	Tipo do Modo
1	47	Torção
2	103	Flexão
3	145	Flexão

A Figura 4.6 apresenta o primeiro modo de torção (a) e o primeiro modo de flexão (b).

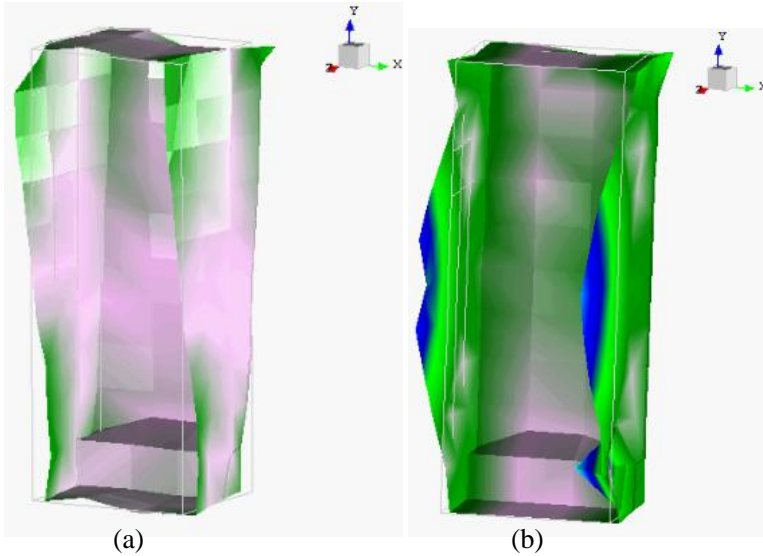


Figura 4.6 Primeiro modo de torção (a) e flexão (b) da análise modal experimental do gabinete.

4.3 ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS DO GABINETE DO REFRIGERADOR

Os resultados do modelo numérico e do experimental foram comparados, apresentando boa concordância para as formas modais do primeiro modo de torção e primeiro e segundo modo de flexão (Figura 4.7).

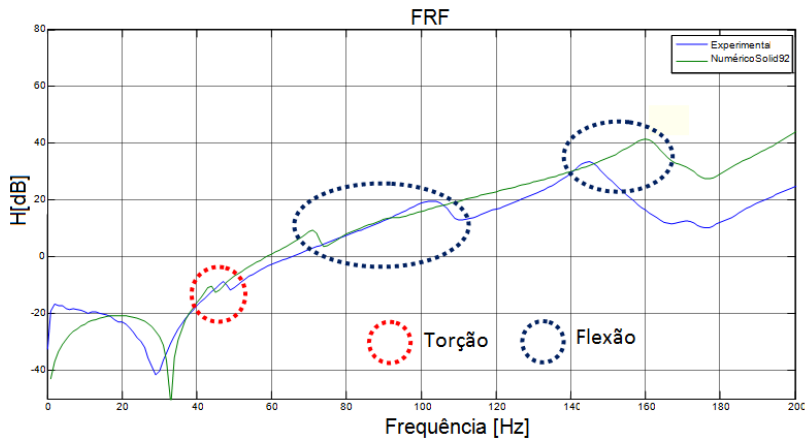


Figura 4.7 Curva FRF experimental e numérica do gabinete do refrigerador.

As diferenças dos resultados pode ser atribuído a fatores tais como: imperfeições geométricas e de distribuição ao processo de fabricação do PUR (este, injetado, quando formam-se algumas bolhas e outras imperfeições), e adesão entre a chapa metálica, o PSAI e o PUR. Além disso, há a presença de tubos de cobre no interior de algumas regiões do gabinete devido ao sistema de refrigeração. Uma sugestão de trabalho futuro seria realizar um ajuste de modelo utilizando o gabinete real como referência, considerando imperfeições do processo de fabricação.

Capítulo 5: ANÁLISE EM BEM DO GABINETE

Neste capítulo está descrito o método utilizado para desenvolver um modelo em BEM do gabinete do refrigerador.

5.1 DESENVOLVIMENTO DO MODELO EM BEM

O modelo numérico vibroacústico consiste em um modelo híbrido que combina o método dos elementos finitos (FEM) e o método dos elementos de contorno (BEM).

A Figura 5.1 apresenta a descrição do procedimento para gerar o modelo BEM.



Figura 5.1 Descrição do procedimento para gerar modelo BEM.

A determinação da potência sonora radiada numérica está dividida basicamente em duas etapas:

- Criar um modelo utilizando FEM por meio de análise harmônica obtendo o campo de deslocamentos.
- Criar um modelo utilizando BEM, inserindo o campo de deslocamentos da superfície resultante da análise dinâmica como condição de contorno no cálculo da potência sonora.

Depois de realizada a análise harmônica e obtidos os deslocamentos nodais para cada *step* de frequência utilizando FEM, esses deslocamentos foram utilizados como condição de contorno no *software* LMS *VirtualLab*, desenvolvido especialmente para análises vibroacústicas. A opção de análise usada no LMS *VirtualLab* foi o BEM direto.

Após ser definido o tipo de análise, a malha da superfície do gabinete gerada no MSC Patran foi importada para o LMS *VirtualLab* para realização da análise vibroacústica e as propriedades do fluido (ar), velocidade do som no meio e a massa específica foram informadas.

Finalmente os deslocamentos nodais resultantes da análise harmônica realizados através do *Ansys*® foram importados para o LMS *VirtualLab*. O LMS *VirtualLab* gera as condições de contorno, transformando automaticamente os resultados estruturais (deslocamentos nodais) em velocidades normais para o cálculo da radiação sonora. Esta conversão é realizada multiplicando os deslocamentos nodais pelo fator *jo*.

Conhecidos os valores das velocidades normais nos nós da malha da superfície, o LMS *VirtualLab* calcula os potenciais de pressão na superfície do gabinete do refrigerador.

5.2 RESULTADOS

O modelo BEM direto foi elaborado considerando três diferentes excitações: a primeira excitação é aplicada nos quatro pontos de fixação da base do compressor (caso A); a segunda ocorre nos quatro pontos de fixação do condensador (caso B); e a terceira é a união das duas excitações anteriores (caso C). Serão utilizadas excitações unitárias e em fase, visando uma análise de sensibilidade e o resultado do modelo numérico (análise harmônica) do gabinete do refrigerador descrito no Capítulo 4:

O primeiro caso (A), a excitação nos quatro pontos de fixação do compressor localizado na parte inferior do gabinete do refrigerador está representada na Figura 5.2.

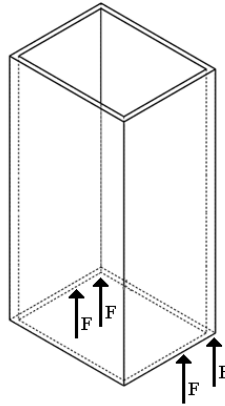


Figura 5.2 Desenho esquemático do refrigerador com forças aplicadas nos pontos de fixação da base do compressor.

A curva da potência sonora radiada pelas excitações descritas acima está apresentada na Figura 5.3.

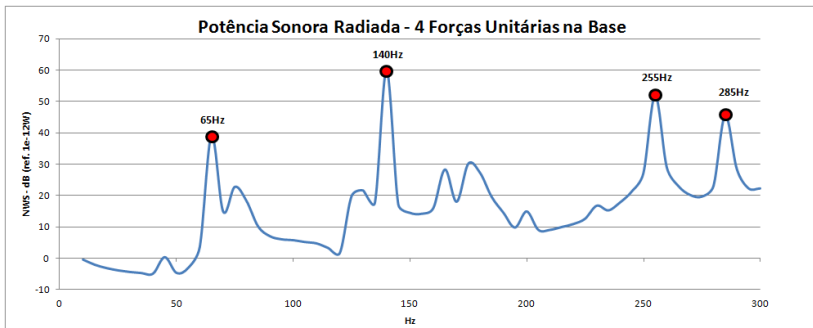


Figura 5.3 Potência sonora radiada para o caso (A).

Os picos em destaque são apresentados pelas figuras abaixo, as quais representam a distribuição de pressão em uma superfície esférica de 1m de raio ao redor do gabinete do refrigerador.

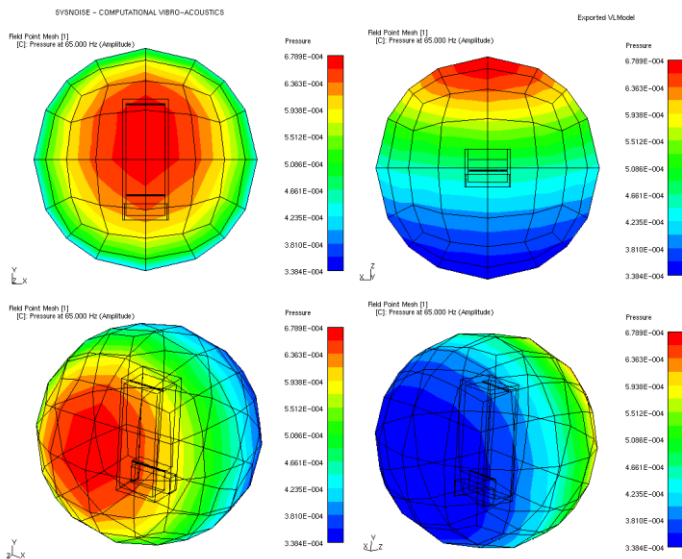


Figura 5.4 Resposta acústica com excitação na base em 65Hz.

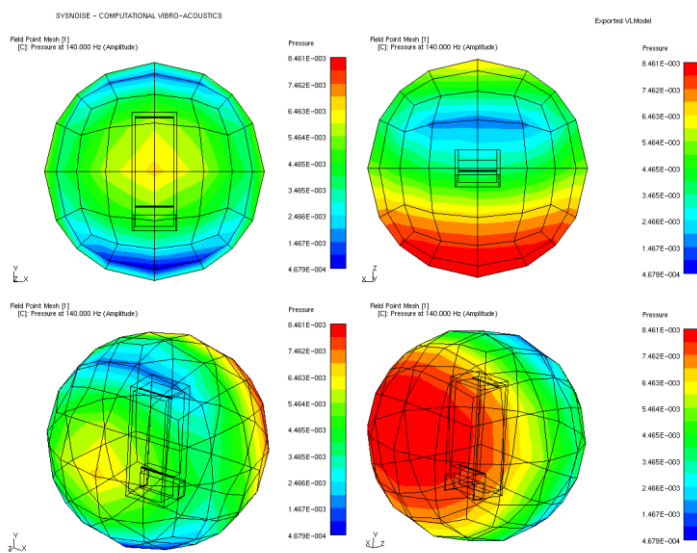


Figura 5.5 Resposta acústica com excitação na base em 140Hz.

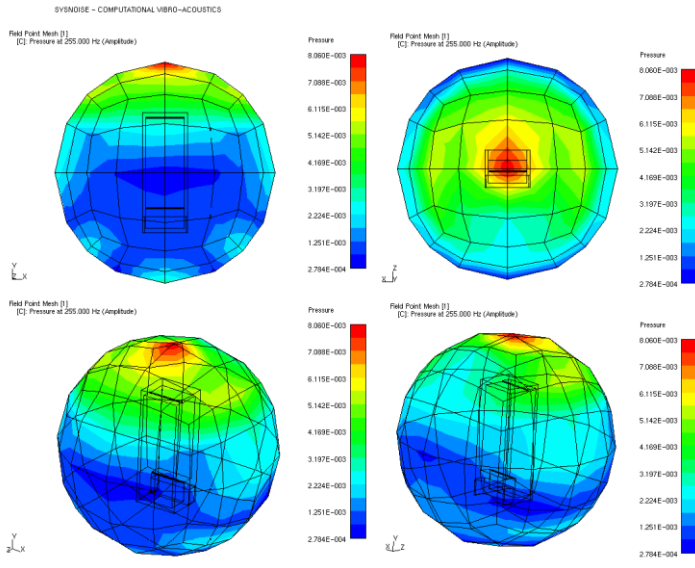


Figura 5.6 Resposta acústica com excitação na base em 255Hz.

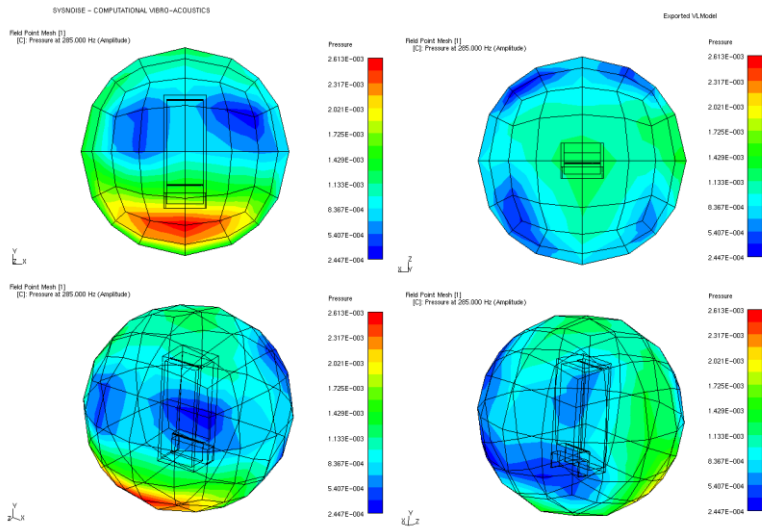


Figura 5.7 Resposta acústica com excitação na base em 285Hz.

Para o caso B, tem-se a excitação nos quatro pontos de fixação do condensador localizado na parte traseira do gabinete do refrigerador, conforme a Figura 5.8.

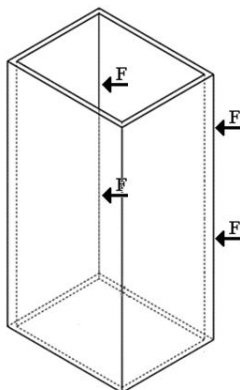


Figura 5.8 Desenho esquemático do refrigerador com forças aplicadas nos pontos de fixação do condensador.

A curva da potência sonora radiada pelas excitações descritas acima estão apresentadas na Figura 5.39.

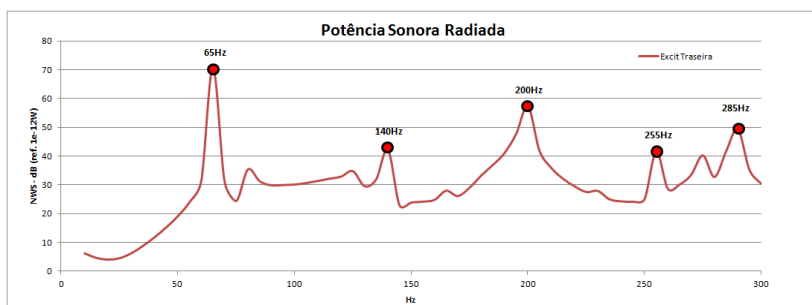


Figura 5.9 Potência sonora radiada para o caso (B).

Os picos em destaque são apresentados pelas figuras abaixo, as quais representam a distribuição de pressão em uma superfície esférica de 1m de raio ao redor do gabinete do refrigerador.

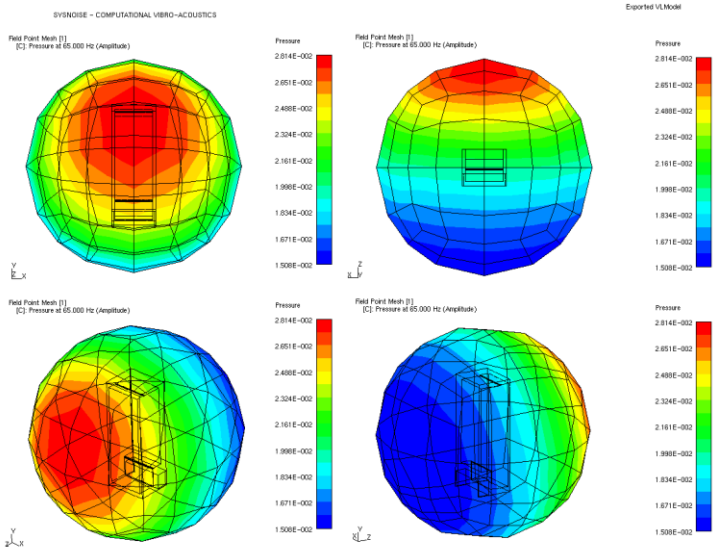


Figura 5.10 Resposta acústica com excitação do condensador em 65Hz.

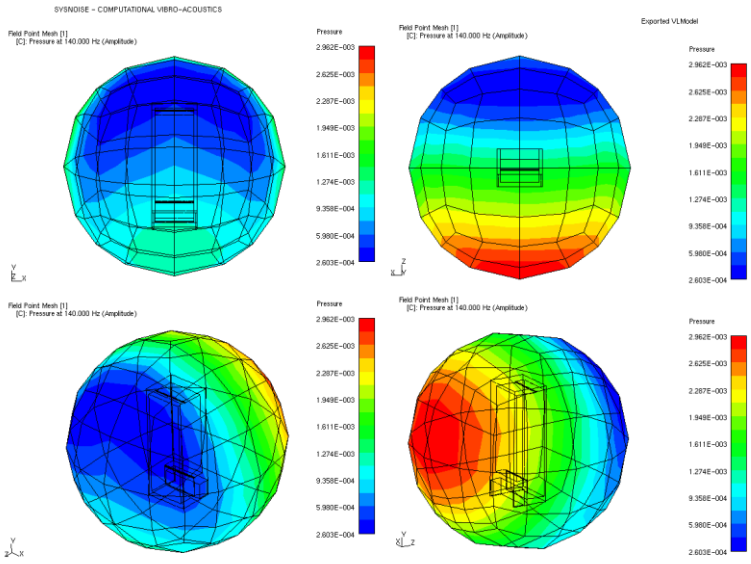


Figura 5.11 Resposta acústica com excitação do condensador em 140Hz.

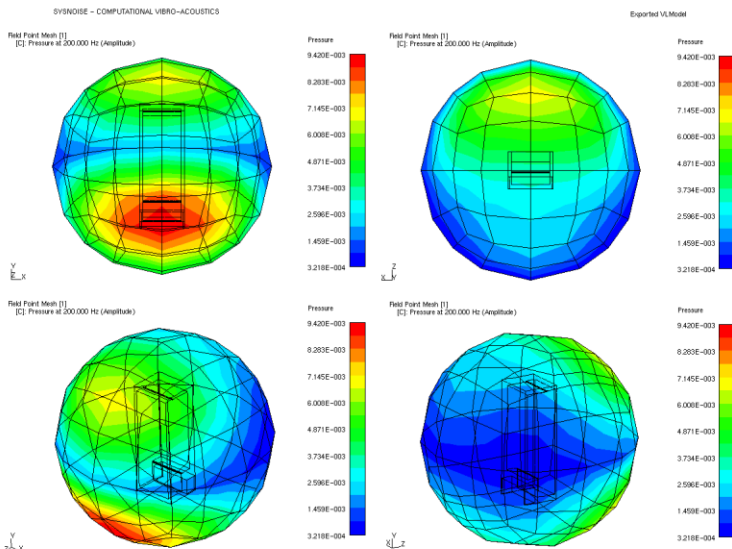


Figura 5.12 Resposta acústica com excitação do condensador em 200Hz.

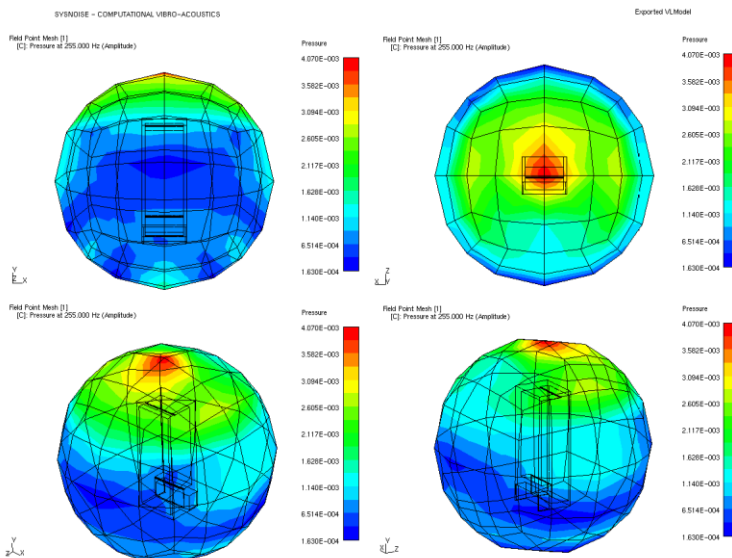


Figura 5.13 Resposta acústica com excitação do condensador em 255Hz.

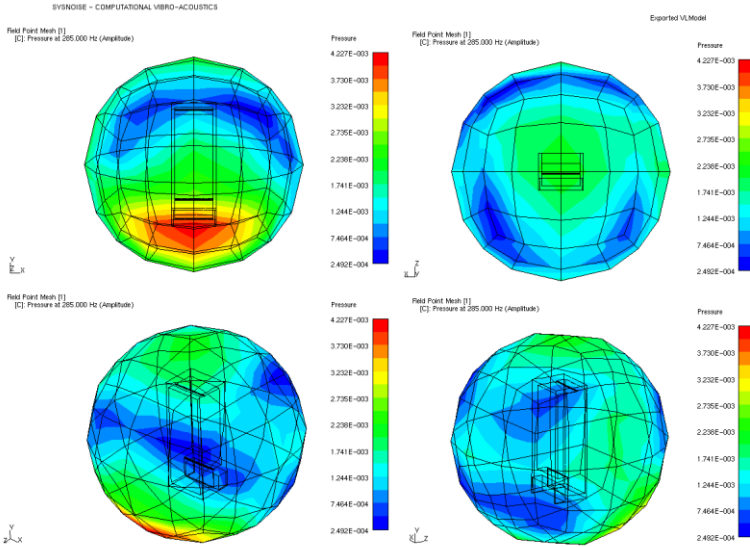


Figura 5.14 Resposta acústica com excitação do condensador em 285Hz.

Para o caso C são analisadas as excitações do caso A (excitação nos quatro pontos de fixação do compressor localizado na parte inferior do gabinete do refrigerador) e do caso B (excitações nos quatro pontos de fixação do condensador localizado na parte traseira do gabinete do refrigerador), conforme a Figura 5.15.

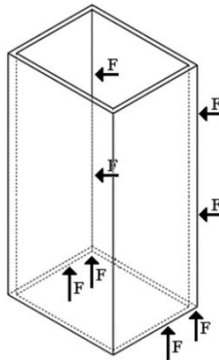


Figura 5.15 Desenho esquemático do refrigerador com forças aplicadas nos pontos de fixação da base do compressor e nos pontos de fixação do condensador.

A curva da potência sonora radiada para o caso C está apresentada na Figura 5.316, assim como as curvas dos casos A e B.

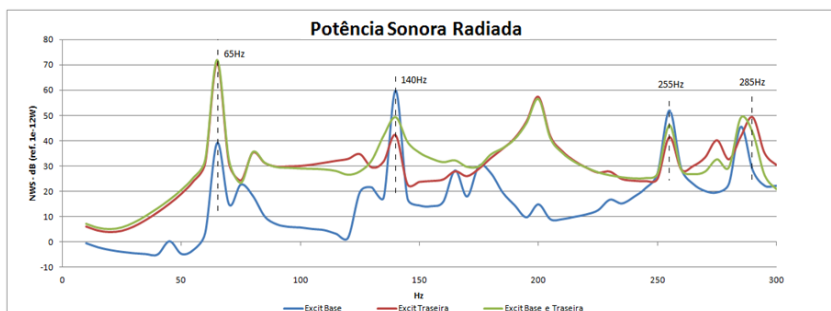


Figura 5.16 Potência sonora irradiada para o caso (C).

Os picos em destaque são apresentados nas figuras abaixo, as quais representam a distribuição de pressão em uma superfície esférica de 1m de raio ao redor do gabinete do refrigerador.

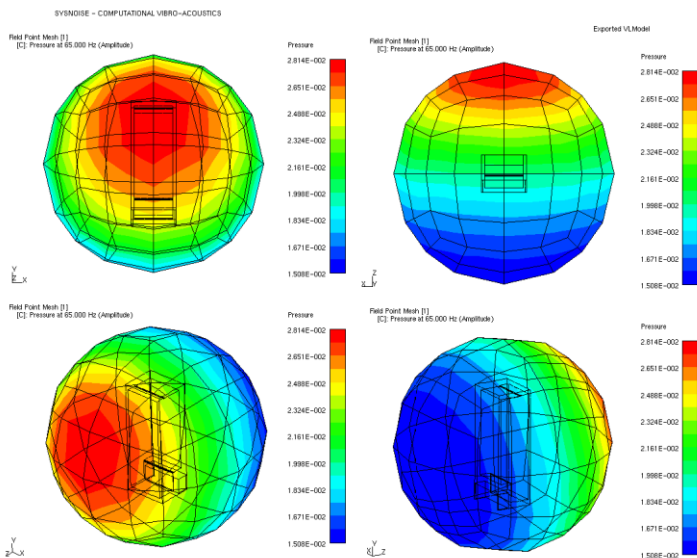


Figura 5.17 Resposta acústica com excitação na base e na traseira em 65Hz.

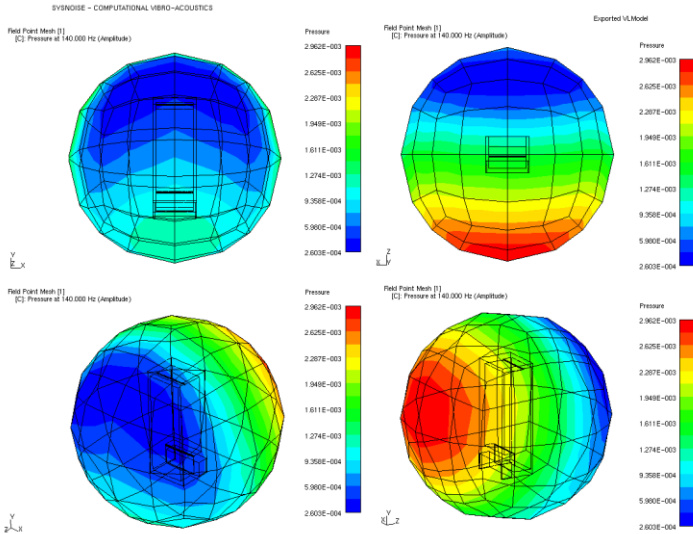


Figura 5.18 Resposta acústica com excitação na base e na traseira em 140Hz.

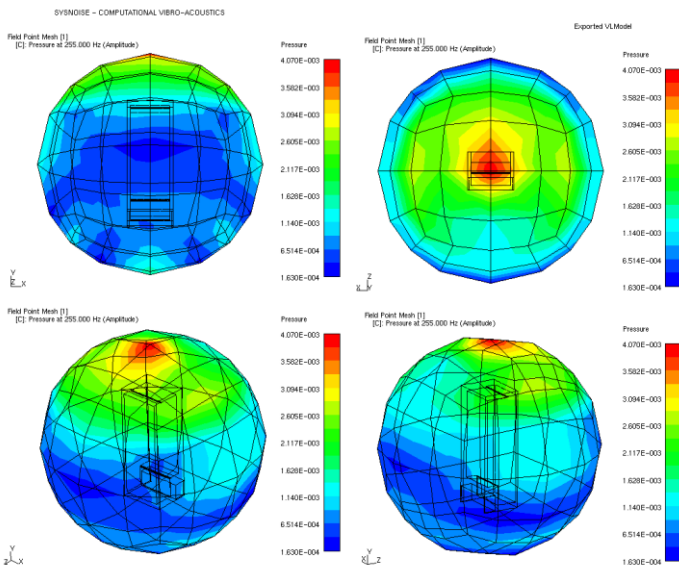


Figura 5.19 Resposta acústica com excitação na base e na traseira em 255Hz.

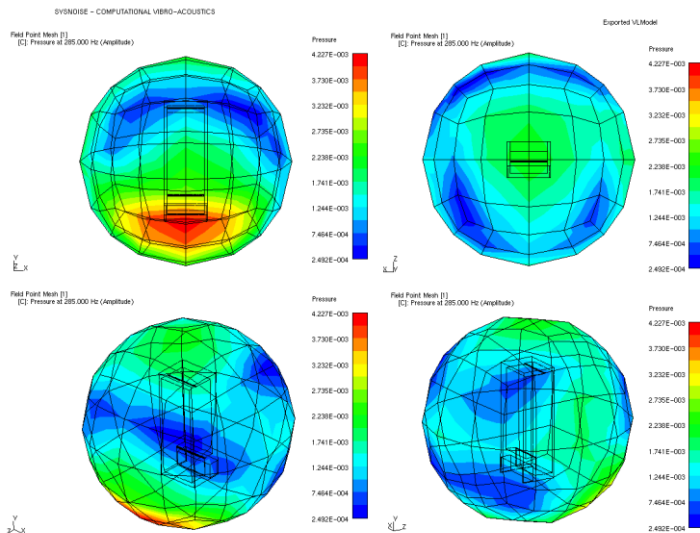


Figura 5.20 Resposta acústica com excitação na base em 285Hz.

Pode-se notar que, para uma mesma amplitude de excitação, as forças aplicadas nos pontos de conexão com o condensador apresentam maior influência sobre a curva de potência sonora. Devido à sua localização, essas forças conseguem excitar de maneira mais eficiente os modos responsáveis pelas vibrações de maior amplitude deste sistema.

Com base nas figuras de distribuição de pressão ao redor do refrigerador, nota-se que a parte traseira e as laterais são as regiões que mais influenciam em sua radiação sonora, justamente por serem as mais flexíveis e com maior capacidade de deformação.

Capítulo 6: CONCLUSÕES

Neste trabalho foi avaliado o comportamento vibroacústico de um gabinete de um refrigerador formado por três materiais distintos: aço laminado a quente, espuma rígida de poliuretano (PUR) e poliestireno de alto impacto (PSAI), utilizando-se modelos numéricos híbridos (FEM/BEM). O trabalho foi iniciado com a caracterização das propriedades mecânicas dinâmicas e estáticas de cada material que compõe o gabinete. Posteriormente, a eficiência de radiação sonora foi calculada por meio de uma metodologia numérica.

As propriedades mecânicas (módulo de elasticidade e amortecimento) do aço laminado a quente, PUR e PSAI foram determinados com ênfase no comportamento dinâmico. Procedimentos experimentais, com base nas respostas impulsivas das vigas, foram realizadas para cada material. Além disso, modelos numéricos e o método de ajuste de curva foram utilizados para determinar as propriedades dinâmicas de PUR.

Um modelo de FEM de uma viga sanduíche foi construída usando-se as propriedades dependentes da frequência obtida com boa concordância entre dados numéricos e experimentais. Os resultados encontrados por Método dos Elementos Finitos (FEM) estão de acordo em comparação com os dados experimentais. Diferenças em certas frequências foram encontradas, mas eram esperadas devido à não-homogeneidade das amostras, o que pode ser causada pelo processo de fabricação dos gabinetes e do poliuretano (injetado), que pode causar bolhas na espuma. As diferenças também são devidas à presença de fios e tubos ligados ao refrigerador. Boa concordância entre as curvas de FRF estimadas e experimentais foram encontradas na faixa de frequência de 0Hz a 600Hz.

O modelo numérico do gabinete do refrigerador foi submetido a análise modal experimental e simulado em condição livre-livre. Os resultados experimentais foram comparados ao modelo em FEM. Boa concordância entre as frequências naturais foram encontradas na faixa de 0Hz a 300Hz. Estes resultados foram utilizados em um modelo híbrido em FEM-BEM para estimar a potência sonora irradiada pelo gabinete, considerando-se forças unitárias nos pontos de fixação do condensador e da base do compressor como excitação do sistema.

Finalmente, pode-se concluir pela curva de potência sonora radiada do gabinete encontrada por meio do modelo FEM-BEM, em baixa frequência (0Hz-250Hz), que a excitação é causada por forças aplicadas nos pontos de fixação do condensador, o que pode ser causado

pelos materiais de construção: PSAl, PUR e PP – menos rígido que o restante do gabinete, construído em aço laminado, PUR e PSAl.

Com relação às comparações entre os resultados numéricos e experimentais, conclui-se que a metodologia numérica utilizando o *software* de elementos finitos deve ser melhorada. Uma representação mais refinada do modelo, como a modelagem do sistema de refrigeração (fios, tubos, etc.), poderia melhorar a correlação entre os resultados do modelo numérico e experimental. A diferença entre os resultados também pode estar vinculada com a repetibilidade dos experimentos.

6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- A metodologia numérica utilizando o software de elementos finitos deve ser melhorada.
- Uma representação mais refinada do modelo, como a modelagem do sistema de refrigeração (fios, tubos, etc.), poderia melhorar a correlação entre os resultados do modelo numérico e experimental.
- Aumentar o número de amostras para obter uma melhor representatividade das características dos materiais e do refrigerador

Capítulo 7: REFERÊNCIAS

ALMEIDA, S. F. M. **Teoria Estruturas de Materiais Compósitos**. Notas de aula. Instituto Tecnológico de Aeronáutica, 2001.

AMERICAN SOCIETY OF TESTING AND MATERIALS. ASTM D 638-77a: Standard test method for Tensile properties of materials, 2005.

AMERICAN SOCIETY OF TESTING AND MATERIALS. ASTM E 756 -05: Standard test method for measuring vibration-damping properties of materials. 2005.

BARBIERI, N; BARBIERI, R; WINIKES, **Parameters estimation of sandwich beam model with rigid polyurethane foam core**. Mech. Syst. Signal Process. 2009.

BERANEK, L. & L. VÉR. **Noise and vibration control engineering: principles and applications**. New.York: Wiley, 1992.

BLOSS B.;Mohan RAO, M. D., **Measurement of Damping In Structures by the Power Input Method**. Mechanical Engineering, Engineering Mechanics Department, Michigan Technological University, Houghton, MI 49931, USA.

CAETANO, E... **Identificação experimental de parametros dinamicos de sistemas estruturais**. Dissertação (mestrado em engenharia). Porto: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, (1992).

CALLISTER JR, W. D. **Ciência e engenharia de materiais: uma introdução**. Rio de Janeiro: LTC - Livros técnicos e científicos, 2007.

CALLISTER JR, W.D.. **Ciência e Engenharia de Materiais: uma Introdução**. LTC – 5º ed. Rio de Janeiro: 2002.

CARACCILO, R.; GASPARETTO, M.; GIOVAGNONI, M., **An experimental technique for complete dynamic characterization of a visco Young’s material.**, J. Sound Vib. 272 (2004) 1013–1032. [3] J.

CARDOZO, B. L.; VAN LIESHOUT R. A. J. M. **Estimates of annoyance of sounds of different character** *Applied Acoustics, Volume 14, Issue 5, September–October 1981, Pages 323-329.*

CARVALHO, R. S. T. **Métodos de Identificação de fontes de ruído em um refrigerador**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

COOK, R. D. et al. **Concepts and applications of Finite Element Analysis**. 4ª ed. New York: John Wiley & Sons, 2002.

CREMER, L; HECKEL, M.; UNGAR, E. **Structure-Borne Sound. Structural Vibrations and Sound Radiation at Audio Frequencies**. 2. ed. Springer, Berlin, Heidelberg, New York, 1988.

EWINS, DJ. **Modal Testing: Theory, Practice and Application**. Hertfordshire: Research Studies Press, 2000..

GERGES, S. N. Y. **Ruído, fundamentos e controle**, 2º. ed. Florianópolis: NR editora, 2000.

JORDAN, R. **Apostila Análise Modal Experimental**. Florianópolis, 2002.

LENZI, A. **Relatório Embraco: Identificação experimental de caminhos de transmissão em compressores**, Florianópolis: UFSC, 2003.

LIMA, F. S.. **Estudo do comportamento vibroacústico em baixas frequências de painéis aeronáuticos de material composto**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2002..

MEAD, D. J. **Passive vibration control**. John Wiley & Sons, Chichester, UK, 1998.

MORREL, R. **Measuring Elastic Properties of Advanced Technical Ceramics – A review**. UK National Physical Laboratory Report, n. 42, 1996. 41p.

NBR 6673: produtos planos de aço: determinação das propriedades mecânicas a tração: método de ensaio / Associação Brasileira de Normas Técnicas.

NUNES, O. **Análise teórica e experimental do campo sonoro irradiado por um compressor hermético**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2005.

ORESTEN, L. F. **Caracterização dinâmica de vigas "sandwich" com núcleo de espuma rígida de poliuretano**. Dissertação (Mestrado em

Engenharia Mecânica). Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba, 2003.

PARK, J. **Transfer function methods to measure dynamic mechanical properties of complex structures**. J. Sound Vib. 288 (2005) 57–79.

RADE, D.A. **Método dos Elementos Finitos em Engenharia Mecânica**, Notas de Aula, Curso de Pós-Graduação, Universidade Federal de Urbelândia, 2003.

RAMM, A. J. **Procedimento de Calibração e Otimização Estrutural para um Gabinete de Refrigerador**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.

SHANDE LI; QIBAI HUANG. **A fast multipole boundary element method based on the improved Burton–Miller formulation for three-dimensional acoustic problems**. “Engineering Analysis with Boundary Elements”, Volume 35, Issue 5, May 2011.

SHIN ICHI SATO; JIN YOU; YONG JEON. **Sound quality characteristics of refrigerator noise in real living environments with relation to psychoacoustical and autocorrelation function parameters**. Journal of the Acoustical Society of America, 2007.

TUTORIAL ANSYS. Release 12.1, 2009.

VENTURINI, O. J.; PIRANI, M. J. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

VILLAR, W. D.. **Química e Tecnologia dos Poliuretanos**. 2 ed. Rio de Janeiro: Vilar Consultoria, 1998..

YONEDA, R. **Metodologia de Cálculo da perda de transmissão de placas reforças por vigas**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2002.

ZENKERT, D. (ed.). **The Handbook of Sandwich Construction**. EMAS/Engineering Materials Advisory Services Ltd., 1997, ISBN 0-947-81796-4.

