

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**Análise Teórica E Experimental Do Campo
Sonoro Irradiado Por Um Compressor
Hermético**

Autor: **Osmar Nunes**
Orientador: **José Roberto de França Arruda**

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE MECÂNICA COMPUTACIONAL**

Análise Teórica E Experimental Do Campo Sonoro Irradiado Por Um Compressor Hermético

Autor: Osmar Nunes

Orientador: José Roberto de França Arruda

Curso: Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica Computacional

Dissertação de mestrado acadêmico apresentada à comissão de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2005
S.P. – Brasil

UNIDADE BC
Nº CHAMADA _____

V _____ EX _____
TOMBO BC/ 67838
PROC 16.123.06
C _____ D X
PREÇO 11.00
DATA 06/4/06
Vº CPD _____

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

N922a

Nunes, Osmar

Análise teórico e experimental do campo sonoro
irradiado por um compressor hermético / Osmar Nunes.
--Campinas, SP: [s.n.], 2005.

Orientador: José Roberto de França Arruda
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Compressores. 2. Método dos elementos finitos.
3. Ondas sonoras. 4. Acústica. 5. Compressores –
Controle de ruído. 6. Controle de ruído. 7. Ruído –
Medição. I. Arruda, José Roberto de França. II.
Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Mecânica. III. Título.

Titulo em Inglês: Theoretical and experimental analysis of the acoustic field irradiated
by an hermetic compressor

Palavras-chave em Inglês: Compressors, Finite element method, Sound waves,
Acoustic, Noise control, Compressors -noise control e Noise
measurement.

Área de concentração: Mecânica Computacional

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Renato Pavanello e Arcanjo Lenzi

Data da defesa: 27/07/2005

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE MECÂNICA COMPUTACIONAL**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

Análise Teórica E Experimental Do Campo Sonoro Irradiado Por Um Compressor Hermético

Autor: Osmar Nunes

Orientador: José Roberto de França Arruda

**Prof. Dr. José Roberto de França Arruda, Presidente
Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP**

**Prof. Dr. Renato Pavanello
Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP**

**Prof. Dr. Arcanjo Lenzi
Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC**

Campinas, 27 de Julho de 2005

Dedicatória

Dedico este trabalho a minha querida mãe Wilma Helena Ré Nunes pelo apoio dado em todos os momentos da minha vida.

Agradecimentos

Agradeço o permanente apoio da minha família, em especial de meus pais José Nunes e Wilma Helena Ré Nunes e de meu irmão Esdras Nunes.

Gostaria de agradecer ao meu orientador Professor Doutor José Roberto de França Arruda o seu suporte, encorajamento e preciosos conselhos prestados sempre que foram necessários ao longo do curso de pós-graduação. Fico orgulhoso de tê-lo tido como orientador.

Gostaria de agradecer a todos os membros da Tecumseh do Brasil a presteza e envolvimento. Sou muito grato ao Sr. Leonelo Calciolari e ao Engenheiro Luis Miguel López acreditarem e apoiarem este trabalho.

Sou grato a todos os professores e colegas do departamento de mecânica computacional (DMC) por ajudarem de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho. Especial agradecimento à Unicamp que proporcionou uma estrutura e um ambiente muito favoráveis ao meu engrandecimento intelectual.

Agradeço ao Engenheiro Germano Gavarrão de Freitas as horas dedicadas à pré-revisão deste trabalho, bem como as suas preciosas observações e ao Instituto Nokia de Tecnologia a facilitação do término deste.

"Logic will get you from A to B.

Imagination will take you everywhere"

Albert Einstein

Resumo

NUNES, Osmar, *Análise Teórica E Experimental Do Campo Sonoro Irradiado Por Um Compressor Hermético*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2005. 88 p. Dissertação (Mestrado).

As características acústicas de compressores herméticos têm se tornado cada vez mais críticas no projeto destes equipamentos e as predições destas características ao longo do projeto, obrigatórias para a adequação deste produto às condições de consumo. Este trabalho apresenta um método de avaliação vibro-acústica de compressores herméticos através de modelos de elementos finitos. Para estas avaliações, forças harmônicas com amplitudes unitárias são aplicadas em pontos específicos da carcaça e os seus campos de pressão sonora resultantes são calculados sob condições anecóicas, sendo que, estas condições foram modeladas através de elementos infinitos acústicos. Através deste método, é possível obter numericamente a potência acústica irradiada por diferentes versões de projeto, compará-las, escolher a versão mais adequada e, se for o caso, obter informações para direcionar modificações em uma versão para a sua adequação aos níveis de potência sonora exigidos. O trabalho mostra as verificações executadas durante o processo de desenvolvimento desta metodologia como análise modal, análises de convergência e comparações de resultados numéricos com analíticos através de modelos de fontes omnidirecionais. Para a verificação de seu funcionamento, são apresentadas as análises vibro-acústicas numéricas de duas versões de compressor. Além disto, dois protótipos com características semelhantes aos modelos analisados foram testados em câmara reverberante para a obtenção de suas potências sonoras e a comparação com os resultados numéricos. Os resultados obtidos desta comparação mostraram boas correlações entre numérico e experimental e fornecem subsídios para avaliar o desempenho entre as diferentes versões de projeto.

Palavras chave: compressor hermético, elementos finitos, potência sonora, análise vibro-acústica.

Abstract

NUNES, Osmar, *Theoretical And Experimental Analysis Of The Acoustic Field Irradiated By An Hermetic Compressor*, Campinas, Mechanical Engineering Faculty, State University of Campinas, 2005. 88 p. Final Thesis Of Master Degree.

The importance of the acoustic characteristics in design of hermetic compressors has increased along the years. As a consequence, to predict these characteristics in the design phase is mandatory for this product to meet the consumption requirements. This work presents a method for evaluating the vibration and acoustic characteristics of hermetic compressors through finite element models. To perform these evaluations, harmonic forces with unitary amplitudes are applied in specific locations of the compressor housing and their resulting acoustic pressure fields are calculated under anechoic conditions obtained through the acoustic infinite elements. By using this method, it is possible to numerically obtain the acoustic power level irradiated by different versions of design in order to compare them and to choose the most adequate version. With the use of this method it is also possible to obtain information to guide modifications in the design and suit it to desired acoustic power levels. This work presents the verifications performed during the development process of this methodology such as modal analysis, convergence analysis and comparisons between analytical and numerical results by using omnidirectional sources. To validate this methodology, the acoustic numerical analysis of two versions of compressor's housing was presented. Furthermore, two prototypes similar to the models characteristics were submitted to tests in reverberant chamber for obtaining their acoustic power levels and compared with the numerical results. The obtained results of this comparison presented a satisfactory correlation between numerical and experimental results and provided relevant information to evaluate different design versions.

Keywords: hermetic compressor, finite element, sound power, acoustic analysis.

Índice

Lista De Figuras	x
Lista De Tabelas	xii
1 Introdução	1
1.1 Metodologia	3
2 Descrição Do Problema	4
2.1 Análise Construtiva	7
3 Metodologia De Análise	21
3.1 Histórico De Modelagens Numéricas	22
3.2 Estratégia Adotada Para Este Trabalho	23
4 Modelagem Numérica	36
4.1 Modelo Estrutural	37
4.2 Modelo Acústico	43
4.3 Versões De Carcaça Para Verificação	56

5 Resultados Numéricos	58
5.1 Campo De Pressão Acústica	59
5.2 Nível De Potência Sonora	61
6 Experimento	65
6.1 Configurações Para Os Testes	65
7 Resultados Experimentais	69
8 Análise Dos Resultados	74
8.1 Pesquisa Bibliográfica Focada Em Problemas Acústicos De Compressores	74
8.2 Desenvolvimento De Modelo Numérico	75
8.3 Método De Análise Acústica	75
8.4 Rotina De Pós-Processamento	75
8.5 Técnica Adotada Para A Avaliação Experimental	76
8.6 Resultados Obtidos De Níveis De Potência Acústica	76
9 Conclusões	78
Referências Bibliográficas	81
Apêndices	85

Lista De Figuras

1 – Corte de um compressor recíproco típico.	7
2 – Carcaça aberta de um compressor para a visualização de seu mecanismo recíproco vista 1.	9
3 – Carcaça aberta de um compressor para a visualização de seu mecanismo recíproco vista 2.	9
4 – Diagrama esquemático dos principais parâmetros em um mecanismo recíproco.	10
5 – Traçados das forças dinâmicas resultantes ao longo de uma revolução do mecanismo, variando-se o valor da massa do contra-peso.	13
6 – Proporção do valor da massa do pistão adicionada à massa do contrapeso versus força resultante máxima.	14
7 – Aplicação das forças para ensaio de rigidez das molas de suspensão.	16
8 – Gráfico com os resultados de deslocamento das molas do compressor.	17
9 – Modelo de elementos finitos do compressor.	25
10 – Vista inferior do modelo dos suportes externos do compressor e a sua aplicação de condições de contorno.	25
11 – Modo de corpo rígido.	27
12 – Modo do painel lateral.	27
13 – Modo do painel inferior.	28
14 – Modo do painel superior.	28
15 – Modo correspondente à frequência de 2493Hz.	28
16 – Modo correspondente à frequência de 2498Hz.	28
17 – Modo correspondente à frequência de 2733Hz.	29
18 – Modo correspondente à frequência de 2890Hz.	29
19 – Primeiros modos numérico e experimental.	30
20 – Modelagem do ar externo ao compressor através de elementos de fluido acústico.	32
21 – Modelagem das condições anecóicas através de elementos infinitos.	32
22 – Pontos de aplicação das forças dinâmicas P1 a P5.	35
23 – Modelo com malha de 5mm.	38
24 – Modelo com malha de 2.8mm.	38
25 – Modelo com malha de 10mm.	39
26 – Posicionamento da massa concentrada utilizada para a modelagem da bomba.	40

27 – Modelo do compressor: vista externa.	41
29 – Modelo de fonte simples omnidirecional (vista em corte).	45
30 – Amplitude de pressão sonora distribuída no modelo de elementos finitos.	46
31 – Distribuição da amplitude da pressão sonora [Pa] a ($f = 400\text{Hz}$)	47
32 – Modelo EI8RE150.	48
33 – Modelo EI8RE300.	49
34 – Gráficos comparativos dos níveis de potência sonora calculados utilizando os modelos numéricos EI8RE300 e EI8RE150.	49
35 – Distribuição das pressões sonoras para o modelo EI8RE150.	51
37 – Gráficos comparativos dos níveis de potência sonora calculados utilizando os modelos numéricos EI8RE300, EI8RE150, EI16RE300 e EI16RE150.	52
38 – Elemento da malha de elementos infinitos acústicos.	53
39 – Curva de nível de potência sonora.	55
40 – Pico traçado com densidade de 48 frequências por banda.	55
41 – Pico traçado com densidade de 96 frequências por banda.	56
42 – Modelo do compressor com adição de anel na carcaça com propriedades independentes.	57
43 – Força dinâmica unitária com direção normal à superfície da região da serpentina de descarga.	59
44 – Resultados obtidos do modelo EI8RE150 a 2800Hz.	60
46 – Níveis de potência sonora [dB] obtidos através das versões MA5 e MB5.	62
48 – Protótipo da versão PRA posicionado na câmara reverberante para a realização de testes.	67
49 – Resultados experimentais [dB].	71
50 – Resultados experimentais [dB(A)].	72
51 – Resultados obtidos na banda de 3150Hz.	86
52 – Resultados obtidos em diferentes versões e coeficientes de amortecimento.	87

Lista de Tabelas

1 – Coeficientes obtidos para cada unidade de mola.	17
2 – Resultados da análise modal numérica.	29
3 – Resultados modais obtidos em 3 graus de refinamento da carcaça.	39
4 – Parâmetros utilizados no elemento de massa concentrada.	40
5 – Potências resultantes das duas versões de modelos.	64
6 – Equipamentos utilizados para a realização do experimento.	67
7 – Resumo dos resultados obtidos de potência sonora através dos modelos e protótipos.	77
8 – Potências resultantes das duas versões de modelos.	87

Capítulo 1

1 Introdução

Desde a revolução industrial, a preocupação com o ruído sonoro emitido por bens de consumo tem se tornado cada vez mais intensa. Esta preocupação pode ser notada tanto por parte dos consumidores quanto por parte dos órgãos governamentais e tem motivado fabricantes a oferecer os seus produtos em conformidade com as leis do país em que desejam comercializar e a buscar, no mínimo, as suas adequações às mesmas condições de ruído sonoro oferecidas pela concorrência. Desta forma, o anúncio de um produto mais silencioso em relação ao do concorrente poderá ser um diferencial determinante na escolha de uma marca em relação à outra pelo consumidor e um produto que não atenda aos requisitos mínimos exigidos poderá simplesmente ser retirado do mercado.

Dentre os equipamentos de freqüente utilização no século XX está o compressor hermético de refrigeração, o qual é largamente empregado em domicílios e edifícios empresariais. Segundo Ramani et al. (1994), os compressores eram bastante ruidosos antes de 1970 e o desenvolvimento tecnológico para reduzir o ruído emitido teve um avanço a partir da década de 1970. Em 1972, Ingalls et al realizaram um estudo introdutório do ruído gerado em compressores herméticos e o separou em dois tipos. O primeiro seria proveniente do movimento de corpo rígido da carcaça e o segundo seria da deformação da carcaça. Tojo et al. (1980) identificaram dois caminhos de propagação de vibração e ruído no interior do compressor: propagação via estrutural através da suspensão e propagação via aérea através do fluido refrigerante contido na cavidade acústica. Através dos trabalhos publicados, pode-se verificar uma segmentação cada vez maior dos

trabalhos relacionados com ruído. Esta segmentação foi natural e necessária para que houvesse o aprofundamento dos conhecimentos de ruído em compressores nas suas áreas de estudo como suas fontes, propagação, potência, qualidade sonora, para citar somente algumas.

Para se obter um resumo das características acústicas do compressor conforme citado no trabalho de Öztürk et al. (1996), são levadas em consideração as seguintes grandezas:

- Campo de pressão sonora;
- Nível de pressão sonora;
- Potência sonora;
- Qualidade sonora.

Através da análise destes quatro fatores pode-se ter uma caracterização do espectro frequencial com as respectivas amplitudes de cada modelo de equipamento. Somados com a análise direta da reação do consumidor ao ouvir o equipamento e compará-lo com outras versões ou marcas conforme publicado por Baars et al. 2002 fornecem ferramentas para a indústria poder verificar com dados objetivos se o produto atende aos requisitos legais e às exigências do mercado.

A crescente necessidade do mercado por produtos com níveis de emissão de ruído cada vez mais baixos obriga os fabricantes a investirem tempo e recursos financeiros para se chegar a projetos de compressores adequados. Uma das abordagens mais comuns é a utilização de laboratórios muitas vezes equipados com câmaras anecóicas, reverberantes, equipamentos de aquisição de dados e sensores para avaliar tanto protótipos como produtos já comercializados. O problema de se adotar somente esta estratégia no desenvolvimento do produto é que a emissão de ruído é sempre avaliada ao final do processo de criação. Desta forma, qualquer modificação que seja necessária deverá passar novamente por etapas anteriores, implicando custo e tempo. Para agilizar e baratear o processo de criação de produto, ferramentas numéricas têm sido cada vez mais empregadas. Estas ferramentas permitem que se obtenham resultados prévios do comportamento vibro-acústico do compressor ainda na fase de criação, sem a necessidade de protótipos reais.

Conforme citado, ensaios em laboratórios são amplamente utilizados para avaliar as características acústicas de compressores. Porém, esta metodologia necessária e iterativa, possui como principal desvantagem a necessidade de se fabricarem protótipos para cada modelo e versão os quais se desejam avaliar. Este trabalho propõe o desenvolvimento de uma metodologia para a avaliação através da utilização do método dos elementos finitos. Esta metodologia permitirá avaliar produtos sem a necessidade de se fabricar um protótipo, permitindo tanto identificar versões com melhor desempenho como identificar a influência de determinadas características de projeto, gerando diretrizes para projetos futuros.

1.1 Metodologia

Este trabalho propõe um método numérico para a predição da potência sonora irradiada por compressores. Como parte do desenvolvimento desta metodologia, tem-se o estudo das diversas fontes de ruído do compressor, estudo das forças dinâmicas envolvidas no funcionamento, estudo do balanceamento de mecanismo recíproco bem como o estudo dos diversas estratégias de modelagem numéricas que foram aplicadas a este problema.

O método numérico adotado para a predição da potência sonora neste trabalho é o Método de Elementos Finitos (FEM). Apesar deste método ser comumente empregado em análises mecânicas estruturais, analisando as publicações disponíveis sobre modelagem acústica de compressores, não foi encontrado nenhum trabalho que se utiliza exclusivamente de FEM para o cálculo de radiação sonora em campo livre. As estratégias de modelagem e cálculo adotadas por diversos autores como Biscaldi et al. (1998), Zhou et al. (1996) e Ramani et al. (1994) para citar somente estes, foram as de utilização de FEM para o cálculo da vibração e ruído internos à carcaça do compressor e as de utilização do Método dos Elementos de Contorno (BEM) para o cálculo da irradiação externa à carcaça. Como vantagem da adoção do método proposto neste trabalho, tem-se que somente um programa de simulação poderá executar os cálculos, dispensando a compra de um programa que se utiliza da metodologia de elementos de contorno. Este fato também poderá ser utilizado para simplificar a tarefa de modelagem e fazer todo o cálculo com a utilização de somente um modelo.

Capítulo 2

2 Descrição Do Problema

Para possibilitar a pesquisa e desenvolvimento da metodologia para a predição do fenômeno físico abordado neste trabalho, é necessário conhecer os fatores que mais influenciam nos resultados deste fenômeno. Há, portanto, a necessidade de avaliar qualitativamente e/ou quantitativamente, a participação de cada fator no fenômeno abordado para definir o seu grau de importância no modelo numérico e, caso o fator seja relevante, quais estratégias serão adotadas para a sua modelagem.

Como o foco do trabalho é o desenvolvimento de uma metodologia para avaliação vibro-acústica de um compressor de refrigeração, o fenômeno físico o qual se deseja avaliar é o campo de pressão sonora em uma região e, através deste campo, calcular a potência sonora irradiada. A região adotada por este trabalho é a externa à carcaça do compressor em condições anecóicas. Para simplificar esta abordagem inicial, a acústica no interior do equipamento não foi abordada.

Como fatores influentes no campo de pressão acústica no exterior do compressor, podem ser citadas:

- As fontes de ruído;
- Os caminhos pelos quais a vibração e o ruído se propagam no compressor até atingirem o exterior;

- As soluções geométricas adotadas para os diversos componentes e
- Os posicionamentos destes componentes no equipamento e as propriedades dos materiais que os compõem.

Segundo a publicação de Öztürk et al. (1996), como exemplos de fontes de ruído podem-se citar o sistema de motorização (forças magnéticas e variações da densidade de fluxo magnético), o sistema mecânico (dinâmica, ressonâncias e desbalanços), as pulsações do sistema de bombeamento e o movimento das válvulas (de sucção e descarga) que produzem efeitos de modulação.

No interior do compressor existem duas formas principais de transmissão de ruído das fontes para o meio externo (entenda-se por meio externo a região externa à carcaça do compressor): via aérea e via estrutural. No caso da propagação via aérea o som é produzido nas fontes internas, propaga-se através da cavidade acústica interna, excita a carcaça e, através desta excitação o som é transmitido ao meio externo. No caso da propagação via estrutural as fontes produzem vibrações nos componentes da bomba e estas vibrações são transmitidas à carcaça através das conexões estruturais do sistema de bombeamento do fluido com a carcaça, que são as molas e serpentina. As demais formas são através do fluido contido na serpentina de descarga, através do óleo acumulado na região inferior da carcaça e externamente da carcaça para o gabinete do refrigerador através dos suportes externos e amortecedores.

O trabalho de Craun et al. (1994) mostra os caminhos de propagação e os relaciona com as faixas de frequência e suas fontes. É importante que se tenha em mente os conceitos básicos ao classificar fontes e meios de propagação. O trabalho de Buligan et al., por exemplo, utiliza estes termos citando fonte com propagação via aérea e fonte com propagação via estrutural. Tomando as fontes principais como a entrada de fluido da mufla de sucção, a propagação da onda gerada pelo fluxo turbulento é predominantemente aérea na cavidade acústica, porém esta mesma onda pode ter interação com a estrutura principalmente na região da entrada da mufla, propagando-se estruturalmente da mufla para a bomba, da bomba para as molas e serpentina e destas duas últimas para a carcaça. Portanto, a fonte é aérea, mas a propagação pode ter uma componente estrutural mesmo que ínfima e deve ser citada para que haja um bom entendimento conceitual. Outro exemplo seria da vibração interna da bomba causada pelo desbalanceamento do

mecanismo recíproco. Uma parte desta vibração é transmitida estruturalmente através das molas e serpentinas excitando a carcaça. A outra parte é transmitida para a cavidade acústica e as ondas na cavidade excitam a carcaça.

As soluções geométricas para os componentes do compressor influenciam diretamente nas frequências naturais e conseqüentemente no campo de pressão sonora produzido pelo conjunto em funcionamento, conforme citado no trabalho de Öztürk et al. (1996). A carcaça está entre os componentes de maior importância na produção de ruído e devido a sua área de contato com o ar externo, a irradiação sonora poderá ser minimizada com a modificação do projeto desta, conforme verificado no trabalho de Lowery et al. (1984) e de Saito et al. (1980). Além da forma geométrica, o posicionamento das molas na carcaça também deve ser levado em consideração para reduzir a vibração e, conseqüentemente, a produção de ruído conforme os trabalhos de Kjeldsen et al. (1978) e Saito et al. (1980). A influência do posicionamento da serpentina e do tubo de sucção na emissão de ruído é apresentada por Yoshimura et al. (1994).

As propriedades dos materiais utilizados nos componentes do compressor como rigidez, densidade e amortecimento também devem ser consideradas quando se está interessado em sua irradiação acústica. Como exemplo disto tem-se o trabalho de Xinghua (1986), que leva em consideração o amortecimento do material utilizado na válvula para reduzir a produção de ruído provocado pelo choque deste componente com a sua base. A utilização de um material com maior coeficiente de amortecimento implicou considerável redução na produção de ruído. As propriedades do material utilizado na carcaça também foram verificadas como influentes na produção de ruído conforme observado por Kawai et al. (1988).

Uma vez conhecidos de uma forma geral os principais fatores influentes na produção do campo de pressão sonora, os principais componentes do compressor serão apresentados em 2.1. Para cada componente é apresentada uma análise dos principais fatores relacionados com a produção de ruído, o que prepara o leitor para entender os fatores que foram utilizados pela metodologia, bem como explica porque estes fatores foram considerados em detrimento de outros para o método e modelo de cálculo propostos.

2.1 Análise Construtiva

O mercado de compressores oferece uma vasta gama de modelos. Estes modelos podem ser agrupados conforme suas capacidades, aplicações (doméstica, industrial, automotiva etc.) e também conforme o conceito de projeto como, por exemplo, o conceito de compressor recíproco, rotativo, parafuso, automotivo, entre outros.

O conceito de projeto do compressor escolhido para aplicar a metodologia proposta neste trabalho é o recíproco com um pistão, para aplicações domésticas. Uma descrição genérica de seu projeto e funcionamento será apresentada apenas com finalidade de situar o leitor no projeto deste modelo de compressor.

Um modelo de compressor com mecanismo recíproco é apresentado na Figura 1.

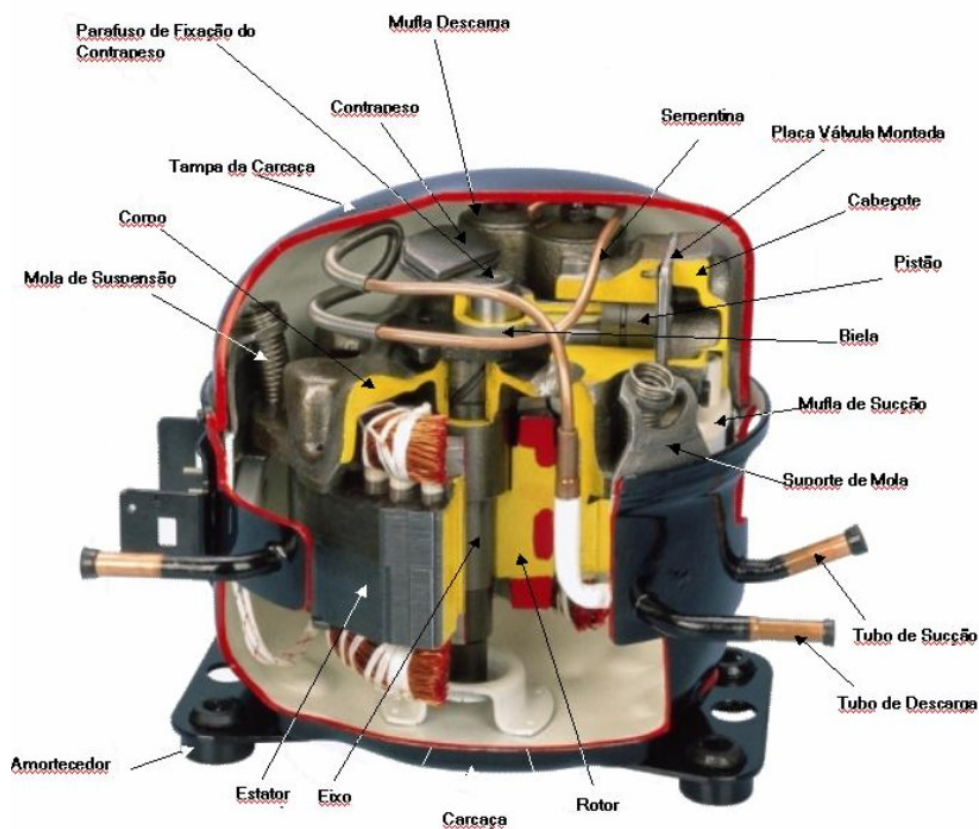


Figura 1 – Corte de um compressor recíproco típico.

Nas próximas seções os principais componentes mostrados na Figura 1 serão descritos.

2.1.1 Bomba

A bomba é a denominação dada à montagem de todas as peças do sistema de motorização e bombeamento do compressor. A bomba possui um chassi freqüentemente denominado corpo, no qual os principais componentes deste sistema como eixo, rotor, estator, muflas, mecanismo recíproco e placas válvula são montados. A bomba é apoiada pelas molas de suspensão (item 2.1.3) que fazem as ligações estruturais entre a bomba e a carcaça (além da outra ligação estrutural que faz a serpentina de descarga).

Pelo fato da bomba possuir todos os componentes mecânicos dinâmicos do compressor, é o maior gerador de vibração e ruído, produzindo freqüências que vão desde 50 Hz até 8kHz conforme citado no trabalho de Öztürk et al. (1996) .

O compressor utilizado neste trabalho possui massa de 10.4kg e os momentos de inércia calculados através do programa de CAD *Unigraphics* são:

- $I_x = 18.83 \text{ Nmm}^2$
- $I_y = 16.53 \text{ Nmm}^2$
- $I_z = 16.38 \text{ Nmm}^2$

Estes momentos de inércia foram calculados nos eixos que passam pelo centro de massa da bomba, também obtidos através de CAD. As direções dos eixos X, Y e Z são apresentadas na Figura 7.

2.1.2 Conjunto Biela Manivela Pistão

Transforma o movimento de rotação do motor em movimento de avanço e retrocesso do pistão, sendo também conhecido como mecanismo recíproco. Este movimento recíproco do pistão é necessário para bombear o fluido através de todo o sistema. A Figura 2 e a Figura 3 mostram o mecanismo recíproco instalado em um compressor com a carcaça superior removida.

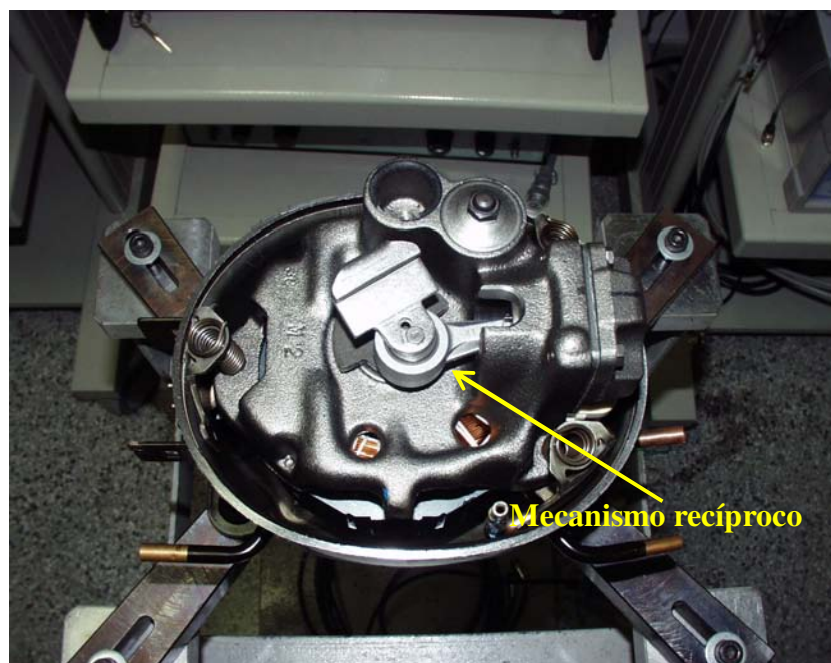


Figura 2 – Carcaça aberta de um compressor para a visualização de seu mecanismo recíproco - vista 1.

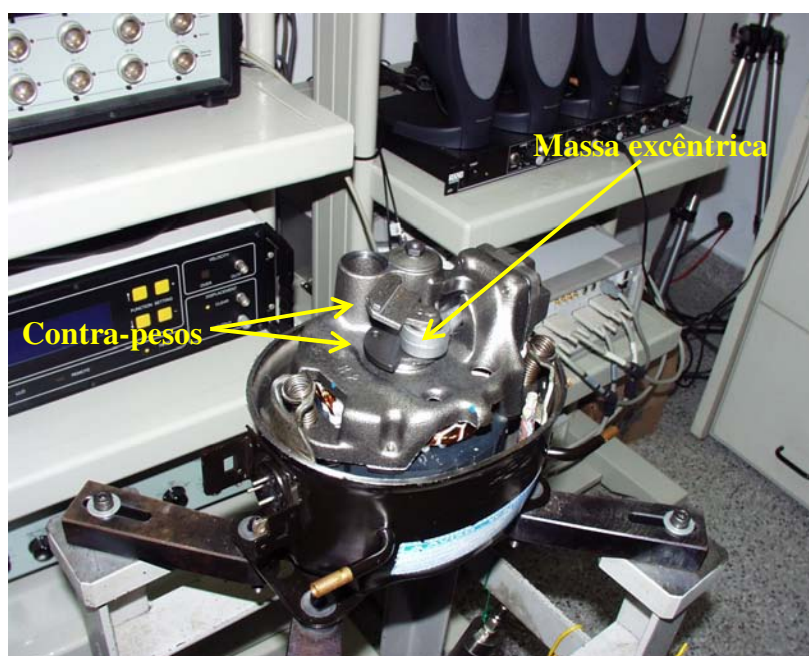


Figura 3 - Carcaça aberta de um compressor para a visualização de seu mecanismo recíproco - vista 2.

A importância das forças dinâmicas geradas pelo desbalanceamento deste mecanismo é observada no trabalho de Öztürk et al. (1996) . Neste trabalho é citada a frequência da maior força dinâmica deste mecanismo correspondente à frequência da rede elétrica (no exemplo 50Hz). É também apresentado um espectro do ruído produzido pelo compressor recíproco utilizado no trabalho de Öztürk. O maior pico deste gráfico espectral localiza-se na banda de 50Hz, que é relacionada ao desbalanceamento do mecanismo recíproco. As forças dinâmicas geradas por este mecanismo não foram utilizadas neste trabalho de mestrado. Portanto, as informações sobre as fórmulas analíticas para o cálculo destas forças, bem como os parâmetros para minimizá-las serão apresentadas apenas para ajudar o leitor a entender este tipo de mecanismo e para incentivar futuros trabalhos incluindo estas informações no cálculo do ruído.

2.1.2.1 Balanceamento Do Mecanismo Recíproco

A Figura 4 mostra de forma esquemática o mecanismo recíproco com os parâmetros importantes para o seu projeto que são a massa excêntrica (m_A) e a massa do pistão (m_B), as massas adicionais de contra-peso (m_C), o comprimento da manivela (l) , a excentricidade da massa excêntrica (r) em relação ao eixo do motor e a velocidade angular do eixo do motor (ω). Segundo Shigley et al., o balanceamento de um mecanismo recíproco consiste na técnica de minimização das forças de inércia indesejáveis, já que não é possível balancear totalmente este e conseqüentemente eliminar estas forças provindas do desbalanceamento. No caso do compressor, é importante otimizar o balanceamento do sistema de bombeamento a pistão, pois é um dos responsáveis pela excitação do equipamento e produção de ruído.

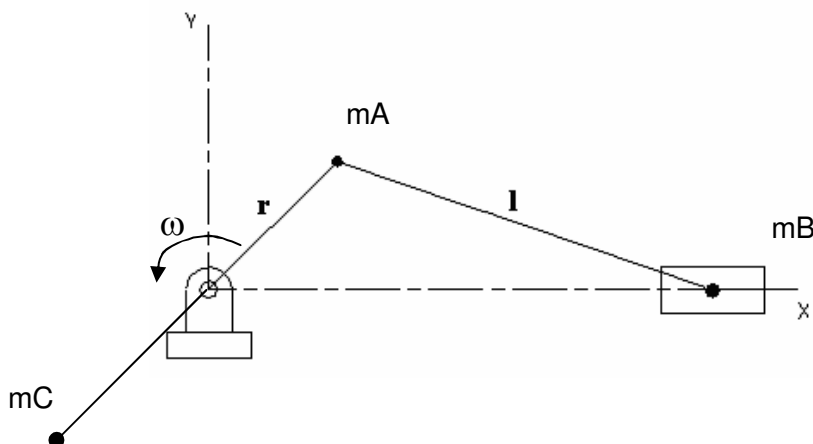


Figura 4 – Diagrama esquemático dos principais parâmetros em um mecanismo recíproco.

Em seu livro, Shigley et al. calcula as forças dinâmicas resultantes do movimento recíproco calculadas no eixo do motor e a equação final é apresentada na equação 2.1. Esta equação contém as componentes da força resultante nas direções X e Y.

Para verificar o efeito do contra-peso no balanceamento das forças dinâmicas envolvidas no movimento de um mecanismo recíproco, uma rotina em MatLab foi desenvolvida para o estudo de caso com dimensões e massas baseados em um mecanismo pré-existente. Esta rotina permitiu o cálculo do esforço resultante em vários casos de aplicação de contra-pesos para ter uma análise de sensibilidade dos resultados com a alteração da massa de contra-peso.

O programa desenvolvido está integralmente mostrado na listagem 2 do apêndice A e tem um funcionamento bastante simples e direto. Inicialmente gera-se um vetor mC o qual armazena diferentes massas de contra-peso. Estas massas de contra peso, foram variadas entre o mesmo valor da massa excêntrica $mC = mA$ e o valor $mC = mA + 2mB$.

Onde:

mA = Massa excêntrica

mB = Massa do pistão

mC = Massa do contra-peso

Os demais valores permaneceram constantes. Os resultados traçados no gráfico contido na Figura 5 mostram o comportamento da resultante das forças inerciais para cada massa utilizada como contra-peso. Quando o contra-peso é igual a $mC = mA$, a resultante é minimizada nos ângulos próximos a 75° e 284° , pois, além da massa do contra-peso ser totalmente equilibrada com a massa excêntrica, próximo a estes dois ângulos a ação da massa do pistão também é mínima. Porém, para esta configuração ($mC = mA$) a resultante tem o maior valor em 0° e o segundo maior valor em 180° devido à inércia do pistão. Ao aumentar a massa do contra-peso a aproximadamente $mC = mA + 0.6mB$ obtém-se uma minimização da resultante em relação às demais configurações de massa do contra-peso em toda a volta do mecanismo. Acima deste valor, o desequilíbrio do sistema nos ângulos de aproximadamente 75° e 284° continua a aumentar até o

ponto que se tenha um desequilíbrio total em todos os ângulos do sistema e as resultantes tornam-se cada vez maiores com o aumento de mC .

A variação da máxima amplitude da força resultante obtida em uma revolução, com o aumento da massa do contra-peso é mostrada no gráfico da Figura 6. Este gráfico tem como abscissa um multiplicador (*FATOR*) para mB na fórmula $mC = mA + (FATOR)mB$. Este (*FATOR*) varia de 0 a 2. No eixo das ordenadas, as máximas forças obtidas em cada volta completa do mecanismo.

A formulação da força resultante apresentada por Shigley et al. é mostrada na equação 2.1.

$$\vec{F} = [(mA + mB - mC)r\omega^2 \cos(\omega t) + mBr\omega^2 \frac{r}{l} \cos(2\omega t)]\vec{i} + [(mA - mC)r\omega^2 \sin(\omega t)]\vec{j} \quad (2.1)$$

A partir da análise dos parâmetros na equação. 2.1, observa-se a origem das forças de segunda ordem na força resultante. A primeira ordem atua na frequência fundamental ω e a segunda ordem atua na frequência de 2ω (onde ω é referente à velocidade de rotação do motor [rad/s]).

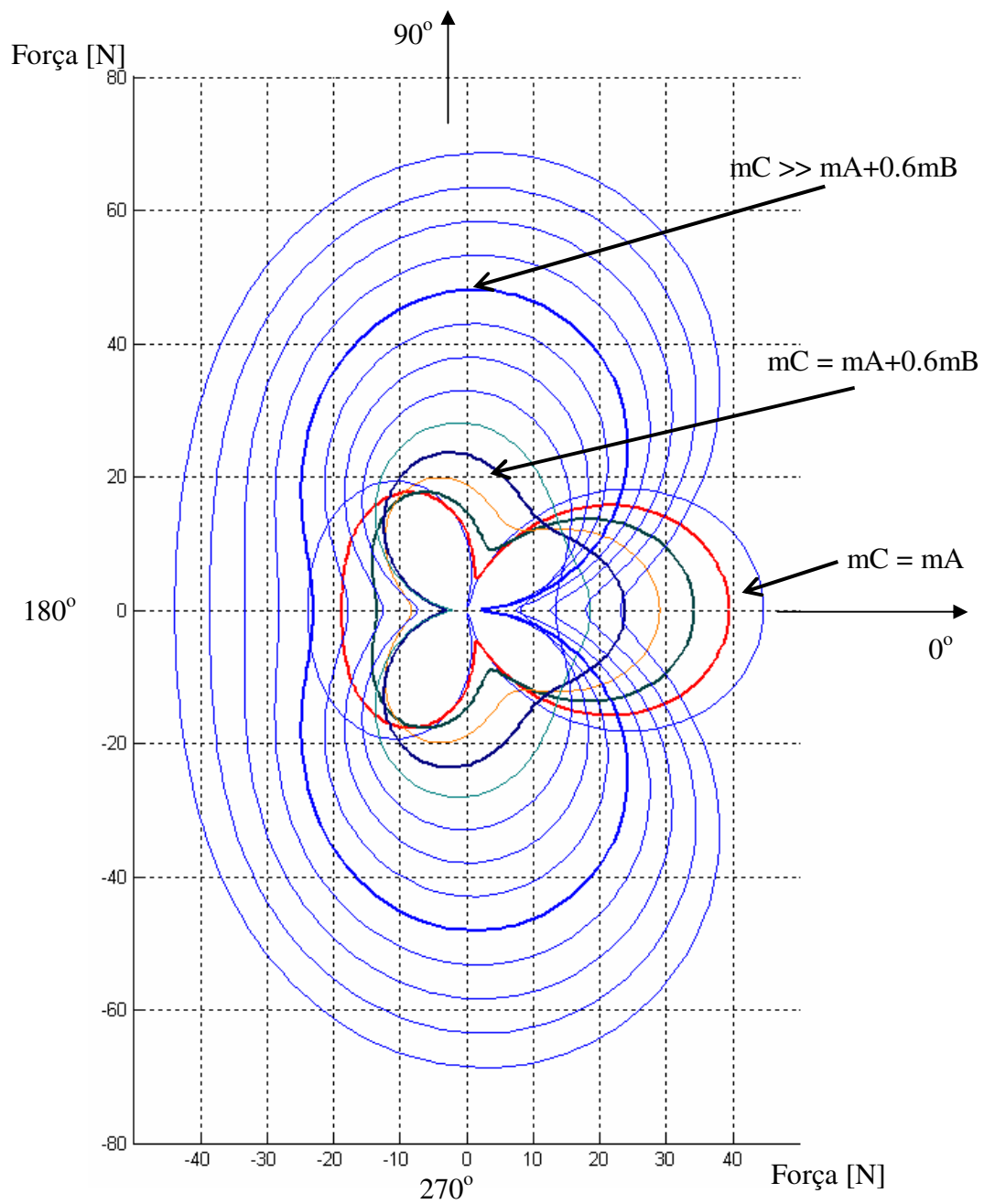


Figura 5 – Traçados das forças dinâmicas resultantes ao longo de uma revolução do mecanismo, variando-se o valor da massa do contra-peso.

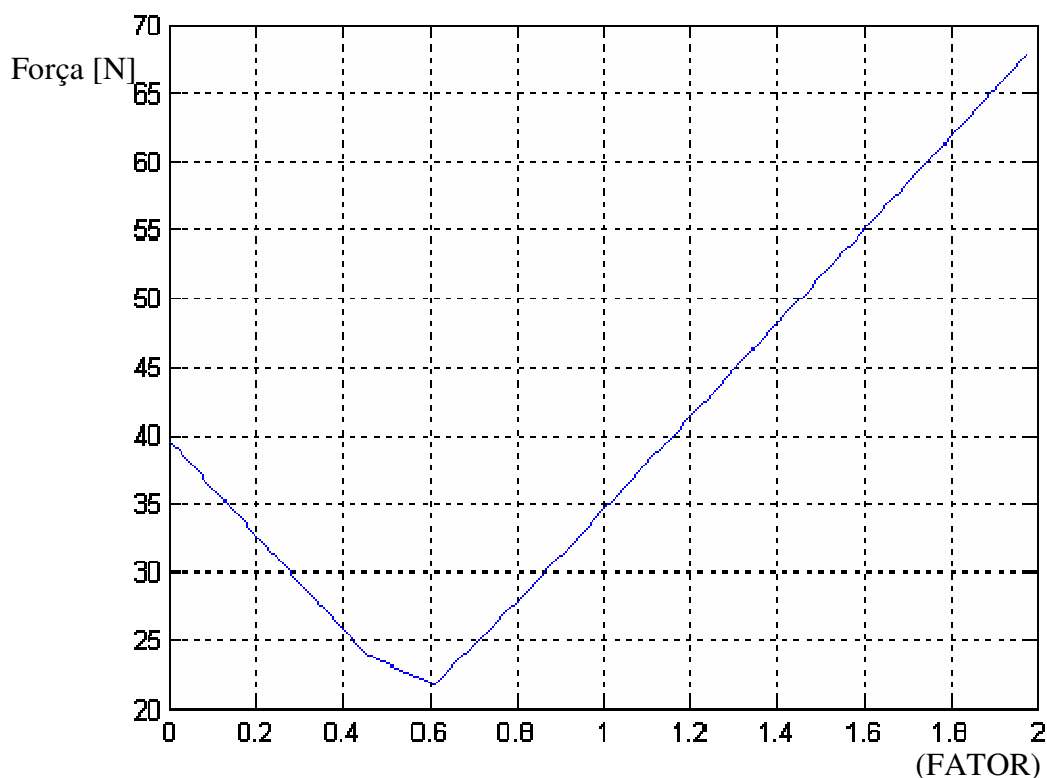


Figura 6 - Proporção do valor da massa do pistão adicionada à massa do contrapeso versus força resultante máxima.

2.1.3 Molas De Suspensão

A função das molas de suspensão é suportar a bomba, ligando-a estruturalmente com a carcaça e fazendo com que a transmissibilidade das forças dinâmicas entre bomba e carcaça seja minimizada implicando menor produção de ruído. As molas podem ser localizadas suspensas como no compressor mostrado na Figura 1 e também podem ser posicionadas na região inferior da carcaça, dependendo do projeto do compressor.

Como é uma conexão estrutural entre a bomba e a carcaça, o conjunto de molas é um importante transmissor da vibração produzida na bomba e deverá ser calibrado e posicionado adequadamente a fim de minimizar excitação do ponto de contato com a carcaça. No compressor utilizado neste trabalho, as 6 primeiras frequências naturais do conjunto bomba e molas de

suspensão estão na faixa entre 3 a 8Hz como pode ser visto através dos resultados de elementos finitos do modelo utilizado neste trabalho, apresentado na Tabela 2.

Tomando 50Hz como a frequência fundamental das forças dinâmicas produzidas pelas fontes do compressor e os conceitos apresentados em Meirovitch (2001) sobre transmissibilidade de forças dinâmicas, conclui-se que quanto menores as frequências naturais do conjunto bomba e molas (em relação à frequência fundamental das forças dinâmicas), menor será a transmissibilidade destas forças dinâmicas produzidas na bomba para os pontos de contato das molas com a carcaça. Porém, existe uma limitação de projeto que faz com que estas frequências naturais não sejam ainda inferiores e desta maneira reduzindo esta transmissibilidade. Esta limitação é dada pela própria relação entre o espaço disponível para deformação da mola e as deformações que efetivamente ocorrem desde a partida, o funcionamento e o desligamento da bomba a qual implicará choques entre a bomba e regiões da carcaça caso esta relação seja insuficiente. Além disto, existem problemas com o transporte do compressor o qual provoca vibrações com grande amplitude no conjunto bomba e molas.

2.1.3.1 Rigidez Das Molas

Como a rigidez das molas é um parâmetro necessário para a modelagem numérica, um experimento simples foi executado para a obtenção destas em 3 graus de liberdade (translações X, Y e Z) do conjunto de molas. Estes resultados foram utilizados na modelagem do compressor, conforme será descrito no Capítulo 4. Para que esta rigidez fosse avaliada de uma forma mais realista, este experimento foi realizado com todo o conjunto montado no compressor, ao invés de somente executar a medição de cada mola individualmente. Uma carcaça foi cortada de forma que se pudessem aplicar forças na bomba nas direções X, Y e Z conforme ilustradas na Figura 7. Neste experimento foram utilizados um dinamômetro e um escalímetro (equipamento utilizado para a medição de deslocamentos). Os pontos de aplicação das forças foram escolhidos de maneira tal que os movimentos fossem sempre de translação, eliminando ou minimizando as rotações.

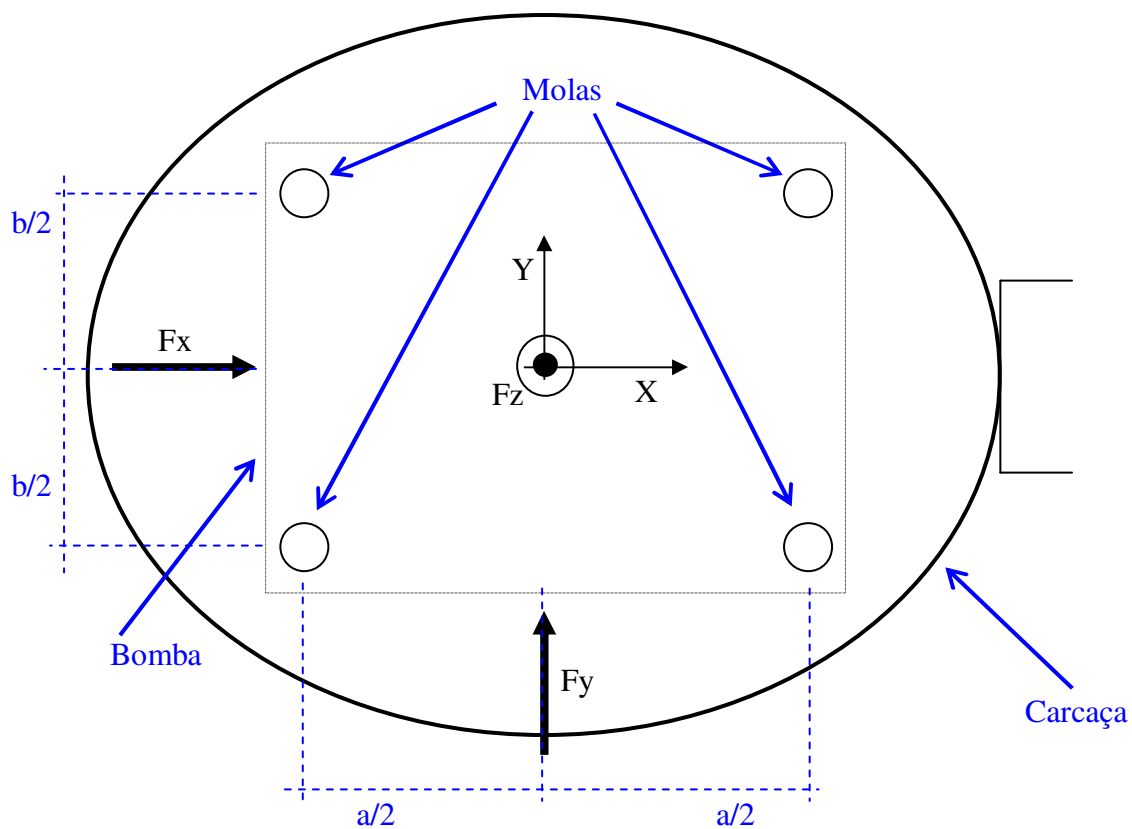


Figura 7 – Aplicação das forças para ensaio de rigidez das molas de suspensão.

Como resultado, obteve-se a relação entre força e deslocamento conforme o gráfico mostrado na Figura 8. Através dos pontos medidos, uma curva linear foi aproximada e o coeficiente de rigidez de cada mola foi calculado conforme mostrado na Tabela 1.

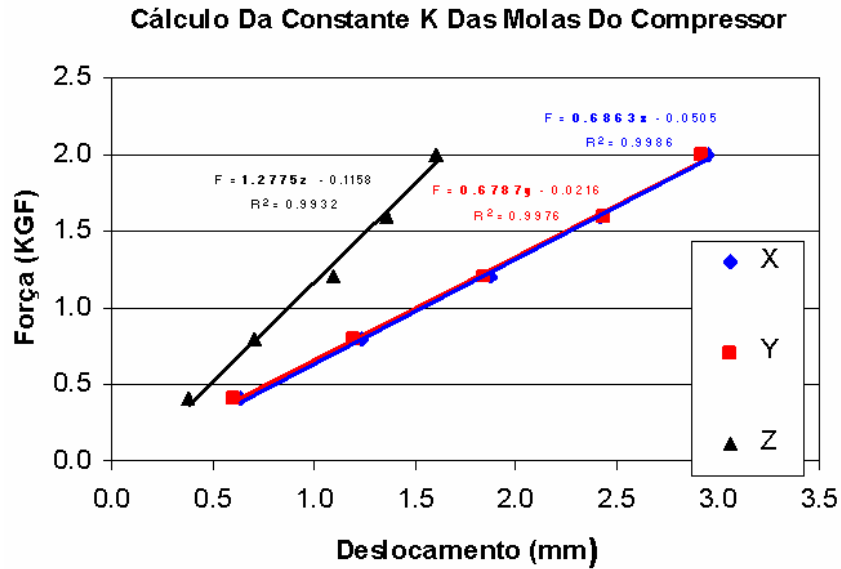


Figura 8 - Gráfico com os resultados de deslocamento das molas do compressor.

Tabela 1 - Coeficientes obtidos para cada unidade de mola:

Direção	K (N/mm)
X	1.68
Y	1.66
Z	3.13

2.1.4 Carcaça

A carcaça aloja hermeticamente todos os componentes internos do compressor utilizado neste trabalho, bem como os suportes externos através dos quais o compressor é montado no gabinete da geladeira.

Este componente é de fundamental importância na produção de ruído, pois este é irradiado principalmente pela vibração da carcaça conforme o trabalho de Saito et al. (1980). O compressor estudado possui carcaça com espessura média de 3.5mm produzida através da estampagem de chapa de aço. Esta carcaça é composta por duas partes: inferior e superior. Após a montagem de todos os componentes na carcaça inferior, a superior é então soldada tornando o equipamento hermeticamente fechado.

Conforme os trabalhos de Saito e Lowery et al. (1998), as frequências naturais da carcaça influenciam diretamente no espectro de frequências da potência sonora irradiada. O projeto do compressor deve, portanto, levar em consideração este fator para uma melhor sintonia com os demais componentes do compressor com a carcaça e a minimização do ruído.

Além da sua forma, espessura, material e tipo de tratamento do metal utilizado na carcaça, os pontos de apoio das molas de suspensão também devem ser estudados levando em consideração os modos e frequências naturais da carcaça conforme visto no trabalho de Kjeldsen et al. (1978). O mesmo estudo deve ser executado para o ponto de conexão da serpentina na carcaça conforme o trabalho de Yoshimura et al. (1994).

2.1.5 Muflas De Sucção E De Descarga

Conforme o trabalho de Man-Sun et al. (1994), o papel da mufla de sucção é atenuar o ruído produzido pela flutuação do fluido na sucção. Neste trabalho, é mostrada uma experiência na qual a mufla é re-projetada e, através desta nova versão, obtém-se uma redução na banda de 500Hz de 10dB(A), e no ruído total do compressor é alcançada uma redução de 4 dB(A). O mesmo papel é atribuído à mufla de descarga a qual é responsável pela filtragem de frequências produzidas pela pulsação do sistema de bombeamento do fluido. O trabalho de Akella et al. (1998) mostra a modificação do projeto da mufla para aumentar a banda de filtragem desta mufla e conseqüentemente reduzir o ruído produzido pelo equipamento.

2.1.6 Serpentina De Descarga

A serpentina (Figura 1) é responsável pelo direcionamento do fluxo do fluido da descarga para a tubulação externa do equipamento. Este componente faz a ligação estrutural entre o sistema de bombeamento e a carcaça, implicando um canal de transmissão estrutural da vibração da bomba para a carcaça. Portanto, conforme apresentado no trabalho de Yoshimura et al. (1994) o posicionamento do ponto de conexão da serpentina com a carcaça, deverá ser estudado para minimizar a excitação desta.

2.1.7 Válvulas De Sucção E Descarga

Estas válvulas atuam em conjunto com o sistema de bombeamento e restringem o sentido do fluxo do fluido para que não haja retorno de fluido pela abertura de sucção quando o pistão estiver na fase de compressão, e não haja retorno do fluido que foi expelido para a serpentina e tubulação externa à câmara do pistão quando este estiver na fase de sucção.

De acordo com a publicação de Lio et al. (1994), a dinâmica do funcionamento da palheta que compõe a válvula está estreitamente ligada com a dinâmica do fluido do compressor na tubulação, e este comportamento resulta em produção de ruído em bandas de alta frequência.

2.1.8 Suportes E Amortecedores Externos

Os suportes sustentam externamente todo o equipamento e, para um mesmo modelo de compressor, sofrem variações de desenho de acordo com o modelo de gabinete no qual será fixado. Segundo Wilson (1974), a transmissão da vibração através do suporte ocorre em quaisquer modelos e tamanhos de compressores. Wilson cita que as molas utilizadas para apoiar a bomba são capazes de reduzir a transmissibilidade das vibrações em baixas frequências geradas pelo compressor a níveis aceitáveis. Porém estas molas são ineficazes em altas frequências e transmitem grande parte da vibração à carcaça. Portanto, para evitar que estas altas frequências sejam transmitidas para o gabinete do refrigerador, amortecedores sintéticos são empregados.

Wilson sugere a análise das seguintes características para a escolha do amortecedor:

- Grau de isolamento requerido;
- Vida útil requerida para a bucha sob condições de temperatura e vibração elevadas;
- Capacidade de suportar o compressor também quando este está sendo transportado;
- Tamanho, forma e facilidade de montagem no gabinete do refrigerador;
- Custo.

Wilson comenta ainda que, dependendo da rigidez do amortecedor utilizado, este será capaz de filtrar também baixas frequências.

2.1.9 Motor

Parte fundamental do compressor, o motor é responsável pelo acionamento de todo o seu mecanismo. Para este trabalho, o modelo de compressor utilizado possui motor alimentado por corrente alternada com frequência de ciclo de 50Hz. Sua velocidade de rotação é fixa e com valor de 3000rpm, de acordo com a frequência da rede elétrica.

O motor é uma importante fonte de vibração e ruído no compressor. Conforme o trabalho de Öztürk et al. (1996) , os motores em compressores recíprocos geram vibração e ruído devido às forças eletromagnéticas oscilando tanto na frequência fundamental (50Hz) como nas suas harmônicas. Öztürk também lista outras fontes de vibração e ruído provindas do funcionamento do motor como as variações da densidade do fluxo eletromagnético, as ressonâncias mecânicas, as forças de desbalanço e o ruído gerado pelo fluxo de fluido nas aletas do rotor.

Capítulo 3

3 Metodologia De Análise

Pode-se, genericamente dizer que o funcionamento de um compressor de refrigeração produz uma variedade de ruídos suficiente para ser comparado a uma orquestra. Esta diversidade de produção de ruídos se deve aos diferentes fenômenos mecânicos envolvidos no seu funcionamento, tais como fluxo de fluido, movimento rotativo, movimento recíproco, abertura e fechamento de válvulas, pulsação do gás, choque de componentes em juntas com pequenas folgas e gotejamento de óleo, para citar somente os principais.

A modelagem matemática de todos estes fenômenos mecânicos para simular as condições reais de funcionamento não é uma tarefa fácil. Modelos analíticos são precisos apenas para geometrias e condições de funcionamento simples e as alternativas, que são os programas de simulação, exigem computadores com alto poder de processamento.

Apesar deste trabalho adotar um modelo específico de compressor, esta escolha foi mais de conveniência do fabricante do que uma restrição da metodologia, pois esta poderá ser aplicada, a princípio, em quaisquer modelos existentes com as limitações dos custos computacionais em modelos com geometrias mais complexas. Como vantagem da escolha, as características de funcionamento já são bem conhecidas pelos colaboradores do fabricante e as decisões para instrumentar e ensaiar foram tomadas baseadas em ensaios e resultados prévios, agilizando este processo.

3.1 Histórico De Modelagens Numéricas

Os primeiros trabalhos publicados nos anais da *International Compressor Conferences* na Purdue University que utilizaram elementos finitos com o objetivo de reduzir o ruído produzido por compressores, lançaram mão deste método para o cálculo das frequências naturais da cavidade acústica interna, das vibrações resultantes em componentes estruturais ao excitar a cavidade e do efeito da interação fluido-estrutura na resposta em frequência, conforme visto nos trabalhos de Albrizio et al. (1990) e Bucciarelli et al. (1992). O trabalho de Bush et al. (1992) por sua vez, executa uma análise modal na carcaça superior para evitar o alinhamento das primeiras frequências naturais desta com as da pulsação do gás, reduzindo assim a excitação daquela região do compressor e, conseqüentemente, o ruído produzido nas frequências de interesse. Akella et al. (1992) realizaram um estudo das ressonâncias da cavidade acústica com diferentes geometrias através de elementos finitos e sem a utilização de experimentos.

Os trabalhos publicados em anais de Purdue até o ano de (1994) utilizaram elementos finitos para cálculos envolvendo acústica apenas em componentes internos de compressores como muflas, palhetas da válvula (Lio et al. (1994)), excitação da carcaça via fluido interno, ressonâncias da carcaça como fator amplificador de ruído e as frequências naturais da cavidade acústica. Ozturk et al. (1996) publicaram um dos primeiros trabalhos em Purdue no qual modelos de elementos finitos (FEM) e elementos de contorno (BEM) são utilizados em conjunto para a predição do campo acústico produzido por um compressor e o cálculo de sua potência sonora irradiada. O cálculo foi executado em uma região esférica com 0.33m de raio a partir do centro do compressor, e utilizou como carregamento as medidas de vibração na carcaça. Portanto, as fontes de ruído não foram modeladas neste trabalho pois os dados de entrada do modelo foram as respostas de um compressor em funcionamento medidas na carcaça. Já Zhou et al. (1996) executaram a modelagem também utilizando FEM e BEM para a predição da potência acústica irradiada pelo compressor ao ser excitado apenas pelo fluxo de gás. Para isto, Zhou utilizou como excitação, os resultados de um outro programa de simulação que é capaz de estimar através do método quadripolo, as variações de pressão na entrada da mufla e no ponto de entrada do fluido ao interior do compressor após este fluido circular pela tubulação externa. Portanto, esta é uma das primeiras técnicas desenvolvidas para se obter o campo acústico externo ao compressor, proveniente de excitação de uma fonte de ruído.

Um modelo proposto por Biscaldi et al. (1998), inclui as excitações das fontes de ruído mais importantes como a sucção, a radiação do ruído no cabeçote, as forças de desbalanço do mecanismo recíproco e do motor, sendo que todas estas excitações foram determinadas através de experimentos. Como resultado, Biscaldi obteve a potência sonora irradiada pelo compressor devido às excitações das fontes internas.

3.2 Estratégia Adotada Para Este Trabalho

Uma vez conhecida a evolução dos modelos numéricos e as diferentes estratégias adotadas para se atingir o objetivo (predição da potência sonora irradiada por um determinado projeto de compressor), a apresentação da estratégia adotada neste trabalho poderá ser apresentada e comparada com as demais.

Assim sendo, a estratégia adotada para este trabalho foi:

- Análise modal (item 3.2.1) para verificar se a discretização adotada para o compressor representava bem os modos de vibrar da estrutura cujas frequências estavam na banda de 2500 Hz. Esta banda foi adotada pois testes previamente executados pelo fabricante com este modelo de compressor obtiveram níveis de potência sonora nesta banda que influenciam a potência total irradiada por este compressor havendo uma necessidade de aprofundar os estudos nesta banda e verificar as maneiras para reduzir estes níveis de potência irradiada. Posteriormente, verificou-se que as primeiras frequências naturais da carcaça ocorrem nesta banda, conforme apresentado na Tabela 2;

- Análise do campo e da potência sonora gerados por uma fonte simples (item 4.2.1). Este modelo foi escolhido por representar uma simplificação do modelo final desejado e por possuir uma solução analítica para comparação. Adotaram-se dimensões próximas às do caso real do compressor;

- Análise do campo e da potência sonora gerados por um compressor. Quatro modelos foram gerados: dois para avaliar se o raio do volume de controle adotado era suficiente para representar o campo e permitir o cálculo da potência sonora (item 4.2.2). e outros dois para avaliar a convergência dos resultados utilizando-se diferentes discretizações (item 4.2.3). Os

resultados deste modelo foram posteriormente comparados com ensaio experimental do mesmo compressor.

- Análise do campo e potência sonora gerados pelo mesmo compressor com modificação em sua estrutura. Um reforço (Figura 42) foi proposto na estrutura do compressor para verificar a influência do mesmo na potência sonora emitida. Uma das principais vantagens do desenvolvimento de um modelo numérico é a possibilidade de se avaliar a influência de modificações na estrutura sem a necessidade de se construir um novo protótipo.

A partir da decisão do modelo de compressor que iria ser utilizado para este trabalho, iniciou-se a modelagem dos seus diversos componentes mecânicos com a finalidade de se obter primeiramente os modos e frequências naturais deste e comparar com os resultados de uma análise modal experimental. Portanto, a carcaça, as molas de suspensão internas, a serpentina, os suportes externos, a bomba e a estrutura metálica do *fusite* foram modelados. A bomba foi modelada como um elemento de massa concentrada com 6 graus de liberdade. Tanto o centro de massa da bomba como os seus momentos de inércia nos eixos x, y e z foram obtidos através do programa de CAD *Unigraphics*. Elementos de mola com 3 graus de liberdade foram utilizados para a modelagem da suspensão interna e elementos de tubo para a modelagem da serpentina. O modelo inicial pode ser visto na Figura 9. Para a modelagem da ligação entre as carcaças inferior e superior, adotaram-se elementos sólidos para que o volume da solda fosse também modelado.

As propriedades nominais dos materiais tais como módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson e densidade foram utilizados em todo o modelo. Os coeficientes das molas de suspensão internas foram determinados experimentalmente conforme descrito no capítulo 2.1.3. Adotou-se como simplificação não considerar o amortecimento interno da estrutura na análise modal. Já nas análises harmônicas, para evitar que os cálculos nas frequências de ressonância do modelo não obtivessem valores infinitos e aproximar mais as propriedades do modelo das encontradas em estruturas, o fator de amortecimento estrutural $\xi=0.02$ (2%) foi adotado.

As condições de contorno foram adotadas de forma a restringir as translações em X, Y e Z nos pontos de fixação das buchas nos suportes externos (Figura 10). Estas restrições foram distribuídas nos quatro pontos das buchas. Cada ponto restringiu as translações em combinações de direções diferentes para evitar o enrijecimento do modelo, pois as buchas permitem que haja

deformação entre estes pontos de contato. As aplicações das condições de contorno podem ser vistas na Figura 10.

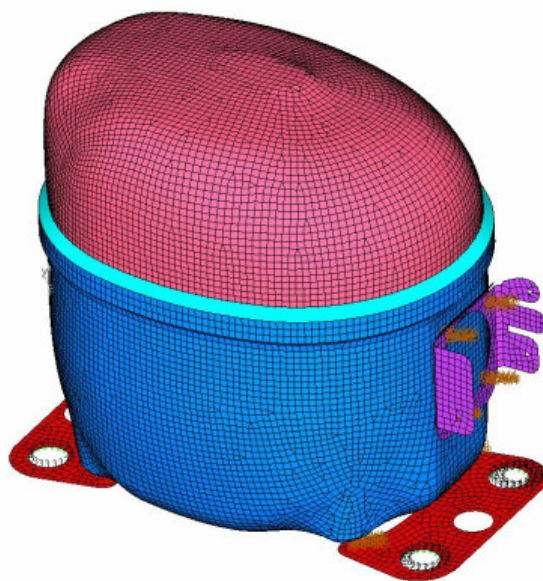


Figura 9 – Modelo de elementos finitos do compressor.

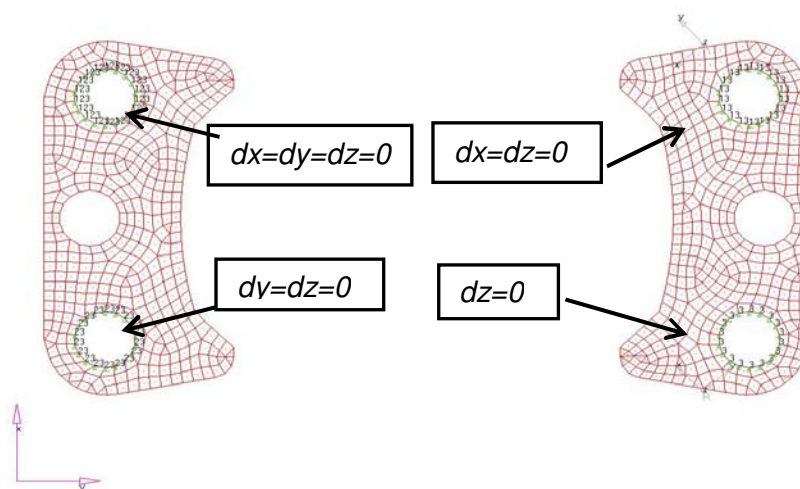


Figura 10 - Vista inferior do modelo dos suportes externos do compressor e a sua aplicação de condições de contorno.

3.2.1 Análise Modal

A primeira verificação da validade do modelo foi executada através de análise modal estrutural, utilizando o método de elementos finitos. Para esta análise, foi utilizado o modelo estrutural do compressor adotado, sem levar em consideração as interações com o ar externo, o fluido refrigerante e o óleo, por motivos de simplificação. A bomba foi representada por um elemento de massa concentrada com 6 graus de liberdade. Os resultados desta análise foram comparados com resultados de análise modal experimental, obtidos previamente na Tecumseh Company. A faixa de frequências analisada foi de 0 a 5000Hz com maior enfoque nas frequências da banda de 2500Hz.

Os resultados da análise modal podem ser agrupados conforme a região da estrutura que sofre as principais deformações e/ou deslocamentos. Portanto, nesta faixa de frequências os resultados modais podem ser agrupados da seguinte forma:

- I. Modos do conjunto bomba e suspensão interna;
- II. Modos de corpo rígido da carcaça (deformação dos suportes externos) (Figura 11);
- III. Modos dos painéis laterais (Figura 12);
- IV. Modos do painel inferior (Figura 13);
- V. Modos do painel superior (Figura 14);
- VI. Modos da estrutura do *fusite*;
- VII. Modos da serpentina;
- VIII. Modos dos suportes externos.

É importante lembrar que o modelo não utilizou amortecedores no suporte externo e sim as condições de contorno descritas em 3.2 e ilustradas na Figura 10. Estes amortecedores poderão ser modelados em trabalhos futuros para se obter os modos do equipamento relacionados aos amortecedores, bem como o amortecimento que estas peças proporcionam à estrutura. Para este primeiro trabalho, não houve preocupação com as suas modelagens devido à faixa de frequências adotada para o cálculo acústico de 2240 a 2800Hz. Esta faixa de frequência possui os modos dos painéis laterais nos quais este trabalho foi totalmente focado.

O conjunto bomba e suspensão interna possui a menor faixa de frequências, variando entre 3 e 9 Hz. Em seguida, vêm os modos da serpentina de descarga, acompanhados pelos modos de corpo rígido da carcaça onde as principais deformações encontram-se na região dos suportes externos. A deformação dos painéis da carcaça inicia-se a partir de 1926 Hz com a deformação dos painéis laterais.

A Tabela 2 apresenta as frequências correspondentes aos 6 modos de corpo rígido do elemento de massa concentrada, bem como os modos em frequências dentro da faixa de frequências da banda de interesse neste trabalho (2500Hz). As frequências imediatamente abaixo e a acima da banda também são apresentadas nesta tabela. A Figura 15, Figura 16, Figura 17 e a Figura 18 apresentam os 4 modos obtidos nesta banda.

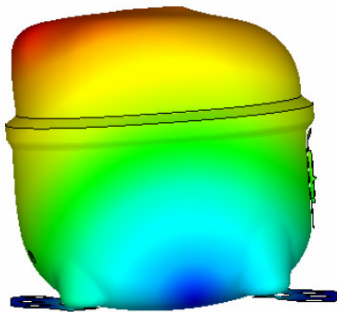


Figura 11 – Modo de corpo rígido.

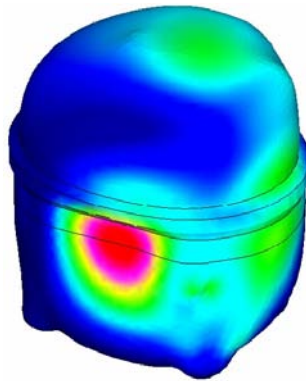


Figura 12 – Modo do painel lateral.

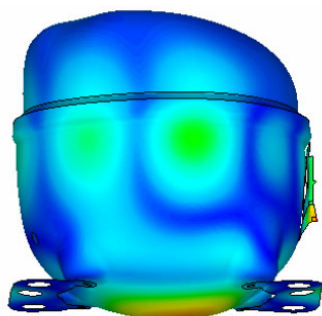


Figura 13 – Modo do painel inferior.

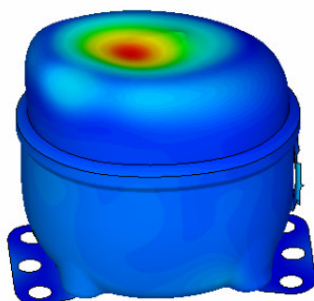


Figura 14 – Modo do painel superior.

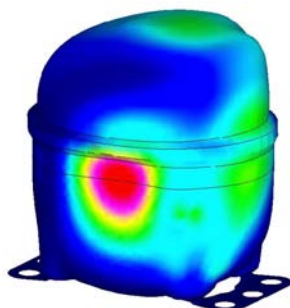


Figura 15 – Modo correspondente à frequência de 2493Hz.

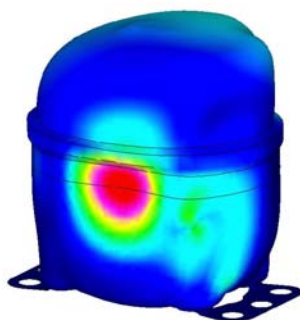


Figura 16 – Modo correspondente à frequência de 2498Hz.

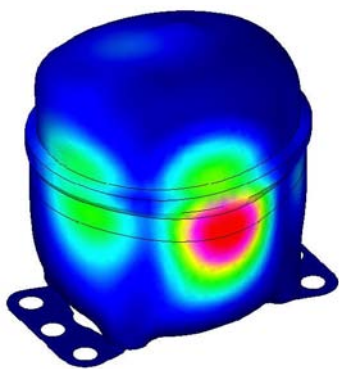


Figura 17 – Modo correspondente à frequência de 2733Hz.

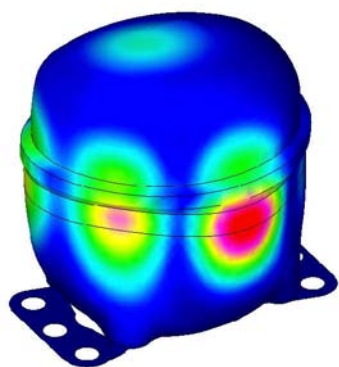


Figura 18 – Modo correspondente à frequência de 2890Hz.

Tabela 2 – Resultados da análise modal numérica:

Modo	Frequência [Hz]	Comentário
1	4.4	1º Modo da bomba e suspensão interna
2	5.3	2º Modo da bomba e suspensão interna
3	6.7	3º Modo da bomba e suspensão interna
4	7.2	4º Modo da bomba e suspensão interna
5	8.6	5º Modo da bomba e suspensão interna
6	9.4	6º Modo da bomba e suspensão interna
29	1933	2º Modo da carcaça – painel lateral
30	2493	3º Modo da carcaça – painel lateral
31	2498	4º Modo da carcaça – painel lateral
32	2733	5º Modo da carcaça – painel lateral
33	2891	6º Modo da carcaça – painel lateral
34	2904	7º modo da carcaça – painel lateral

Conforme já comentado, esta análise modal numérica foi comparada com uma análise modal experimental previamente realizada e processada no laboratório de acústica da Tecumseh Company. O objetivo desta comparação foi verificar se haveria um modo correspondente à primeira frequência natural obtida na banda de 2500Hz através de elementos finitos. Esta frequência numérica foi de 2493Hz conforme mostrada na Tabela 2 e as ordens de grandeza do modo correspondente obtido através do experimento foram comparadas.

Não houve intenção de se fazer ajuste de modelo nesta comparação e sim de confirmar que as frequências do modelo e experimento possuem a mesma ordem de grandeza para lançar uma primeira proposta de modelagem que representasse os principais componentes. Posteriormente, um trabalho de ajuste e detalhamento deste modelo poderá ser executado conforme as necessidades do usuário.

Como resultado desta comparação entre modelo numérico e experimento, as suas respectivas frequências obtidas foram de 2493Hz e 2480Hz. Estes valores obtidos neste modo foram razoavelmente próximos (Figura 19).

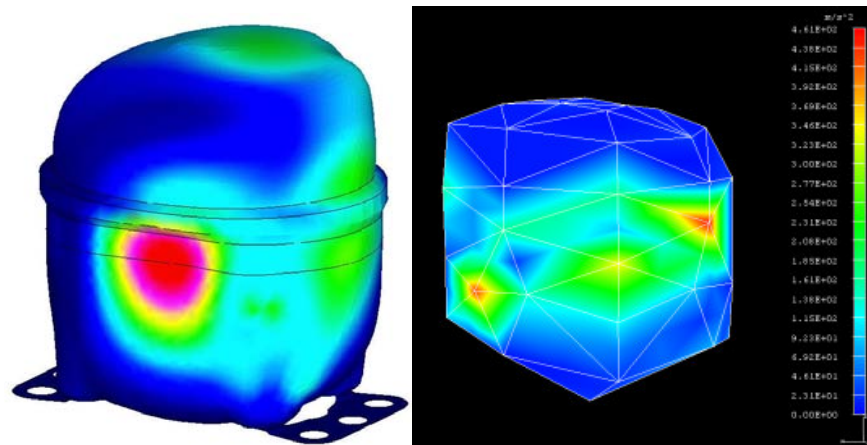


Figura 19 – Primeiros modos numérico e experimental.

3.2.2 Análise Acústica

Uma vez definida a modelagem estrutural do compressor, iniciou-se a modelagem acústica com a finalidade de se obter a irradiação acústica externa à carcaça, sem levar em consideração o fluido interno do equipamento.

Conforme visto em 3.1, os trabalhos publicados e consultados para a elaboração desta dissertação que realizaram a avaliação da potência sonora irradiada externamente por

compressores, utilizaram modelos de elementos de contorno para este cálculo. Nestes trabalhos, os campos de vibração da carcaça calculados através de modelos de elementos finitos foram dados de entrada (carregamento) para os modelos de elementos de contorno (BEM). Além disto, os modelos apresentados para a avaliação acústica utilizaram resultados experimentais como carregamento, havendo a necessidade da realização de testes para todos os carregamentos que se deseja acrescentar ao modelo. Entenda-se como carregamento, a excitação mecânica produzida pelas fontes de ruído internas.

Este trabalho foi totalmente desenvolvido com a utilização de modelos de elementos finitos, igualmente para o cálculo acústico. Para isto, utilizaram-se elementos de fluido acústico para a modelagem do ar externo à carcaça, em conjunto com elementos infinitos para a modelagem da condição anecóica. Como vantagens, os resultados acústicos são calculados de uma só vez sem a necessidade de exportar os resultados de FEM para um programa de BEM. Outra vantagem é que a modelagem é realizada uma única vez em FEM, poupando este trabalho em BEM. Conseqüentemente, um programa de BEM se torna dispensável no cálculo executado desta maneira. A desvantagem desta maneira de modelagem é a necessidade da realização de um trabalho de verificação mais cuidadosa do comportamento de elementos finitos e infinitos para o cálculo acústico, pois, é uma maneira de modelagem ainda não muito explorada, principalmente na área de compressores de refrigeração.

A Figura 20 e a Figura 21 ilustram a modelagem externa realizada. Para esta primeira modelagem, somente a carcaça foi conectada aos elementos de fluido acústicos, pois, na faixa de frequências de interesse (banda de 2500Hz, 1/3 de oitava) os principais modos são modos de carcaça. Para a modelagem do ar, existe uma camada de elementos de fluido acústico diretamente em contato com a estrutura (modelada em vermelho na Figura 20). Cada nó destes elementos possui, além do grau de liberdade da pressão acústica, as translações em X, Y e Z. Estes elementos são responsáveis pela interação entre o fluido e estrutura. Já os elementos em amarelo (também na Figura 20) possuem como único grau de liberdade por nó – a pressão acústica.

A terminação anecóica desta esfera de elementos de fluido acústico é obtida através dos elementos infinitos acústicos. Apesar da denominação “elementos infinitos”, estes também são elementos finitos e têm este nome devido à sua função de simular a propagação da onda sonora para o meio infinito.

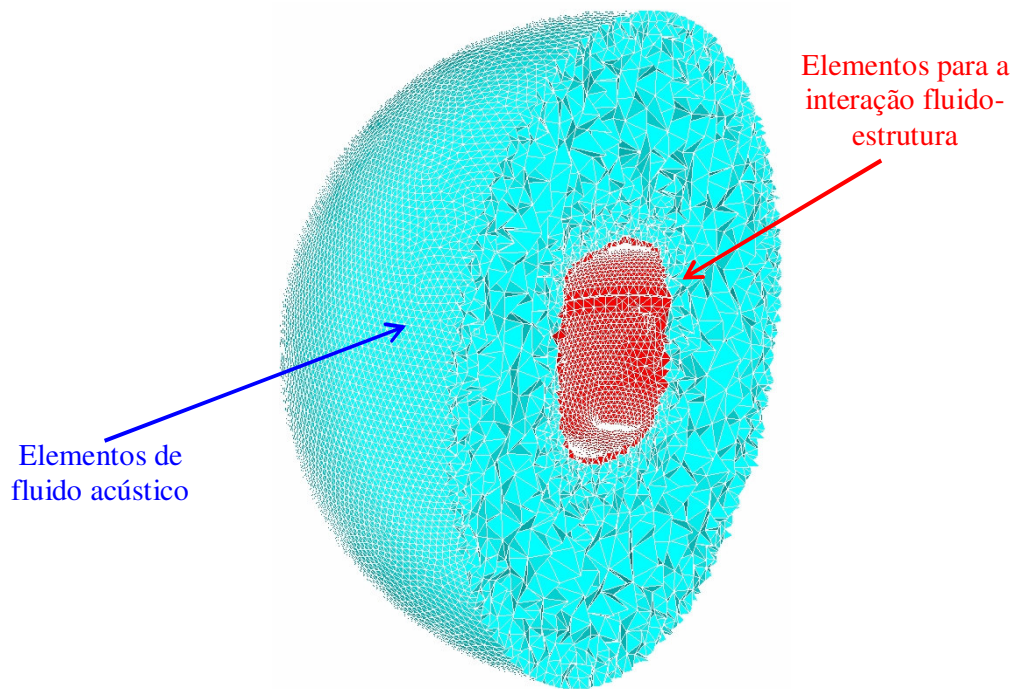


Figura 20 – Modelagem do ar externo ao compressor através de elementos de fluido acústico.

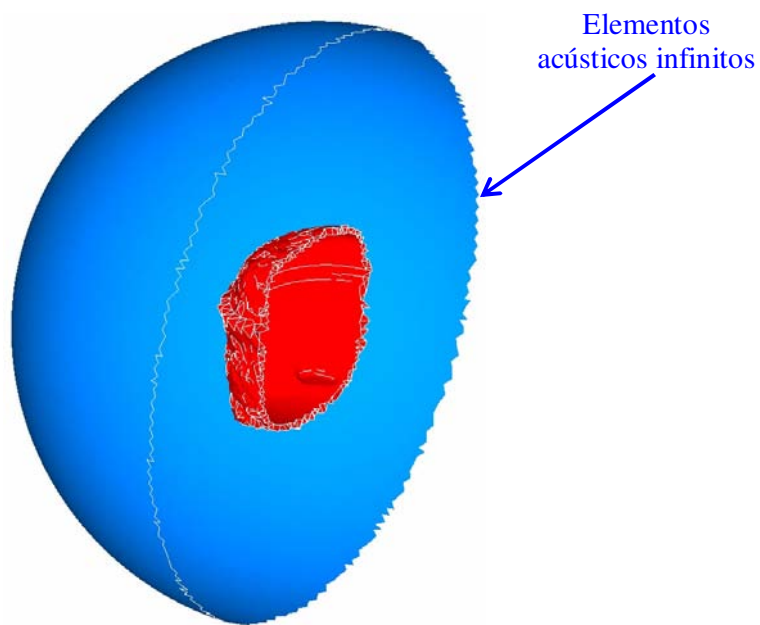


Figura 21 – Modelagem das condições anecóicas através de elementos infinitos.

Definidas as modelagens estrutural e acústica, bem como as condições de contorno, é necessário definir o carregamento a ser aplicado ao modelo. Conforme já citado no capítulo 2, diversas fontes de forças dinâmicas e de ondas acústicas estão envolvidas no funcionamento do compressor. Além disto, existem diversos caminhos de propagação no interior do

compressor através dos quais estas forças dinâmicas e ondas acústicas atingem a carcaça do compressor, excitando-a e produzindo ruído ao exterior. Vale lembrar que se está considerando apenas o ruído produzido ao exterior pela carcaça do compressor. Este trabalho não considera o ruído produzido tanto pela tubulação externa como pelo gabinete do refrigerador. Esta decisão foi tomada por razões de foco e não por considerá-los sem importância nesta primeira modelagem.

Para a modelagem de uma fonte de força dinâmica ou de ondas acústicas e transformá-la em carregamento de um modelo de elementos finitos, é necessário obter os valores de força ou pressões envolvidos com o seu funcionamento ou no domínio do tempo ou da frequência, caracterizá-los em aleatório, periódico ou transiente e, a partir destas informações, escolher os melhores métodos disponíveis para o seu cálculo. A determinação dos valores de forças dinâmicas ou de ondas acústicas pode ser executada de maneira experimental, numérica, analítica ou através da combinação destas.

Ao se estimarem as características das excitações produzidas por uma fonte, deve-se considerar também que as interações com restante do sistema podem ser importantes. Assim sendo, ao modificar uma característica do sistema as excitações produzidas por uma fonte ligada a esta podem ser afetadas.

O carregamento adotado neste trabalho parte do princípio de que duas versões diferentes de carcaça, modeladas de maneira idênticas podem ser avaliadas através da aplicação do mesmo carregamento. Se este carregamento for unitário, tem-se diretamente a relação entre a potência sonora por unidade força aplicada (entenda-se força dinâmica). Desta forma, adotou-se o carregamento dinâmico unitário harmônico neste trabalho.

Como vantagens têm-se:

- O método poderá ser aplicado aos demais modelos de compressor sem a necessidade de se especificar os tipos de carregamento a serem adotados;
- No caso específico das forças reais transmitidas pelas molas e serpentina à carcaça, evita-se a necessidade da medição destas forças dinâmicas para a obtenção de sua potência sonora;

- A interpretação dos resultados no domínio da frequência permite a obtenção das bandas com maior emissão de ruído. Nestas bandas, podem-se obter quais as frequências críticas na emissão;
- Possibilita a avaliação de posicionamento de molas e serpentina na carcaça;
- Permite a avaliação numérica de diferentes versões de carcaça nas quais parâmetros de geometria e de material podem ser virtualmente testados;
- Resultado como campo de pressão pode ser utilizado como guias para modificações na carcaça;

Como desvantagens têm-se:

- O método das forças dinâmicas unitárias não permite que se obtenha a potência sonora real que será emitida pelo compressor em funcionamento. Isto somente é possível se forem modeladas as diversas excitações envolvidas no seu funcionamento;
- Os resultados deste método não levam em consideração a superposição de ondas. Na realidade a carcaça do compressor é excitada estruturalmente por molas e serpentina (limitando-se à análise da excitação estrutural da carcaça e não considerando outros caminhos de propagação como o fluido e óleo) concomitantemente em seis graus de liberdade. Esta metodologia limitou-se à aplicação individual de forças unitárias nas direções X, Y e Z e não propõe a aplicação de momentos. Estudos complementares para a avaliação do impacto da superposição de ondas bem como da importância das aplicações dos momentos dinâmicos serão bem vindos em trabalhos futuros.

Em síntese, o método das forças dinâmicas unitárias consiste em uma análise de sensibilidade com forças dinâmicas harmônicas (considerando-as de amplitudes constantes ao longo da frequência) transmitidas através das molas e serpentina para a carcaça nas direções X, Y e Z. A Figura 22 mostra os pontos de aplicação destas forças, somando 5 pontos. Para cada ponto, foram aplicadas forças em 3 direções, totalizando 15 análises por versão de projeto.

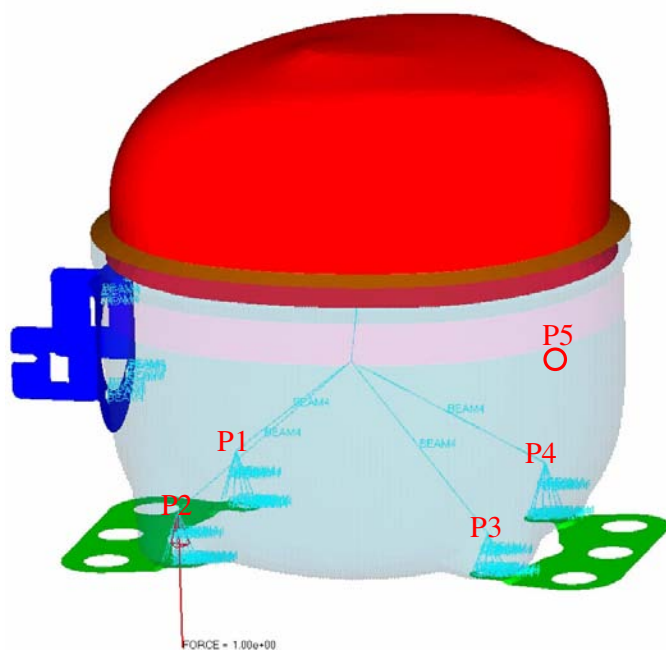


Figura 22 – Pontos de aplicação das forças dinâmicas P1 a P5.

Capítulo 4

4 Modelagem Numérica

Uma vez definida a estratégia através da qual este problema acústico será abordado, a correta utilização dos recursos disponíveis em programas de elementos finitos é crítica para se obterem resultados consistentes e representativos dos fenômenos físicos que se tem interesse e também servir como referência para as futuras modelagens com maiores graus de detalhamento.

Este primeiro modelo procurou simplificar ao máximo possível os diversos componentes pertencentes ao projeto do compressor, algumas vezes subtraindo alguns de seus componentes, os quais não foram de extrema importância para o desenvolvimento desta metodologia. Talvez alguns dos componentes subtraídos neste modelo possam ser adicionados em futuros trabalhos, mediante a avaliação de sua influência nos resultados.

Dois campos do conhecimento da engenharia são envolvidos neste trabalho: estrutural e acústico. Além disto, estes dois campos são interligados, apresentando influência mútua e necessitando que haja coerência entre as duas partes do modelo que representam cada uma destas áreas.

Portanto, as características de cada um destes modelos serão apresentadas de forma separada nas próximas seções.

4.1 Modelo Estrutural

A modelagem estrutural foi executada a partir dos desenhos providos do CAD. Estes desenhos possuem um alto grau de detalhamento e representam a estrutura real de forma completa. Portanto, detalhes como furos menores que 3mm, cabos e contatos elétricos, tubos (exceto a serpentina de descarga) foram excluídos da modelagem. Além disto, a bomba foi simplificada por um elemento de massa concentrada com 6 graus de liberdade. Portanto, seus componentes não foram incluídos neste modelo.

Em seguida são apresentadas as modelagens de cada componente estrutural modelado.

4.1.1 Carcaça

A chapa estampada da carcaça foi modelada com a utilização de elementos comuns de casca linear (*Shell 63*) com 6 graus de liberdade por nó e formulação capaz de calcular tanto as deformações devido à flexão como do efeito membrana. Este trabalho não considerou as tensões residuais e diferenças de espessura ao longo da superfície devidas ao processo de estampagem. Como neste trabalho a carcaça é o único componente diretamente em contato com os elementos de fluido acústico, uma análise de convergência foi realizada para verificar se o grau de discretização a ser adotado está gerando resultados consistentes.

4.1.1.1 Análise De Convergência

De acordo com o manual do programa Ansys, para verificar se o nível de refinamento em que se está trabalhando é adequado para a realização de uma análise, é sugerido dobrar o número destes elementos nas regiões críticas e comparar os resultados. Caso estas duas malhas com diferentes graus de refinamento produzam resultados próximos, a malha menos refinada já é adequada para representar a geometria do problema. Caso contrário, pode-se realizar a mesma análise com a malha mais refinada e verificar a sua convergência.

Voltando à carcaça do compressor, para a sua modelagem inicialmente foi adotada uma malha com elementos de casca de tamanhos médios iguais a 10mm. Para verificar a convergência desta, o mesmo modelo foi refinado e os elementos de casca foram reduzidos para o tamanho médio de 5 e 2.8mm. A Figura 23, a Figura 24 e a Figura 25 mostram os modelos obtidos respectivamente com malhas de elementos com 5mm, 2.8mm e 10mm. Para esta análise de convergência, somente a estrutura foi modelada e, além disto, somente a

carcaça foi refinada por se tratar do componente estrutural que possui a maior relação com a produção de ruído neste trabalho.

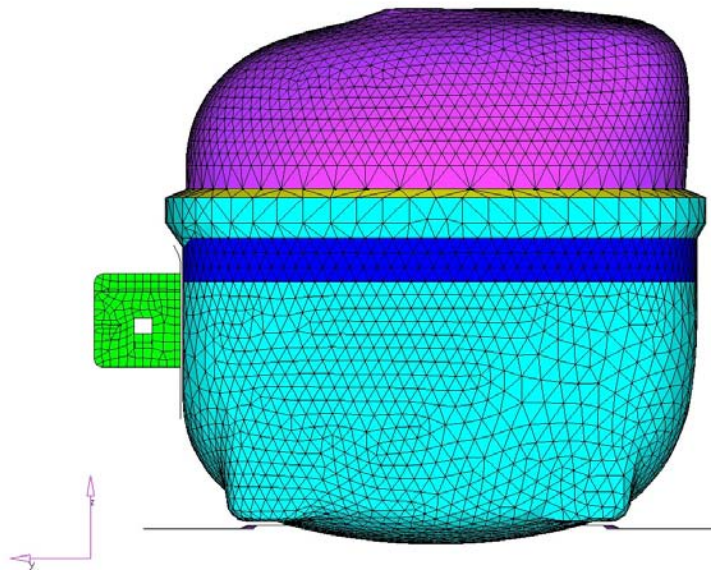


Figura 23: Modelo com malha de 5mm.

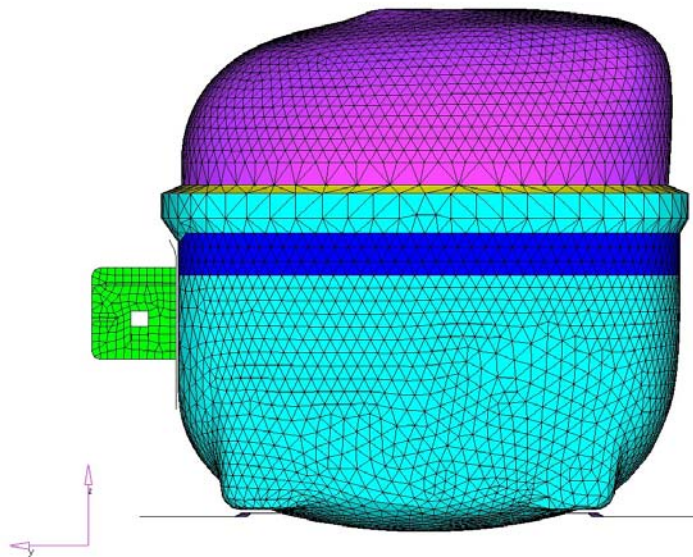


Figura 24: Modelo com malha de 2.8mm.

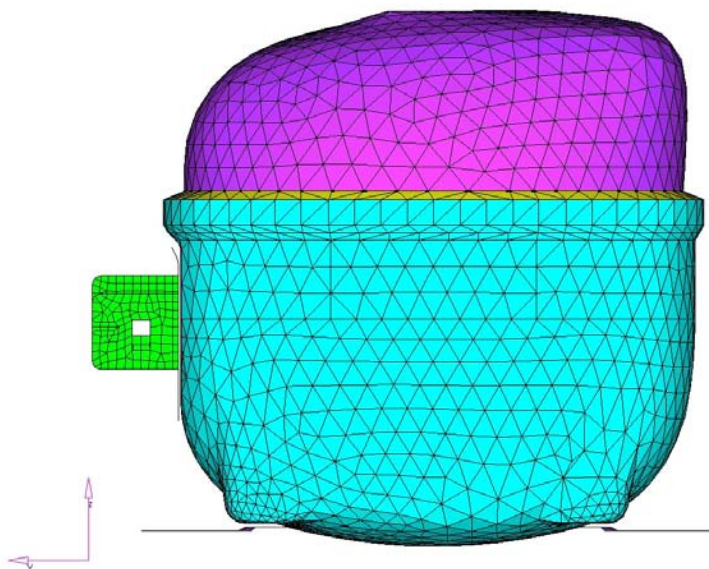


Figura 25: Modelo com malha de 10mm.

Análises modais foram executadas e as frequências naturais dos modos relacionados à banda de interesse (2500Hz) foram analisadas e comparadas entre as 3 versões. Conforme mostrado na Tabela 3, as diferenças entre elas foram no máximo de 2%, considerado um valor satisfatório para este trabalho.

Tabela 3 - Resultados modais obtidos em 3 graus de refinamento da carcaça:

Modo	Freq [Hz] VersãoA (10mm)	Freq [Hz] VersãoB (5mm)	Diferença $= \frac{VersãoB - VersãoA}{VersãoA} \times 100[\%]$	Freq [Hz] VersãoC (2.8mm)	Diferença $= \frac{VersãoC - VersãoB}{VersãoB} \times 100[\%]$
14	2248.8	2221.0	-1.24%	2202.2	-0.85%
15	2643.0	2645.0	0.08%	2600.8	-1.67%
16	2835.4	2838.5	0.11%	2779.2	-2.09%
17	2879.5	2877.6	-0.07%	2830.4	-1.64%

Apesar dos resultados satisfatórios para a carcaça menos refinada de 10mm, a carcaça de 5mm foi adotada devido à irregularidade e complexidade da geometria da carcaça e pelo fato de ter um papel fundamental nos demais resultados que foram obtidos neste trabalho.

4.1.2 Bomba

O sistema de bombeamento, composto pelo conjunto de motorização, mecanismo recíproco, muflas e válvulas, entre outros, foi simplificado por um elemento de massa concentrada, com 6 graus de liberdade. Os 3 primeiros são de translação representados por massas concentradas nas direções X, Y e Z e os 3 restantes são de rotação representados pelos momentos de inércia relativos aos eixos X, Y e Z. Os valores das massas foram obtidos através de uma balança digital e os valores dos momentos de inércia através do modelo da bomba em CAD. Tanto a posição da massa concentrada (Figura 26) como a escolha da origem para o cálculo dos momentos de inércia foram baseados na posição do centro de massa da bomba, também obtida através de CAD.

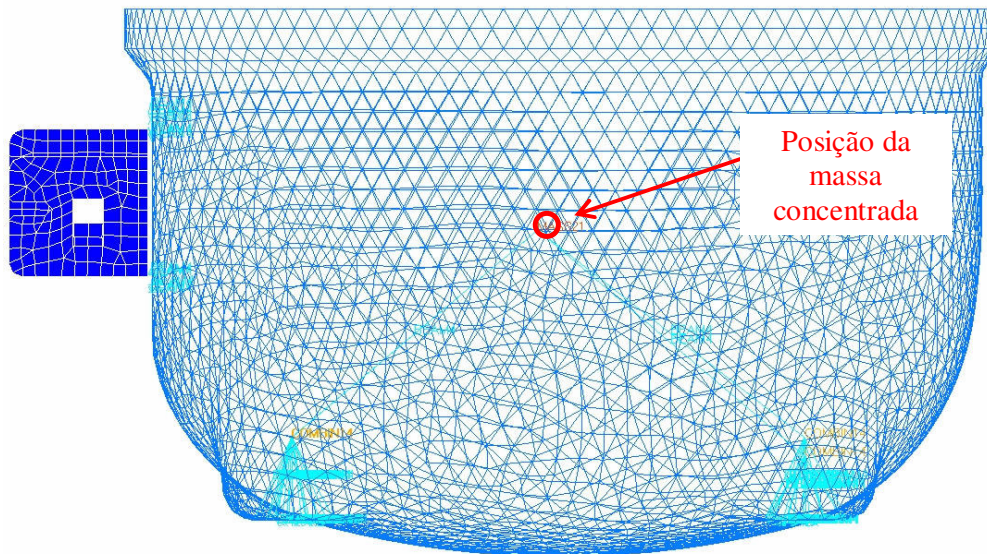


Figura 26 – Posicionamento da massa concentrada utilizada para a modelagem da bomba.

Tabela 4 – Parâmetros utilizados no elemento de massa concentrada:

	Valores	Unidade de medida
Massas X, Y e Z	6.8	[kg]
Ixx	18.83E3	[kg mm ²]
Iyy	16.53E3	[kg mm ²]
Izz	16.38E3	[kg mm ²]

4.1.3 Demais Componentes

Em seguida, é apresentado um resumo dos demais componentes utilizados no modelo. A Figura 27 e a Figura 28 mostram, respectivamente, as vistas externa e interna do modelo.

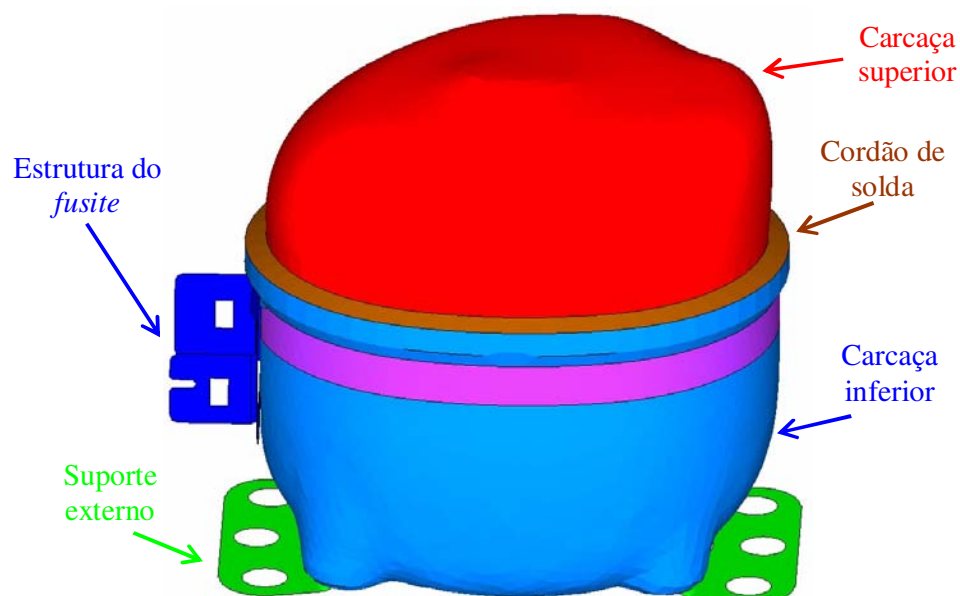


Figura 27 – Modelo do compressor: vista externa.

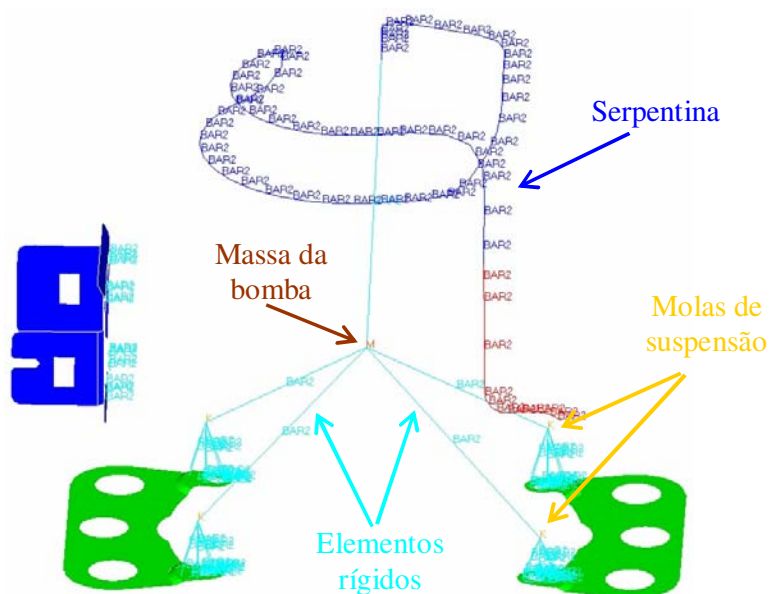


Figura 28 – Modelo do compressor: vista dos componentes internos.

4.1.3.1 Molas

O modelo das molas utilizou elementos específicos unidirecionais de molas. Como as 3 direções (X, Y e Z) foram consideradas importantes, cada mola do compressor foi modelada através de 3 elementos cujo posicionamento foi baseado no centro geométrico desta mola após sua compressão devido à força peso da bomba. O coeficiente de amortecimento, apesar de disponibilizado pelo elemento, não foi utilizado.

4.1.3.2 Serpentina

Para a serpentina, o elemento de tubo foi adotado. A geometria gerada pelo CAD serviu como base para esta modelagem (linha de centro) e a ligação entre o tubo e a bomba se deu através de um elemento rígido (Figura 28) que ligou a extremidade do tubo à massa concentrada.

4.1.3.3 Soldas E Ligações Rígidas

Existem duas maneiras pelas quais as soldas do modelo foram modeladas. Uma maneira utilizou elementos sólidos para modelar a solda que liga as duas metades da carcaça. A outra maneira utilizou elementos de pórtico com módulo de elasticidade aumentado seguindo as orientações de Craveur. De acordo com as informações contidas neste livro, as propriedades como dimensões e módulo de elasticidade utilizadas no elemento de pórtico modelado como elemento rígido devem ser adequadas para torná-lo como tal, tomando cuidado para não descondicionar a matriz de rigidez com valores desproporcionais. Estes elementos de pórtico modelaram as soldas entre a carcaça e suportes externos e a estrutura do *fusite*.

Estes mesmos elementos de solda rígidos (elementos de pórtico), também foram adotados para a ligação das molas à carcaça, das outras extremidades das molas à bomba e da bomba à serpentina.

Complementando, por motivo de simplificação, modelou-se a solda que liga a carcaça inferior à superior com elementos sólidos possuindo as mesmas propriedades materiais dos elementos da carcaça.

4.1.3.4 Suportes Externos E Estrutura Do *Fusite*

Tanto os suportes externos como a estrutura do *fusite* utilizaram os mesmos elementos de casca utilizados pela carcaça, cada qual com as propriedades materiais e espessuras originais do projeto.

4.2 Modelo Acústico

Uma vez definida a modelagem estrutural do compressor, o cálculo da sua irradiação sonora implica modelar o seu meio de propagação externo à carcaça: o ar. Além disto, quando se quer calcular a propagação em campo livre, elementos específicos com esta formulação precisam ser adotados.

Para a modelagem do ar externo do compressor, o modelo numérico utilizou o elemento de fluido acústico 3D Fluid30 disponível no Ansys. Este elemento é adequado para a modelagem tanto da interface fluido-estrutura, como do fluido pelo qual a onda sonora irá se propagar. Apesar deste elemento possuir também o amortecimento como parâmetro de entrada, este não foi utilizado nesta modelagem.

De acordo com o manual do Ansys, as principais características da formulação dos elementos Fluid30 são:

- O fluido é tratado como compressível e sua densidade é alterada de acordo com as variações de pressão;
- O fluido é invíscito e os efeitos dissipativos devido à viscosidade são ignorados;
- Não há fluxo de fluido;
- A densidade e a pressão hidrostática são uniformes ao longo do fluido.

Nota-se, portanto, um alinhamento entre estas características da formulação e as hipóteses para a formulação da equação linearizada da onda encontrada em livros texto de acústica geral (Kinsler et al. (1980)) onde a equação da onda é linearizada e é desprezado o amortecimento viscoso do fluido.

Na interação fluido-estrutura, o elemento acústico possui 4 graus de liberdade em cada um de seus nós. Três graus de liberdade relacionados às translações em X, Y e Z e um adicional relacionado à pressão acústica. Na modelagem, estes elementos formam uma

camada única diretamente em contato com a superfície da carcaça para transformar as respostas da desta em ondas sonoras.

Externamente a esta camada de elementos que fazem a ligação entre fluido e estrutura, são utilizados elementos de fluido acústico apenas com 1 grau de liberdade por nó, para o cálculo da pressão acústica. Esta última camada foi finalmente envolvida por uma camada de elementos infinitos acústicos para que as condições anecóicas fossem modeladas.

4.2.1 Verificação Analítica

Além das verificações já executadas pela desenvolvedora do programa de elementos finitos adotado, um modelo foi gerado para complementar esta verificação em condições mais próximas das que o modelo final será desenvolvido. Trata-se de uma simulação de uma fonte omnidirecional esférica com raio de 0.10m. Os nós desta esfera foram submetidos a deslocamentos harmônicos na direção radial (em fase). Portanto, foi modelada uma esfera pulsante com os parâmetros de deslocamento e de frequência fixos para a obtenção do campo acústico em um raio de 0.40m.

A comparação com o modelo analítico utilizou a formulação contida em Kinsler et al. (1980) para o cálculo do campo de pressão acústica radiada por uma fonte esférica. As restrições de frequência em relação ao raio da fonte foram respeitadas. De acordo com Kinsler, o tamanho da fonte deve ser pequeno em relação ao seu comprimento de onda. Neste problema, a fonte possui raio de 0.10m. A verificação foi feita considerando frequência de excitação de 3000Hz em meio aquoso com velocidade de propagação de 1500m/s, implicando comprimento de onda de 0.5m. Portanto, o comprimento de onda foi da ordem de 5 vezes maior do que o raio da fonte.

O modelo de elementos finitos utilizou elementos de fluido acústico 3D para a modelagem do fluido e elementos infinitos acústicos 3D para a modelagem da propagação em condições anecóicas. A Figura 29 mostra um corte do modelo da fonte omnidirecional. Os elementos encontrados na primeira camada interna deste modelo, possuem função de acoplamento fluido-estrutura e possuem 4 graus de liberdade em cada um de seus nós, conforme descrito no item 4.2.

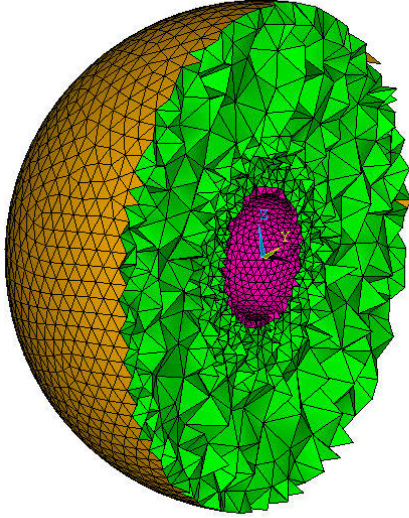


Figura 29 – Modelo de fonte simples omnidirecional (vista em corte).

Tanto o cálculo através da formulação analítica como através da formulação numérica fornecem resultados em números complexos. Para este trabalho de verificação, somente o valor absoluto (módulo) foi analisado. A fórmula utilizada para o cálculo analítico é mostrada na equação 4.1.

Formulação analítica do Kinsler:

$$P(r) = \frac{\rho C k a^2 U_0}{r(1 + (ka)^2)^{1/2}} \quad (4.1)$$

Onde:

ρ = Densidade do fluido [kg / m^3]

C = Velocidade da propagação da onda no fluido [m / s]

k = Número de onda [rad / m]

a = Raio da esfera [m]

U_o = Amplitude da velocidade de deslocamento da esfera [m / s]

r = Distância entre o centro da esfera e os pontos de cálculo no fluido [m]

Os resultados numéricos obtidos através de modelagem em elementos finitos estão mostrados na Figura 30. Observa-se através desta imagem, o comportamento radial do gradiente de pressão esperado em uma fonte esférica.

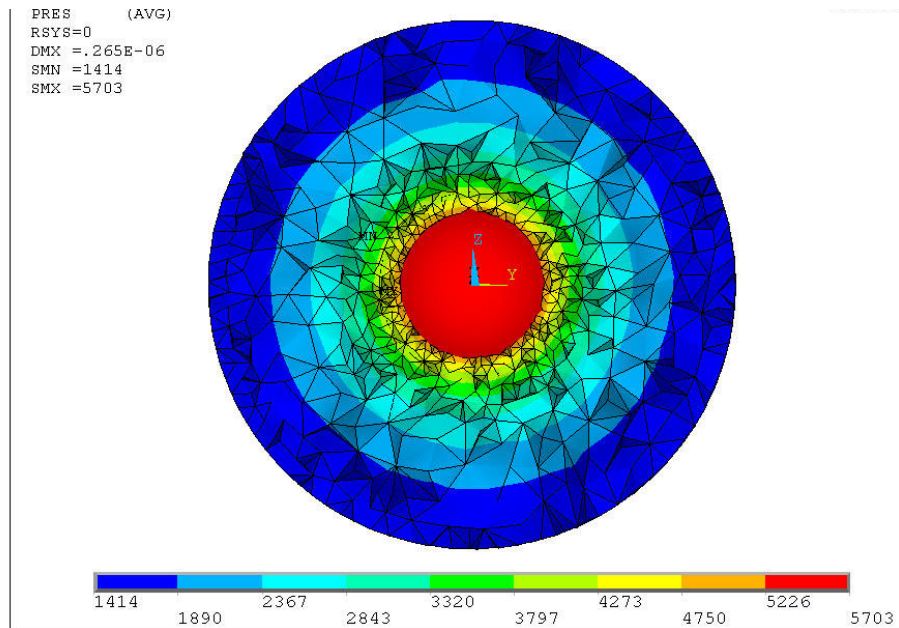


Figura 30 - Amplitude de pressão sonora distribuída no modelo de elementos finitos.

A comparação entre as curvas de pressão acústica obtidas numericamente e analiticamente versus o raio é mostrada na Figura 31. Estas curvas possuem uma pequena variação de pressão na região mais próxima à esfera até aproximadamente 0.10m da superfície desta. Esta variação foi considerada pequena e aceitável.

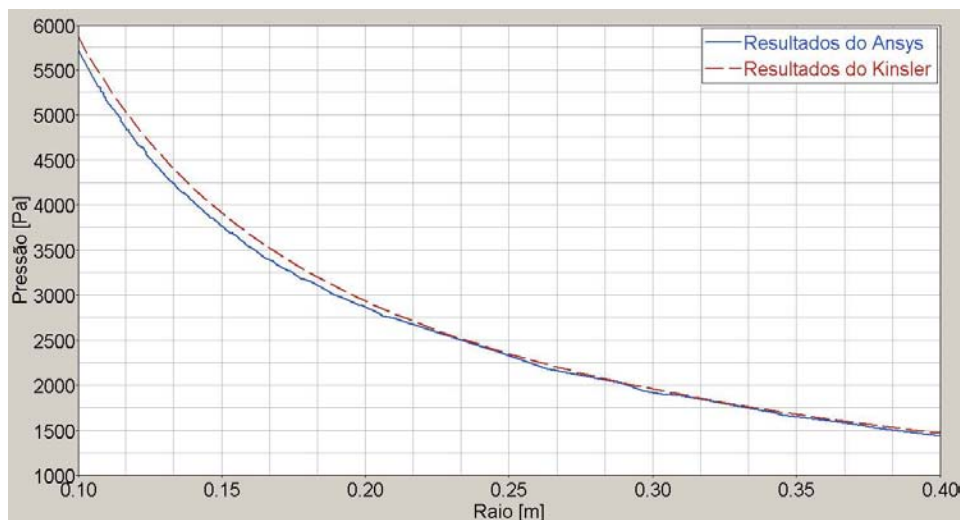


Figura 31 - Distribuição da amplitude da pressão sonora [Pa] a ($f = 400\text{Hz}$)

Portanto, os resultados obtidos na verificação do modelo numérico de fontes simples através da formulação analítica foram considerados próximos e continuaram-se os trabalhos para a modelagem acústica do compressor.

4.2.2 Determinação Do Raio Da Esfera Acústica

Os elementos infinitos acústicos foram modelados seguindo as recomendações contidas no manual de elementos do programa Ansys. Um contorno esférico foi modelado e a malha de elementos infinitos foi criada neste contorno, totalmente ligada à camada interna de elementos de fluido acústico. O raio desta esfera foi especificado levando em consideração o maior comprimento de onda a ser calculado neste trabalho. A recomendação é de que a distância mínima entre a condição de contorno de campo livre e a estrutura dentro dela seja de 0.2 vezes o comprimento de onda. Como a menor frequência da banda de interesse é 2240Hz e a velocidade de propagação da onda no ar é 343m/s, tem-se um comprimento de onda máximo na banda de 2500Hz de 0.153m o que significa que uma esfera a 0.031m de distância do modelo da carcaça estaria em conformidade com a recomendação. Porém, a distância entre a carcaça e a esfera de elementos infinitos acústicos foi consideravelmente maior devido à geometria da carcaça. A Figura 20 e a Figura 21 mostram respectivamente o modelo acústico do ar com elementos de fluido acústico e o modelo acústico de campo livre com elementos acústicos infinitos.

Devido à geometria da carcaça do compressor, diferentemente da geometria esférica utilizada na verificação analítica, análises adicionais foram executadas para a verificação de que o raio escolhido não altera os resultados das análises. Para esta análise, dois modelos foram utilizados: o primeiro com uma esfera de elementos infinitos acústicos de raio=300mm (denominado EI8RE300) e a segunda com raio=150mm (EI8RE150). Ambos os modelos foram discretizados com elementos de mesmo tamanho (8mm) na camada externa conforme mostrado na Figura 32e na Figura 33.

A banda de 2500Hz foi totalmente analisada em intervalos de 46.7Hz, totalizando 12 frequências de cálculo. O carregamento foi aplicado no ponto de contato entre a serpentina de descarga e a carcaça (ponto P5 da Figura 22), com valor unitário conforme descrito em 3.2.2 e ilustrado na Figura 22. As condições de contorno foram as mesmas das utilizadas em 3.2 e ilustradas na Figura 10.

Os resultados dos modelos EI8RE150 e EI8RE300 são apresentados no gráfico da Figura 34. Nestes gráficos, são traçados os valores obtidos de níveis de potência sonora calculados a partir da equação 4.4 no domínio da frequência. Observa-se que as duas curvas são muito próximas havendo a caracterização da convergência dos resultados. Portanto, o raio de 150mm foi considerado suficiente para modelar o volume de ar em condições anecóicas para esta banda de frequência.

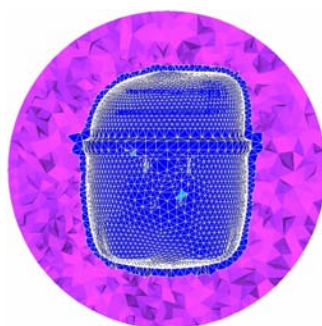


Figura 32 – Modelo EI8RE150.

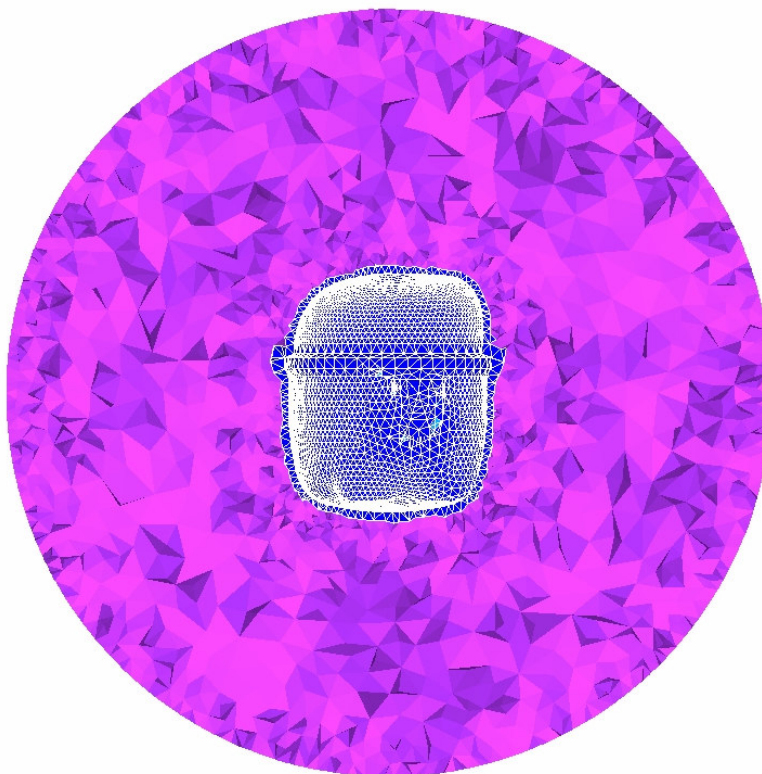


Figura 33 – Modelo EI8RE300.

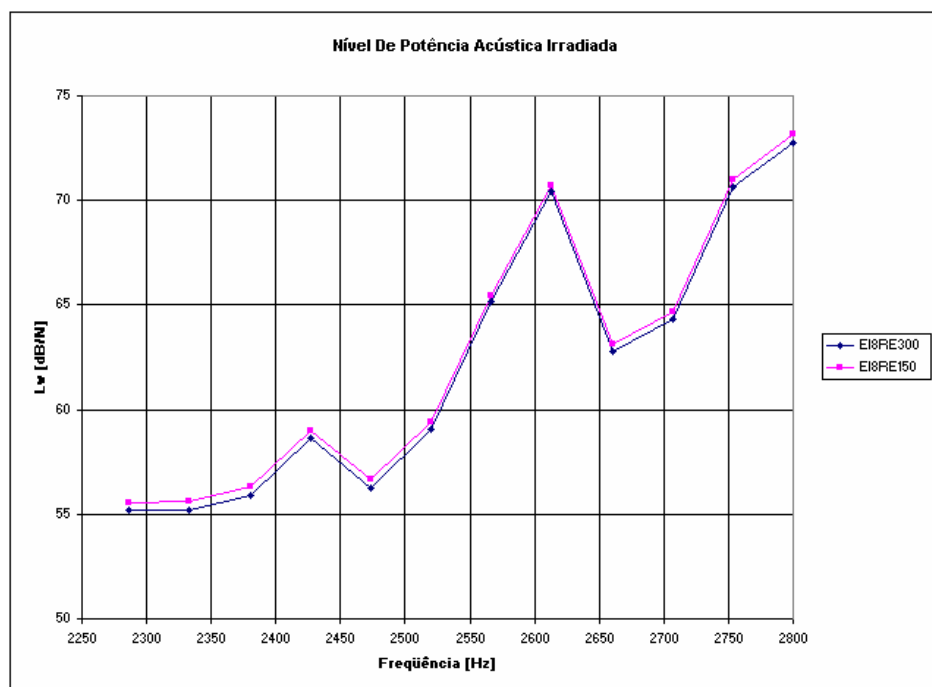


Figura 34 – Gráficos comparativos dos níveis de potência sonora calculados utilizando os modelos numéricos EI8RE300 e EI8RE150.

4.2.3 Definição Do Tamanho Dos Elementos

Por estar em contato com a superfície da carcaça do compressor, a malha seguiu o tamanho de elementos já estabelecido nesta superfície através de análise de convergência do modelo estrutural descrito em 4.1.1.1. Já a malha de elementos infinitos acústicos, encontrada na superfície externa da esfera, foi escolhida baseada em análise de convergência em modelos com diferentes graus de discretização. Complementando esta análise de convergência dos elementos, uma análise adicional com diferentes tamanhos de raio da esfera acústica foi realizada e comparada para cobrir todas as combinações.

Para esta análise de convergência, foram verificados os resultados de cálculo em 4 versões de modelo:

EI8RE150 (mesmo modelo utilizado em 4.2.2) – modelada com elementos infinitos com tamanho médio de 8mm e raio da esfera acústica de 150mm;

EI16R150 - modelada com elementos infinitos com tamanho médio de 16mm e raio da esfera acústica de 150mm;

EI8R300 (mesmo modelo utilizado em 4.2.2) - modelada com elementos infinitos com tamanho médio de 8mm e raio da esfera acústica de 300mm;

EI16R300 - modelada com elementos infinitos com tamanho médio de 16mm e raio da esfera acústica de 300mm;

Figura 35 e Figura 36 mostram duas das quatro diferentes versões de modelo (EI8RE150 e EI8RE300) com suas respectivas distribuições de pressão acústica (amplitudes). Através das pressões acústicas distribuídas na superfície externa da esfera, foram calculadas as potências acústicas totais conforme descrito em 4.2.4 e finalmente os níveis de potência sonora irradiados no domínio da frequência. Estes resultados de níveis de potência sonora são apresentados na Figura 37.

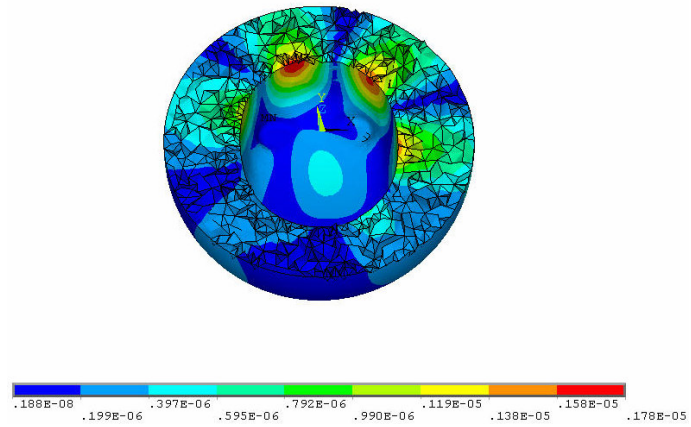


Figura 35 – Distribuição das pressões sonoras para o modelo EI8RE150.

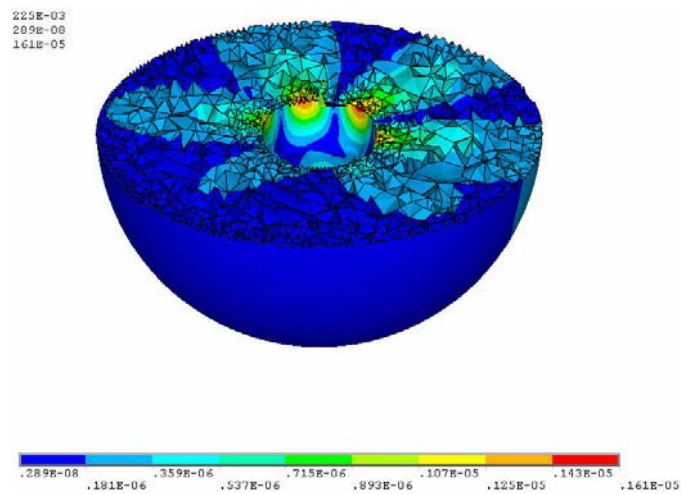


Figura 36 – Distribuição das pressões sonoras para o modelo EI8RE300.

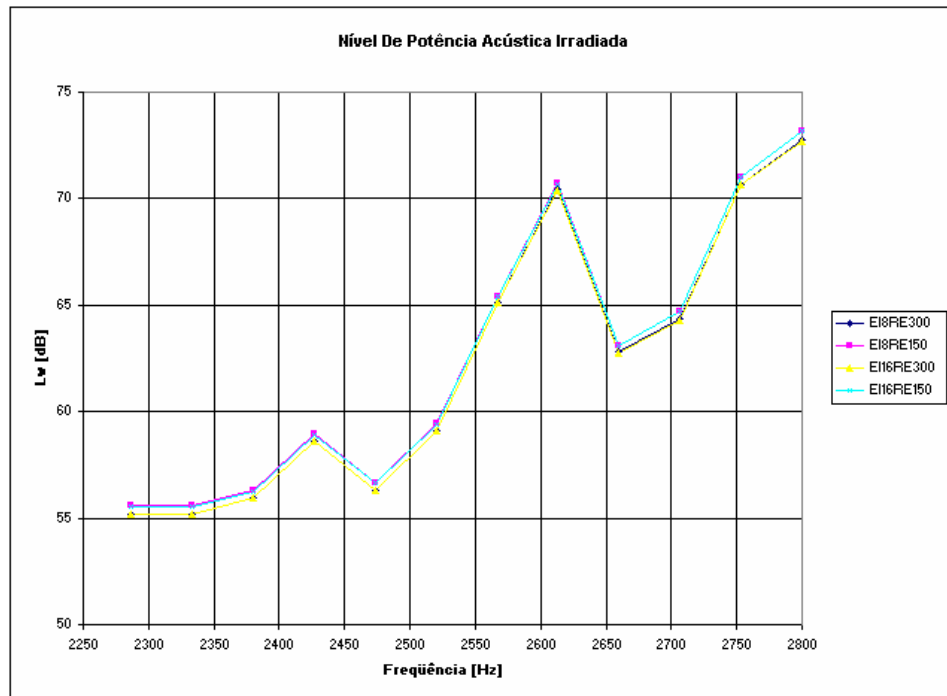


Figura 37 – Gráficos comparativos dos níveis de potência sonora calculados utilizando os modelos numéricos EI8RE300, EI8RE150, EI16RE300 e EI16RE150.

Através dos resultados apresentados na Figura 37 pode-se verificar a ocorrência da convergência dos resultados entre as diferentes versões de modelos.

4.2.4 Cálculo Da Potência Sonora

Como resultado da modelagem acústica, tem-se o campo de pressões acústicas complexas ao longo da malha de elementos de fluido acústicos. Através destes resultados complexos, pode-se obter o campo de amplitudes de pressão sonora. Através desta distribuição de pressão, pode-se ter uma idéia das principais áreas irradiadoras de som para a frequência na qual foi calculada. Porém, para avaliar a irradiação sonora total, pode-se utilizar o valor de sua potência sonora irradiada e também este valor em escala logarítmica relativo ao valor de referência de $20 \mu\text{Pa}$ denominado nível de potência sonora. Para estes cálculos, foi necessário o desenvolvimento de uma rotina auxiliar de pós-processamento pois esta função não encontra-se disponível no Ansys. A equação 4.4 foi utilizada para o cálculo dos níveis de potência sonora.

4.2.4.1 Rotina Em APDL (Ansys Parametric Design Language)

A elaboração da rotina para o cálculo da potência sonora utilizou a formulação de ondas esféricas contida em Kinsler et al. (1980). Portanto, todos os resultados complexos obtidos nos nós da superfície esférica de elementos infinitos foram utilizados para este cálculo. Os módulos dos resultados complexos foram calculados em cada nó. O valor médio dos 3 nós pertencentes a cada elemento foi calculada em seguida, conforme mostrado na Figura 38 e a intensidade acústica referente a cada elemento foi então calculada através da equação 4.2. Esta intensidade acústica obtida foi multiplicada pelo valor da área de seu respectivo elemento e as suas potências acústicas irradiadas foram calculadas através da equação 4.3 . A soma das potências acústicas obtidas ao longo dos elementos acústicos infinitos foi então executada para a obtenção da potência sonora total conforme a equação 4.4. A Figura 38 ilustra um elemento triangular da superfície acústica e a rotina em APDL é apresentada na listagem 1 do apêndice B.

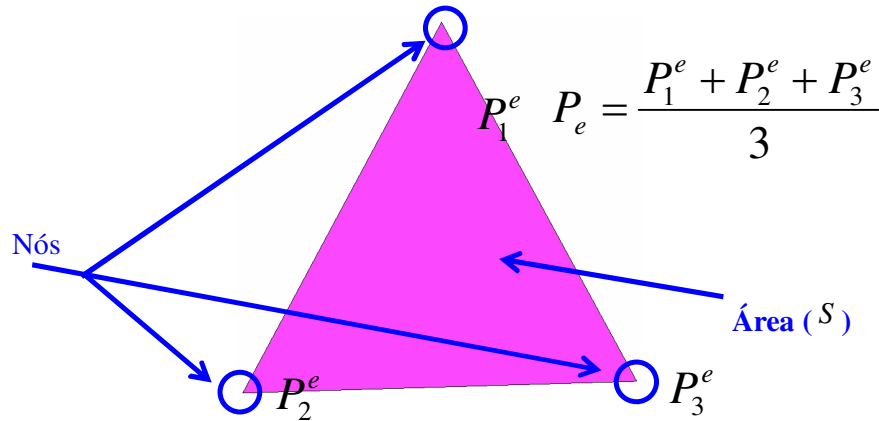


Figura 38 – Elemento e da malha de elementos infinitos acústicos.

$$I_e = \frac{P_e^2}{(2\rho c)} \left[\frac{\text{Watt}}{\text{m}^2} \right] \quad (4.2)$$

$$\Pi_e = S_e \times I_e = S_e \times \frac{P_e^2}{(2\rho c)} [\text{Watt}] \quad (4.3)$$

$$\Pi = \sum_1^{nelem} \Pi_e [\text{Watt}] \quad (4.4)$$

Onde:

n_{elem} = Número total de elementos infinitos acústicos no modelo

I = Intensidade acústica [$\frac{Watt}{m^2}$]

P = Pressão acústica absoluta [Pa]

ρ = Densidade do fluido (ar) [$\frac{kg}{m^3}$]

c = Velocidade do som no fluido [$\frac{m}{s}$]

Π_e = Potência sonora por elemento infinito acústico [$Watt$]

Π = Potência sonora total [$Watt$]

S = Área [m^2]

e = Elemento no qual o cálculo está sendo executado

4.2.5 Quantidade De Frequências Calculadas Na Banda

A solução do Ansys utilizada para o cálculo das equações de elementos finitos neste trabalho calcula individualmente cada frequência em análise harmônica. Para cobrir uma banda de frequência é necessário que se definam quantas frequências serão calculadas para obter uma curva que apresente os picos importantes para a análise dos resultados. Para isto, para a banda de interesse de 2500Hz, foram executadas análises de convergência alterando a densidade de frequências calculadas em um dos picos da curva de nível de potência sonora. O pico escolhido está indicado no gráfico da Figura 39. Inicialmente, foi traçada uma curva utilizando-se uma densidade de 48 frequências calculadas por banda, conforme mostrado na Figura 40. O valor máximo encontrado nesta curva foi de 61.07dB. Esta densidade foi então dobrada e 96 frequências foram obtidas para a banda de 2500Hz conforme apresentado na Figura 41. Neste caso, o valor máximo obtido foi de 61.09dB. A diferença, portanto, foi de 0.02dB e este valor foi considerado aceitável. As variações obtidas entre os picos nas

densidades de 96 e 48 frequências por banda, são bem menores do que a máxima variação que foi determinada neste trabalho de 0.10dB.

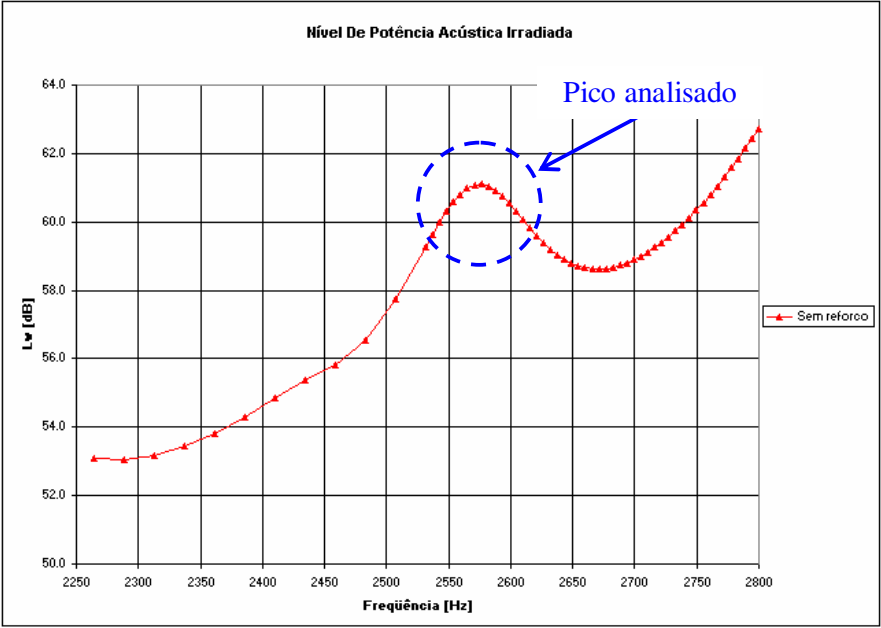


Figura 39 – Curva de nível de potência sonora.

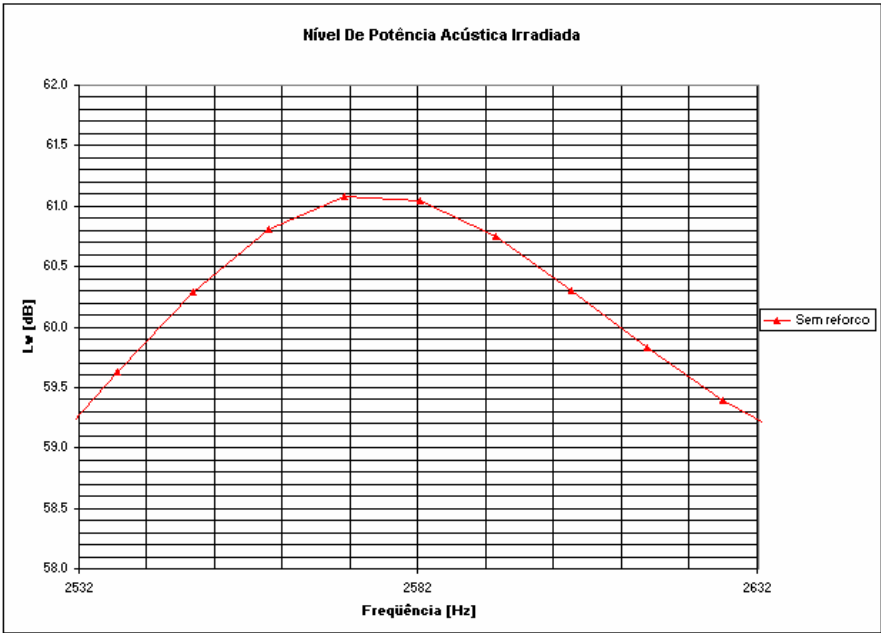


Figura 40 – Pico traçado com densidade de 48 frequências por banda.

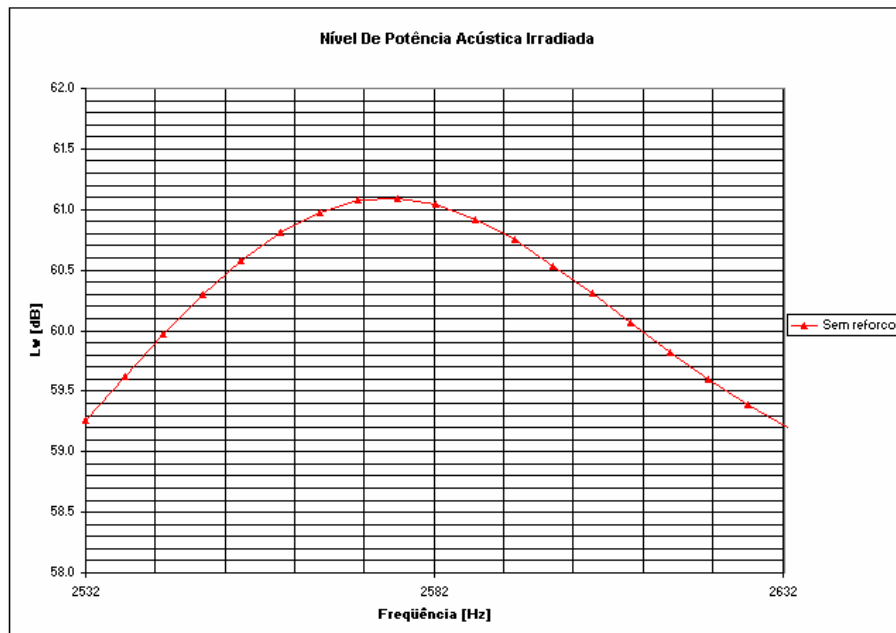


Figura 41 – Pico traçado com densidade de 96 frequências por banda.

4.3 Versões De Carcaça Para Verificação

Para a primeira verificação do funcionamento da metodologia de avaliação acústica de compressores foram criadas duas versões de carcaça. A primeira versão (modelo MA5) foi modelada com as características originais do projeto e foi utilizada como referência. A segunda versão (modelo MB5) foi modelada com um anel de reforço em sua lateral. Este reforço foi adotado pelo fato desta área possuir as maiores deformações de painéis nesta área para a banda de frequência de interesse (2500Hz) conforme pode ser observado na Figura 12.

Para a inclusão deste anel de reforço, uma parte da malha da carcaça inferior foi removida e substituída por uma malha com propriedades independentes. O reforço foi modelado dobrando-se a espessura de sua casca. A Figura 42 mostra o modelo do compressor com a inclusão do reforço. A escolha desta modificação na carcaça para a verificação numérica, além de considerar esta região com as maiores deformações em relação às demais do modelo nesta banda, também considerou a viabilidade de manufatura desta modificação para a realização de verificação experimental em protótipos. A mesma malha foi utilizada tanto para os modelos MA5 como MB5, porém, alterando-se as espessuras em cada uma delas.

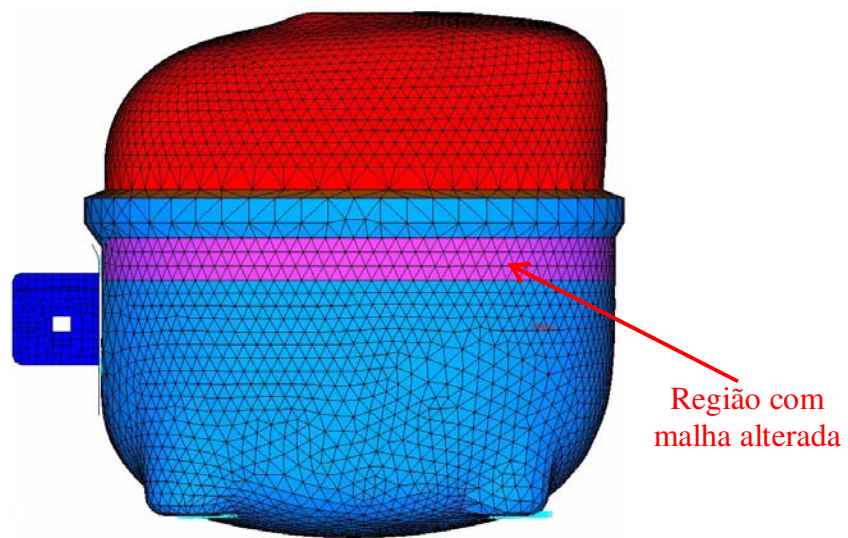


Figura 42 – Modelo do compressor com a adição de anel na carcaça com propriedades independentes.

Capítulo 5

5 Resultados Numéricos

Para a verificação do funcionamento da metodologia desenvolvida neste trabalho, apenas um ponto de excitação estrutural foi adotado. Este ponto foi escolhido na região de contato entre a serpentina e a carcaça (P5) conforme mostrado na Figura 22. Este ponto foi escolhido devido à restrição da parte experimental deste trabalho pois foi o mais favorável ao posicionamento do excitador eletromecânico, bem como dos demais equipamentos para a excitação do protótipo sem nenhuma alteração nos suportes e base de apoio do compressor.

A aplicação da força dinâmica foi normal à estrutura naquela região conforme apresentado na Figura 43.

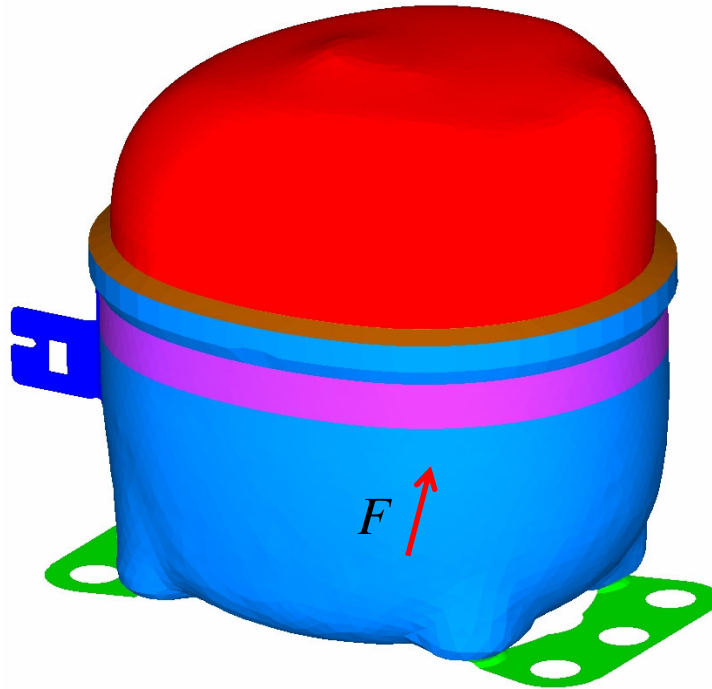


Figura 43 – Força dinâmica unitária com direção normal à superfície da região da serpentina de descarga.

5.1 Campo De Pressão Acústica

Conforme citado em 4.3, duas versões de carcaça foram criadas. Uma carcaça foi modelada com base nos parâmetros originais de projeto do equipamento (MA5) e a outra com um reforço na região lateral (MB5) (Figura 42).

Como resultados da análise harmônica, têm-se a distribuição de deslocamentos nodais na parte estrutural do modelo e as distribuições nodais de pressão acústica na parte acústica do modelo. A Figura 44 e a Figura 45 mostram o campo de pressão acústica (10^6 Pa ou MPa) calculados respectivamente com uma esfera acústica de 150mm e outra de 300mm e sob excitação unitária com frequência de 2800Hz. Através da observação destes campos resultantes, pode-se notar que as regiões com maiores produções de pressão sonora correspondem às regiões da carcaça que possuem maior mobilidade como resposta à excitação em questão.

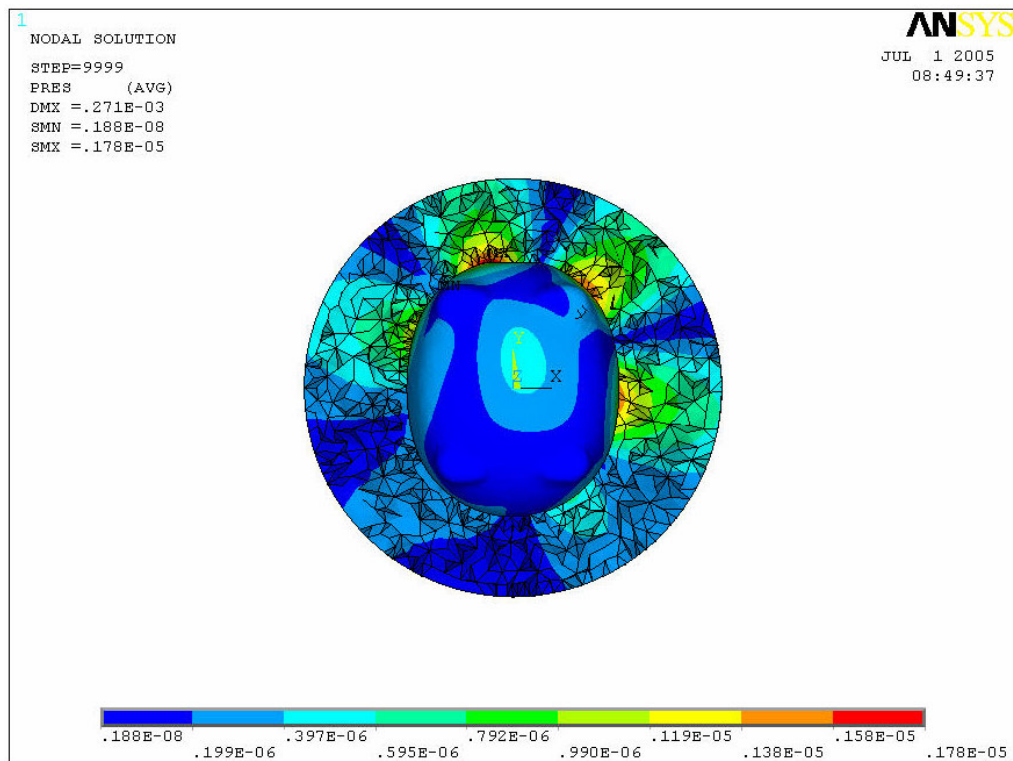


Figura 44 – Resultados obtidos do modelo EI8RE150 a 2800Hz.

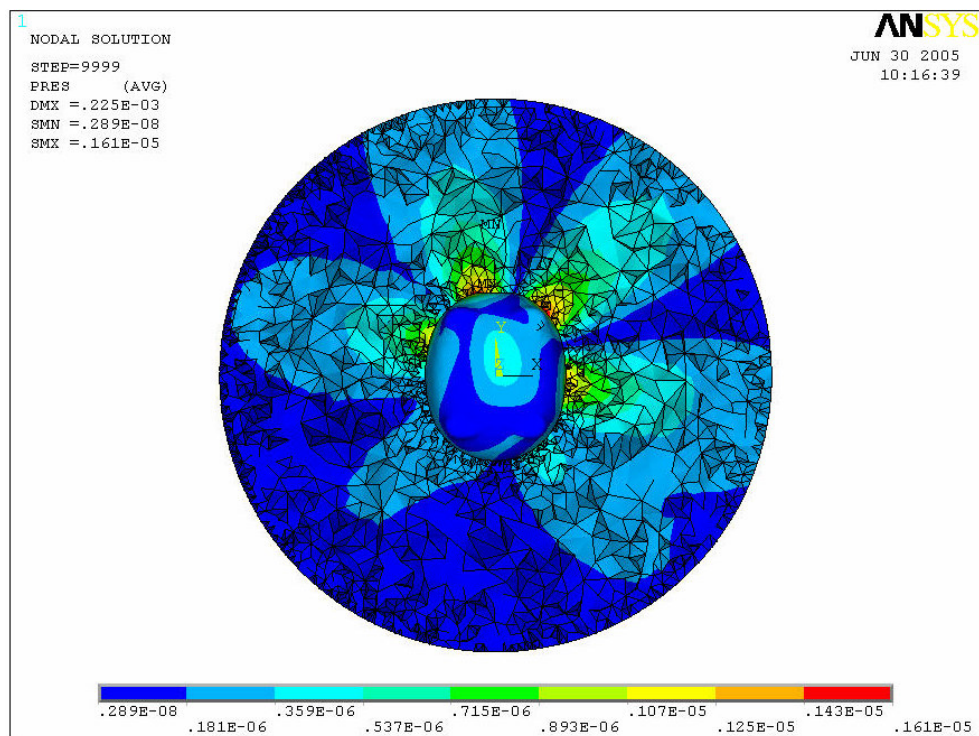


Figura 45 – Resultado obtido do modelo EI8RE300 a 2800Hz.

5.2 Nível De Potência Sonora

As potências acústicas efetivas foram calculadas de acordo com a equação 5.1 a partir de seu cálculo absoluto conforme mostrado previamente em 4.2.4.

$$\Pi_{ef} = \frac{\Pi}{2} \quad (5.1)$$

$$Lw = 10 \log \left(\frac{\Pi_{ef}}{\Pi_{ref}} \right) [dB] \quad (5.2)$$

Onde:

Π = Potência sonora absoluta [Watt]

Π_{ef} = Potência sonora efetiva [Watt]

Π_{ref} = Potência sonora de referência [10^{-12} Watt]

Os resultados da potência sonora efetiva de ambas as versões do modelo são apresentados no gráfico da Figura 46. A Figura 47 apresenta este mesmo gráfico com a aplicação do fator de correção dB(A) (Kinsler et al. (1980)) para esta banda de 2500Hz.

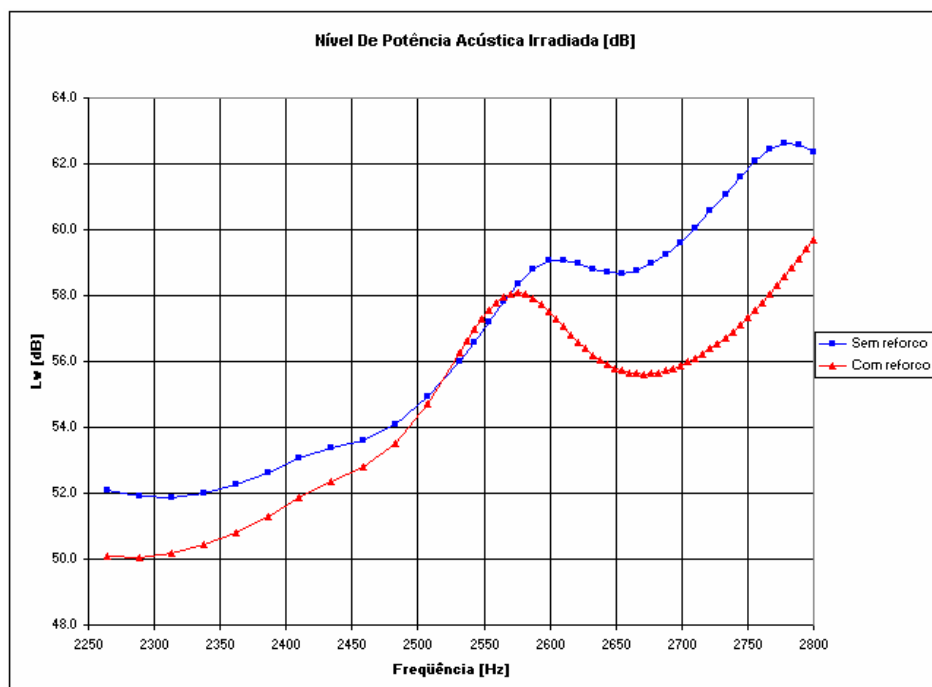


Figura 46 – Níveis de potência sonora [dB] obtidos através das versões MA5 e MB5.

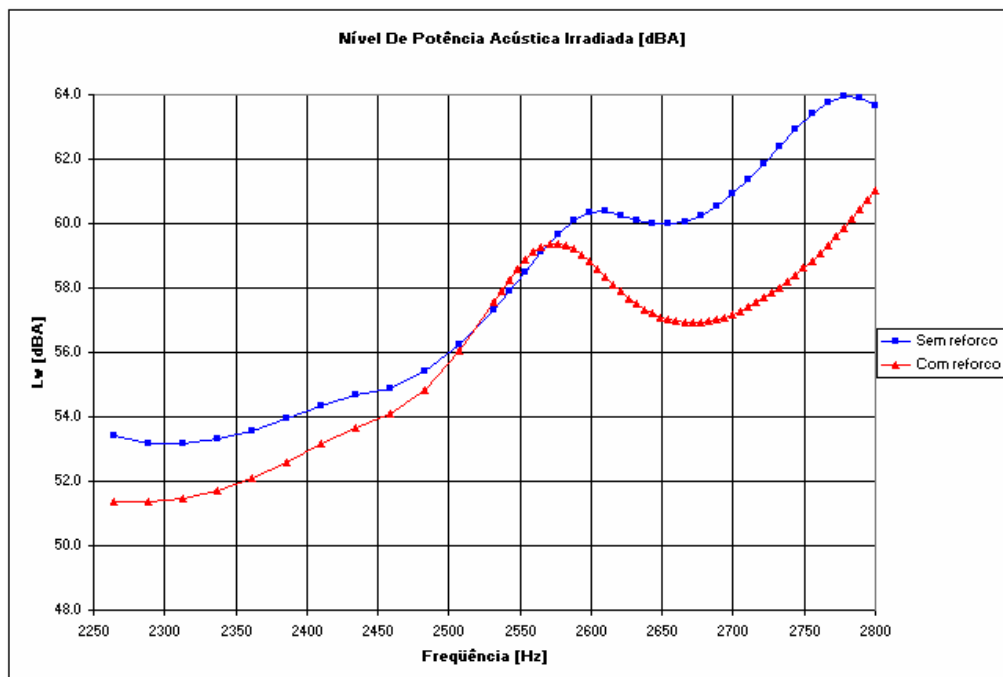


Figura 47 – Níveis de potência sonora [dB(A)] obtidos através das versões MA5 e MB5.

Finalmente, para a comparação da potência sonora total irradiada nesta banda, todas as potências calculadas foram somadas através da equação 5.3. Os parâmetros $\Pi_{ef}(1)$ pertencentes a esta equação provêm do cálculo de potência sonora efetiva previamente realizado ao longo de cada frequência calculada na banda.

$$Lw(2500Hz) = 10 \log \left(\frac{\Pi_{ef}(1)}{\Pi_{ref}} + \frac{\Pi_{ef}(2)}{\Pi_{ref}} + \dots + \frac{\Pi_{ef}(nfreq)}{\Pi_{ref}} \right) [dB] \quad (5.3)$$

Onde:

$nfreq$ = Número de frequências que serão utilizadas para o cálculo da potência em uma determinada banda

Π_{ef} = Potência sonora efetiva [Watt]

Π_{ref} = Potência sonora de referência [10^{-12} Watt]

Para a obtenção do valor corrigido pela curva “A” utilizou-se a equação 5.4. Como a banda escolhida para os cálculos neste trabalho foi a de 2500Hz, o valor do parâmetro $fator = +1.3$.

$$LwA(2500Hz) = 10 \log \left(\frac{\Pi_{ef}(1)}{\Pi_{ref}} + \frac{\Pi_{ef}(2)}{\Pi_{ref}} + \dots + \frac{\Pi_{ef}(nfreq)}{\Pi_{ref}} \right) + fator [dB(A)] \quad (5.4)$$

$$\text{Como } \frac{\Pi_{ef}(n)}{\Pi_{ref}} = \left(10^{Lw(n)} \right)_{10}^{\frac{1}{10}} \quad (5.5)$$

então:

$$Lw(2500Hz) = 10 \log \left(\left(10^{Lw(1)} \right)_{10}^{\frac{1}{10}} + \left(10^{Lw(2)} \right)_{10}^{\frac{1}{10}} + \dots + \left(10^{Lw(nfreq)} \right)_{10}^{\frac{1}{10}} \right) [dB] \quad (5.6)$$

Utilizando o valor corrigido:

$$LwA(2500Hz) = 10 \log \left(\left(10^{Lw(1)} \right)_{10}^{\frac{1}{10}} + \left(10^{Lw(2)} \right)_{10}^{\frac{1}{10}} + \dots + \left(10^{Lw(nfreq)} \right)_{10}^{\frac{1}{10}} \right) + fator [dB(A)] \quad (5.6)$$

Para este trabalho, o número de frequências adotado para o cálculo da potência total foi de $n_{freq} = 24$. Este valor foi escolhido devido à sua proximidade com a recomendação da ISO3741 (1999) Nesta norma, é recomendada a utilização de 26 frequências para esta banda de 2500Hz.

Os resultados dos cálculos de níveis totais de potência sonora obtidos nas duas versões de carcaça são apresentados na Tabela 5.

Tabela 5 – Potências resultantes das duas versões de modelos:

Versão	LwA mínimo na banda [dB(A)]	LwA máximo na banda [dB(A)]	LwA total na banda [dB(A)]	Diferença entre as versões (B-A) [dB(A)]
MA5 (Sem reforço)	53.2	63.9	73.1	-2.5
MB5 (Com reforço)	51.4	61.0	70.6	

Capítulo 6

6 Experimento

A validação de modelos numéricos pode ser feita através de modelos analíticos como foi realizado em 4.2.1 ou através da realização de experimentos. Para a primeira opção, onde o campo de pressão de uma fonte acústica esférica foi avaliado tanto por elementos finitos como por formulações analíticas, isto somente foi possível devido à relativa simplicidade do modelo e, obviamente, a disponibilidade de uma solução analítica. Porém, modelar analiticamente um equipamento complexo como o compressor é uma tarefa praticamente inviável. Portanto, a validação dos resultados numéricos de potência acústica foi realizada através de testes em laboratório sob condições controladas e monitoradas.

A potência sonora irradiada pelo compressor foi utilizada como parâmetro de comparação e, conseqüentemente, os experimentos foram realizados com a finalidade de estimar este valor.

6.1 Configurações Para Os Testes

Conforme descrito no Capítulo 4, duas diferentes versões de carcaça foram modeladas e avaliadas acusticamente através de modelos numéricos. Para cada versão, as curvas de potência sonora foram calculadas no domínio da frequência, analisadas quanto aos níveis de emissão e comparadas entre si para a verificação das suas diferenças. Feito isto, as potências sonoras totais irradiadas pelas duas versões também foram calculadas e comparadas.

6.1.1 Produção De Protótipos

Para a realização dos experimentos, dois protótipos de compressor foram produzidos, incorporando as mesmas características geométricas sob as quais estas duas versões foram modeladas numericamente e foram codificadas em PRA e PRB. Basicamente, as diferenças entre as versões PRA e PRB são localizadas nas suas carcaças. A versão PRA do protótipo do compressor foi utilizada como base de comparação e possui as mesmas características físicas do projeto original e que se encontra em linha de produção. Já na versão PRB, o compressor original sofreu uma alteração (aumento) na espessura de uma área da carcaça. Este aumento de espessura se deu através da soldagem de uma chapa confeccionada através de um corte em outra carcaça deste mesmo modelo de compressor e a espessura resultante praticamente dobrou nesta região.

Estes dois protótipos foram preparados de modo a aproximar-se ao máximo das condições sob as quais os modelos numéricos foram analisados. Para isto, o óleo lubrificante foi completamente removido, o fluido refrigerante foi trocado para ar sob pressão ambiente para igualar as condições de pressão interna e externa ao compressor.

6.1.2 Condições De Contorno E Carregamento

Os protótipos foram fixados rigidamente (engastados) através de parafusos em uma base rígida de aço conforme mostrado na Figura 48. Este tipo de suporte foi utilizado para se aproximar às condições da modelagem. Como os modos encontrados na banda de frequência de interesse encontram-se na carcaça, optou-se por este tipo de fixação devido à sua simplicidade em relação à utilização de buchas. Sugere-se, porém, que tanto os modelos como os experimentos futuros utilizem as mesmas condições de contorno utilizadas em suas aplicações para uma maior aproximação com as condições em que o compressor é utilizado.

O carregamento utilizado para a comparação foi aplicado na região da serpentina de descarga conforme indicado na Figura 48. Um excitador eletromecânico (*shaker*) foi empregado para a aplicação de forças dinâmicas (ruído rosa) neste ponto para verificar a resposta acústica do compressor a esta excitação. Entre o excitador e a carcaça, um sensor de força foi utilizado para se obter a relação entre os resultados acústicos e a amplitude da força dinâmica aplicada.

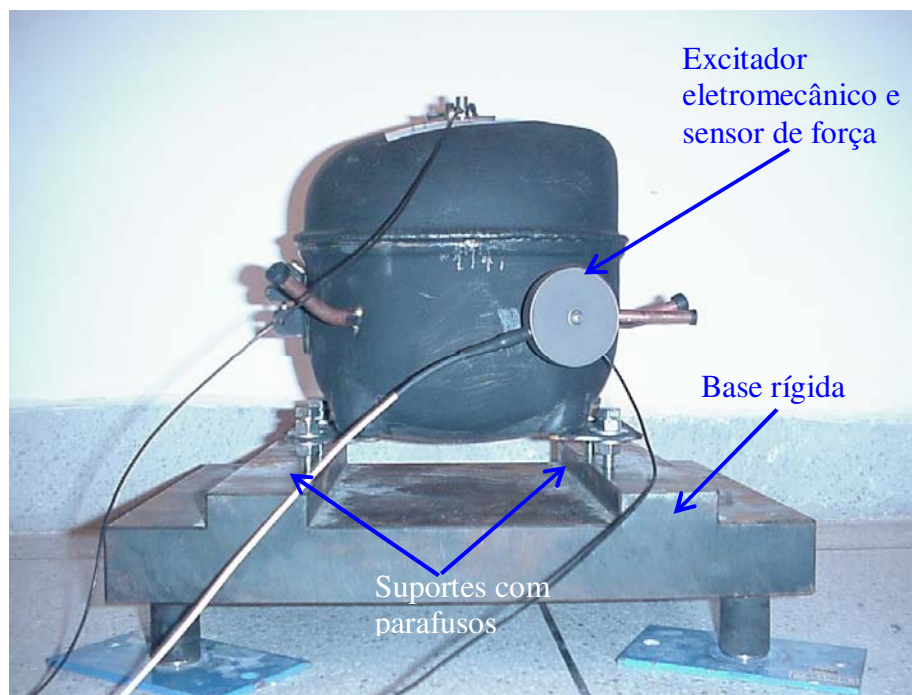


Figura 48 – Protótipo da versão PRA posicionado na câmara reverberante para a realização de testes.

As medições das potências acústicas irradiadas por estes protótipos foram executadas em uma câmara reverberante especialmente construída para a avaliação acústica de refrigeradores, seguindo a norma técnica ISO 3741 (1999). Os sinais dos microfones foram adquiridos com a utilização dos equipamentos e programas listados na Tabela 6.

Tabela 6 – Equipamentos utilizados para a realização do experimento:

Equipamento	Marca / Modelo	Quantidade
Microfones	G.R.A.S. / Modelo 40HF (D = 1 pol.)	6
Power supply de 10 canais	G.R.A.S. / Modelo 12HM	1
Sistema de aquisição	National Instruments / Modelo 4472	1
Programa	Lab View / Sound & Vibration	1
Calibrador de microfone	Brüel&Kjaer / 4231 (94dB SPL, 1kHz)	1
Excitador eletromecânico	Marca PCB / Modelo 712A02	1
Sensor de força	Marca PCB / Modelo 208C03	1
Sistema gerador de sinais	Brüel&Kjaer (PULSE) / Módulo tipo 3107	1

Seis microfones foram utilizados para o monitoramento das pressões acústicas, cujos posicionamentos seguiram as recomendações da norma ISO 3741 (1999). Através das medições das pressões acústicas obtidas através destes 6 microfones, a potência sonora irradiada pelo compressor sob a ação do excitador eletromecânico foi calculada em bandas de 1/3 de oitava, ao longo da faixa de 100Hz a 10000Hz. O motivo desta obtenção das potências sonoras foi primeiramente para verificar as diferenças de irradiação sonora na banda de 2500Hz entre as duas versões de carcaça sob teste: versão PRA (sem reforço lateral) e versão PRB (com reforço lateral). Estas diferenças de irradiação foram esperadas devido à análise dos resultados previamente obtidos através de modelos de elementos finitos descritos no Capítulo 5.

Uma vez observada a ocorrência de diferenças nas potências sonoras irradiadas nas versões testadas, as ordens de grandeza dos valores medidos serão analisadas e comparadas com as dos modelos numéricos e, finalmente, os valores destas diferenças. Para este trabalho será dada uma importância maior às tendências das curvas nos resultados numéricos em comparação aos experimentais do que os seus valores absolutos. Isto se deve ao fato de tanto esta metodologia como os modelos numéricos e as formas pelas quais os testes foram concebidos estarem em desenvolvimento. Desta forma, alguns parâmetros como amortecimento estrutural, tensões residuais nas chapas estampadas, variações nas espessuras das chapas após as suas conformações, entre outros, foram ou desconsiderados ou estimados através de outros trabalhos publicados. Isto foi feito para viabilizar este trabalho no intervalo de tempo disponível.

É importante observar que todos os resultados de pressão acústica obtidos através dos microfones foram divididos pela amplitude da força dinâmica aplicada através do excitador eletromagnético. Isto foi feito para que os resultados dos dois protótipos pudessem ser comparados entre si e, além disto, para permitir as suas comparações com os resultados das análises numéricas através do método de aplicação de forças unitárias adotado. Portanto, os campos de pressão acústica obtidos são normalizados pelas suas respectivas forças de excitação. Outro dado importante é que a potência sonora efetiva foi calculada tanto na análise numérica como experimental e sua unidade é expressa em $[Watts/N^2]$ (já normalizada pela força dinâmica aplicada).

Capítulo 7

7 Resultados Experimentais

Os diversos parâmetros de configuração dos equipamentos e programas para a realização de medições acústicas no laboratório de acústica da Tecumseh não necessitaram de grandes alterações e possibilitaram as medições das potências sonoras nas bandas de interesse sem grandes dificuldades. Os resultados destas potências sonoras obtidos nos testes dos protótipos são apresentados em bandas de frequência de 1/3 de oitava ao longo das frequências mínima e máxima de 125 e 10000Hz. Apesar dos resultados experimentais abrangerem todas estas bandas de frequência, a única banda utilizada para a comparação com os resultados deste trabalho foi a de 2500Hz. As demais foram apresentadas apenas para que o leitor possa observar as respostas normalizadas desta carcaça em outras bandas.

Conforme comentado no capítulo 6, uma vez obtidas as pressões acústicas nos microfones, estas foram normalizadas pelas suas respectivas amplitudes das forças dinâmicas aplicadas. Portanto, para o cálculo do nível de potência acústica resultante da pressão normalizada foram utilizadas as equações 7.1 a 7.8. Estas equações foram obtidas da norma ISO3741 (1999) e sofreram algumas alterações devido à normalização.

Tem-se nesta ISO que:

$$\overline{L_p} = 10 \log \left[\frac{1}{N_M} \sum_{i=1}^{N_M} 10^{0,1 L_{pi}} \right] - K_1 [dB] \quad (7.1)$$

$$e, L_W = \overline{L_P} + K_2 [dB] \quad (7.2)$$

Onde:

L_W = Nível de potência sonora irradiada pelo equipamento em teste

$\overline{L_P}$ = Nível de potência sonora médio

L_{Pi} = Nível de pressão acústica medido através do i-ésimo microfone

N_M = Número de microfones utilizados

K_1 = Ruído de fundo

K_2 = Área de absorção equivalente da câmara (vide ISO3741)

$$\text{Assim, } L_W = 10 \log \left[\frac{1}{N_M} \sum_{i=1}^{N_M} 10^{0.1 L_{Pi}} \right] - K_1 + K_2 [dB] \quad (7.3)$$

Desenvolvendo L_W , tem-se:

$$L_{Pi} = 10 \log \left(\frac{P_{ef,i}}{P_{ref}} \right)^2 \quad (7.4)$$

Daí vem:

$$L_W = 10 \log \left[\frac{1}{N_M} \sum_{i=1}^{N_M} \left(\frac{P_{ef,i}}{P_{ref}} \right)^2 \right] - K_1 + K_2 [dB] \quad (7.5)$$

Onde:

$P_{ef,i}$ = Pressão acústica efetiva medida no i-ésimo microfone [Pa]

Normalizando os resultados de pressão acústica pela amplitude da força medida em cada banda de frequência, tem-se que:

$$P_{normal,i} = \frac{P_{ef,i}}{F} \left[\frac{Pa}{N} \right] \quad (7.6)$$

$$L_{W(normal)} = 10 \log \left[\frac{1}{N_M} \sum_{i=1}^{N_M} \left(\frac{P_{normal,i}}{P_{ref}} \right)^2 \right] - K_1 + K_2 [dB] \quad (7.7)$$

$$L_{W(normal)} = 10 \log \left[\frac{1}{N_M} \sum_{i=1}^{N_M} \left(\frac{P_{ef,i}}{FP_{ref}} \right)^2 \right] - K_1 + K_2 [dB] \quad (7.8)$$

Onde:

$L_{W(normal)}$ = Nível de potência sonora obtida com a utilização das pressões acústicas normalizadas pelas forças aplicadas [dB]

P_{normal} = Pressão acústica normalizado pela força de excitação $\left[\frac{Pa}{N} \right]$

F = Amplitude da força de excitação medida [N]

Através da equação 7.8, as gráficos contidos na Figura 49 e na Figura 50 foram gerados respectivamente apresentando os níveis de potência sonora em dB e os corrigidos pela curva “A” (dB(A)).

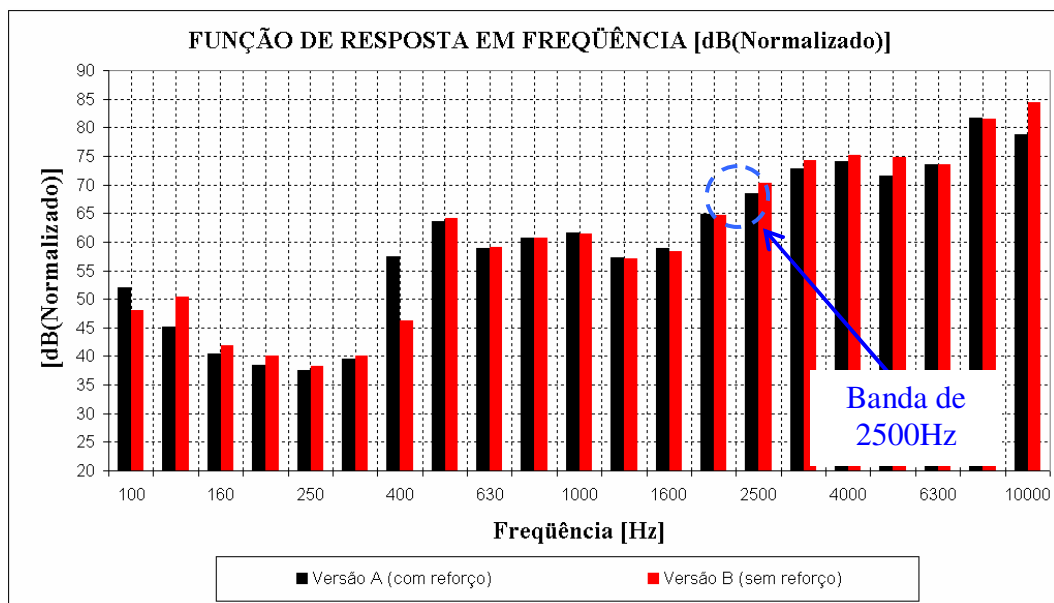


Figura 49 – Resultados experimentais [dB].

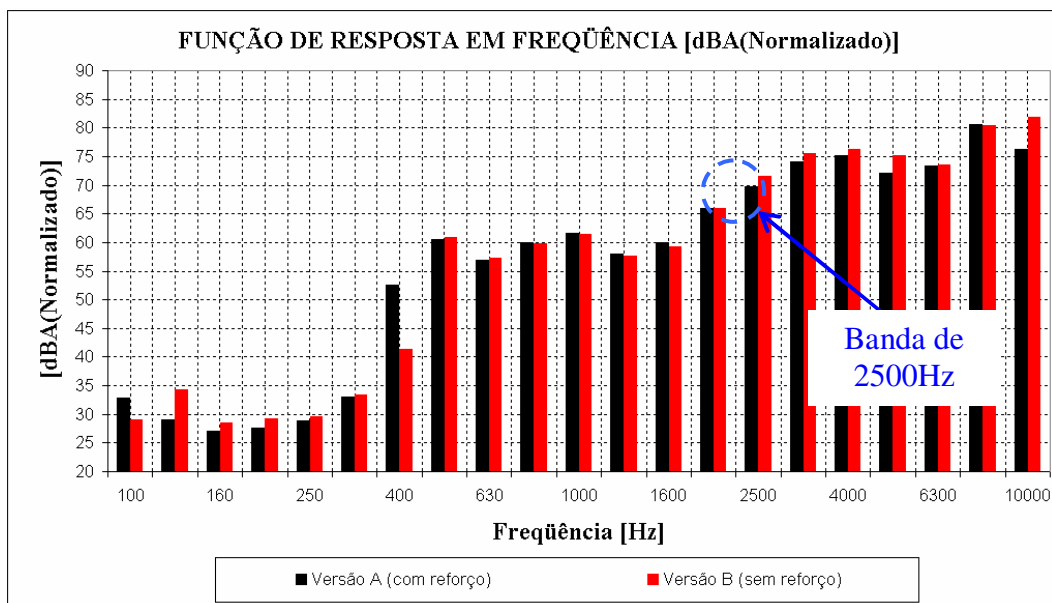


Figura 50 - Resultados experimentais [dB(A)].

Capítulo 8

8 Análise Dos Resultados

O texto abaixo descreve de uma maneira geral os principais desenvolvimentos que este trabalho proporcionou às áreas em que foi concebido. São eles:

8.1 Pesquisa Bibliográfica Focada Em Problemas Acústicos De Compressores

Como resultados, podem ser citados:

- A produção de um breve histórico das publicações relacionadas à modelagem numérica de compressores enfatizando as abordagens em problemas vibro-acústicos;
- A menção de referências importantes ao longo do texto para o melhor entendimento das principais características das fontes de ruído, suas frequências críticas e a forma de reduzir as suas produções de ruído;
- Referências a trabalhos nos quais os caminhos de propagação são classificados e qualificados quanto às suas faixas críticas de frequência;
- Também foram citados trabalhos com estudos de materiais e de projetos de estruturas para a redução da produção de ruído.

8.2 Desenvolvimento De Modelo Numérico

8.2.1 Estrutural

Lançada uma proposta de modelagem contendo as principais características para que o modelo possa representar a realidade e com sugestões para trabalhos futuros para direcionar o seu aprimoramento.

8.2.2 Acústico

Este trabalho propôs uma forma alternativa de executar a modelagem acústica de um compressor recíproco somente através da utilização de elementos finitos, que pode ser adotada integralmente para outros modelos de compressor. Além disto, o leitor tem acesso tanto aos elementos acústicos que foram utilizados como às técnicas de verificação que foram empregadas para a sua validação. Como vantagem desta forma de modelagem, pode-se citar que o método é baseado em somente um programa de elementos finitos, evitando a necessidade de utilização de programas de elementos de contorno. Outra vantagem é que a modelagem e a análise vibro-acústica são feitas através de apenas um modelo, evitando a necessidade da modelagem estrutural e acústica independentes.

8.3 Método De Análise Acústica

Além do modelo alternativo para a avaliação acústica, este trabalho propôs um método de análise de sensibilidade à modificação de suas características de projeto através de forças unitárias. As vantagens são: a possibilidade de poder executar as análises mesmo sem o conhecimento das forças reais envolvidas no funcionamento do compressor e a sua aplicação em quaisquer modelos de compressor.

8.4 Rotina De Pós-Processamento

O programa de elementos finitos adotado possui apenas como saída as pressões sonoras. Porém, para a avaliação acústica de compressores, é usual o cálculo das suas potências acústicas totais. Desta maneira, uma rotina adicional de pós-processamento foi desenvolvida para contornar a inexistência deste recurso no programa. Esta rotina calcula o campo de potência acústica na

superfície de elementos infinitos e o integra para o cálculo da potência acústica total nesta superfície. Esta rotina foi validada através da sua comparação com equações analíticas.

8.5 Técnica Adotada Para A Avaliação Experimental

O trabalho propôs também uma forma de validar os resultados numéricos através de experimentos. Como nos ensaios experimentais não houve controle das forças aplicadas, somente os seus monitoramentos através de sensor de força, os resultados das pressões acústicas foram normalizados pela amplitude da força dinâmica aplicada, o que possibilita a comparação entre as potências calculadas com a utilização das equações contidas na norma ISO3741 (1999) com os resultados numéricos. Esta normalização assumiu que existe uma relação linear entre força e pressão acústica.

8.6 Resultados Obtidos De Níveis De Potência Acústica

Analisando os resultados apresentados na Figura 47, são encontrados dois picos: um menor na frequência de 2560Hz e outro maior a 2775Hz. Provavelmente, estes picos são associados às frequências naturais contidas entre os modos 31 ($f = 2498\text{Hz}$) a 33 ($f = 2733\text{Hz}$) da carcaça, listadas na Tabela 2.

As duas curvas mostradas na Figura 47 possuem tanto diferenças em níveis máximos e mínimos de níveis de potência sonora irradiada, como nos valores das frequências onde há ocorrência de picos. Isto mostra que houve alteração das frequências naturais na versão MB5 em relação à MA5.

O principal indício de que as metodologias desenvolvidas e adotadas neste trabalho foram adequadas para uma avaliação vibro-acústica confiável do equipamento foram as correlações entre os seus resultados com aqueles obtidos nos experimentos. Portanto, poderá ser empregada como mais uma ferramenta de projeto, dando direções aos engenheiros e projetistas na concepção de novas propostas.

A Tabela 7 apresenta os principais resultados obtidos neste trabalho: os níveis de potência sonora. Através destes valores, pode-se observar que as ordens de grandeza entre os modelos e os experimentos são aceitáveis para este primeiro modelo. Além disto, tanto os modelos como os protótipos, obedeceram as mesmas tendências de queda de níveis de potência sonora entre as

versões A e B. Outro ponto a ser observado é que as ordens de grandeza para estas quedas de valores foram também aproximadas.

Tabela 7 – Resumo dos resultados obtidos de potência sonora através dos modelos e protótipos:

Ferramenta	Versão	LwA total na banda [dB(A)]	Diferença entre as versões (B-A) [dB(A)]
Numérica	MA5 (Sem reforço)	73.1	-2.5
	MB5 (Com reforço)	70.6	
Experimental	PRA (Sem reforço)	71.6	-1.8
	PRB (Com reforço)	69.8	

Capítulo 9

9 Conclusões

Através deste trabalho, pôde-se observar o nível de detalhe e o grau de complexidade que existe por trás de um desenvolvimento de modelo de elementos finitos para cálculo de grandezas vibro-acústicas. Além disto, ao se considerar que diversos parâmetros foram aproximados, desconsiderados ou simplificados, este grau de complexidade será ainda maior. Portanto, a investigação sistemática e contínua nesta área é essencial para que se atinjam níveis de conhecimento e entendimento dos principais problemas acústicos que envolvem os compressores de refrigeração e, mais ainda, para que se proponham soluções a estes problemas baseadas em metodologia científica.

Toda a pesquisa e desenvolvimento desta metodologia foram acompanhados de verificações intermediárias através de técnicas já consolidadas e confiáveis. Como exemplos, podem-se citar as análises de convergência para os tamanhos dos elementos, pois, como todo método numérico, existe a necessidade de verificar o refinamento da malha adotada; outro exemplo de verificação foi a análise de convergência dos resultados obtidos na superfície de elementos infinitos. Devido à natureza do problema abordado, a escolha das características do domínio é fundamental para que os resultados do cálculo possam representar a realidade. Estas verificações intermediárias foram essenciais para que o modelo final alcançasse um grau de correlação satisfatório e coerente com os resultados experimentais.

A utilização desta metodologia como ferramenta no desenvolvimento do produto possibilita a avaliação acústica de uma maior quantidade de versões de equipamento e aumenta os recursos disponíveis para a otimização do projeto do compressor no sentido de minimizar a sua produção de ruído.

As respostas acústicas obtidas através dos métodos numéricos e experimentais na versão modificada foram suficientemente menores para se demonstrar que há uma tendência de queda dos seus valores em relação à versão utilizada como base de comparação.

Este método possibilitou a realização de avaliações vibro-acústicas no compressor sem a necessidade de se utilizar o método de elementos de contorno (largamente empregado neste tipo de cálculo), abrindo espaço para um melhor aproveitamento dos recursos de programas de cálculo disponíveis na empresa na qual este trabalho foi realizado (Tecumseh Company).

O amortecimento estrutural adotado foi essencial para evitar que a potência acústica irradiada tendesse a valores infinitos nas ressonâncias da estrutura. Caso isto ocorresse, as comparações entre duas versões de modelo em frequências próximas às de ressonância seriam impossibilitadas. Maiores investigações, porém, são recomendadas para que se obtenha os valores de amortecimento estrutural o mais próximo possível dos valores da estrutura real. Desta forma, as diferenças entre os resultados numéricos e experimentais poderão ser reduzidas.

As análises de convergência executadas possibilitaram a verificação das dimensões dos elementos e raio da esfera acústica inicialmente adotados. Porém, existem indicações de que há espaço para uma maior redução da quantidade de elementos e do raio da esfera acústica pelo menos para a realização dos cálculos acústicos nesta banda de frequência. Esta otimização das quantidades de elementos é essencial para reduzir o custo computacional.

Como trabalhos futuros, podem-se listar as seguintes sugestões:

- Acrescentar os amortecedores externos de suporte do compressor (buchas) ao modelo vibro-acústico, bem como executar ensaios com a utilização destes para a correlação com os resultados numéricos;
- Incluir no modelo o fluido interno e o óleo lubrificante que fica depositado no fundo da carcaça, bem como um modelo mais detalhado da bomba;

- A partir de um modelo mais detalhado da bomba, poder-se-á aumentar o número de pontos de aplicação de forças unitárias e também avaliar a necessidade de aplicação de momentos dinâmicos harmônicos e unitários, em pontos como mancais e válvulas, entre outros;
- Estender a metodologia desenvolvida neste trabalho, aplicando pressões harmônicas unitárias nas principais fontes que possuem características aéreas como, por exemplo, o orifício de sucção da mufla de sucção e a entrada da válvula de sucção. Através destas pressões unitárias será possível avaliar a sensibilidade dos resultados a diferentes versões de compressor de forma semelhante a que foi apresentada neste trabalho;
- Expandir estas análises para englobar outras bandas de frequência. Para estas análises talvez sejam necessárias algumas modificações nos tamanhos dos elementos e raio da esfera acústica de modo a adequá-los aos comprimentos de ondas envolvidos em cada banda;
- Estudar a importância e, se for o caso, incluir as tensões residuais provocados pela estampagem dos componentes da carcaça;
- Estudar as possibilidades de utilização de rotinas de otimização vibro-acústica, para automatizar o quanto mais o processo de verificação de diferentes versões do modelo.

Referências Bibliográficas

- Akella, S., Anantapantula, V. S., Venkateswarlu, K., Hermetic compressor muffler design: tuning of mufflers for noise reduction, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 1998, pp 349-354.
- Akella, S., Rao, N. J., Venkateswarlu, K., Cavity resonances in hermetic compressors: a finite element approach, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 1992, pp 1477-1486.
- Albrizio, F., Genoni, C., Bianchi, V., Frontini, G., Noise reduction of hermetic compressor by identification of the gas cavity resonance, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 1990, pp 612-624.
- Ansys Inc., Ansys documentation, Release 8.0.
- Baars, E., Lenzi, A., Nunes, R. S., Sound quality of hermetic compressors and refrigerators, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 2002, pp C11-3.
- Biscaldi, E., Faraon, A., Sarti, S., Numerical prediction of the radiated noise of hermetic compressors under the simultaneous presence of different noise sources, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 1998, pp 337-342.

- Bucciarelli, M., Giusto, F., Cossalter, V., Lio, M. D., Gardonio, P., Modal analysis of a compressor shell and cavity for emitted noise reduction, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 1992, pp 1275-1284.
- Buligan, G., Libera M. D., Prampero, A. D., Lamantia, M., Pezzutto, A., Shell optimization trough vibro-acoustic analysis, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 2002, pp C14-5.
- Bush, J. W., Eyo, V. A., Housman, M. E., Design techniques and resulting structural modifications used to reduce hermetic compressor noise, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 1992, pp 967-975.
- Craveur, J. C., Modélisation des structures - Calcul par éléments finis avec des problèmes,. 2ème édition.
- Craun, M. A., Mitchell, L. D., Identification of sound propagation paths within a reciprocating compressor via multiple-input/single-output modeling, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 1994, pp 1-6.
- Ingalls, D. J., Understanding noise radiation from a hermetic compressor, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 1972, pp 69-73.
- ISO3741-3, Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure – Precision methods for revereration rooms.
- Kawai, H., Sasano, H., Kita, I., Ohta, T., The compressor noise - shell and steel materials, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 1988, pp 307-314.
- Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. B., Sanders, J. V., Fundamentals of acoustics, Third edition, California.
- Kjeldsen, K., Madsen, P., Reduction of compressor vibrations by optimizing the locations of the counterweight and the internal springs, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 1978, pp 55-59.

- Lio, M. D., Doria, A., Bucciarelli, M., Numerical analysis of the dynamics of reed valves taking into account the acoustic coupling with the fluid. Application to compressors for domestic refrigeration, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 1994, pp 229-234.
- Lowery, D. C., An improved shape for hermetic compressor housings, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 1984, pp 285-290.
- Man-Sun, H., Jin-Yong, M. O., Sang-Kyoung, O., Jung-Rae, K. Chan-Woo, P., Heui-Jong, K., Gui-Gwon, K., Yoon-Won, K., A study on the analysis and improvement of the acoustic characteristics of the muffler in compressor, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 1994, pp 575-580.
- Meirovich, L., Fundamentals of vibrations, 2001, Mc Graw Hill.
- Ozturk, C., Acikgoz, A., Migeot, J. L., Radiation analysis of the reciprocating refrigeration compressor casing, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 1996, pp 697-702.
- Öztürk, C., Deblauwe, F., Köpgeroolu, Ý., Acoustic features of the reciprocating refrigeration compressors, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 1996, pp 729-734.
- Ramani, A., Rose, J., Knight, C. E., Mitchell, L. D., Finite element modeling of a refrigeration compressor for sound prediction purposes, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 1994, pp 7-12.
- Saito, F., Maeda, S., Noise reduction of hermetic compressor by improvement on its shell shape, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 1980, pp 228-234.
- Shigley, J., Uicker, E., Joseph, J., Theory of machines and mechanisms, Second edition.

- Tojo, K., Saegusa, S., Machida, S., Hirata, T., Sudo, M., Noise reduction of refrigerator compressors, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 1980, pp 235-242.
- Wilson, R. J., Compressor noise control in applications, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 1974, pp 208-213.
- Xinghua, Q., To reduce impact noise of the valve by using silent valve plate, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 1986, pp 607-622.
- Yoshimura, T., Akashi, H., Inagaki, K., Kita, I., Yabiki, J., Fujiwara, N., Noise reduction of hermetic reciprocating compressor, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 1994, pp 127-132.
- Zhou, W., Kim, J., Prediction of the noise radiation of hermetic compressors utilizing the compressor simulation program and fem/bem analyses, Proceedings of International Compressor Conferences at Purdue University, 1996, pp 587-592.

Apêndice A – Códigos Desenvolvidos

Listagem 1 – Rotina desenvolvida em APDL para o cálculo da potência sonora do modelo:

```
! Calculus Of Radiated Acoustic Power
! Developed by Osmar Nunes (osmarnunes@yahoo.com)
! Research & Development of Products
! Tecumseh Company
! Bibliography:
! Kinsler;

*DO,iSubCaso,SubCaso_Min,SubCaso_Max
/post1
LCDEF,STAT,ALL
LCDEF,ERASE
/dscale,1,off //DSCALE, WN, DMULT: Sets the displacement multiplier for displacement displays.
set,Caso,iSubCaso,1,0 !SET, Lstep, SBSTEP, FACT, KIMG, TIME, ANGLE, NSET, ORDER: Defines the data set to be read from the results file.
plnsol,pres
set,Caso,iSubCaso,1,1
/replot
lcdef,1,Caso,iSubCaso,0 !LCDEF, LCNO, LSTEP, SBSTEP, KIMG: Creates a load case from a set of results on a results file.
lcooper,srss,1 !LCOPER, Oper, LCASE1, Oper2, LCASE2: Performs load case operations.
/replot
*set,aux2,1
*set,pot_tot,0
*set,elem_atual,0
*get,num_elem,ELEM,elem_atual,NXTH
*DOWHILE,aux2
    *set,elem_atual,num_elem
    *GET,area_atual,ELEM,elem_atual,AREA
    *set,area_atual,area_atual*1e-6
    *get,no1,ELEM,elem_atual,NODE,1
    *get,pres1,NODE,no1,PRES
    *set,pres1,pres1*1e6
    *get,no2,ELEM,elem_atual,NODE,2
    *get,pres2,NODE,no2,PRES
    *set,pres2,pres2*1e6
    *get,no3,ELEM,elem_atual,NODE,3
    *get,pres3,NODE,no3,PRES
    *set,pres3,pres3*1e6
    *set,pres_media,(pres1+pres2+pres3)/3
    *set,pot_tot,pot_tot+pres_media*pres_media*area_atual/(2*1.21*343)
    *get,num_elem,ELEM,elem_atual,NXTH
    *if,num_elem,eq,0,then
        *set,aux2,0
    *endif
*ENDDO
*set,potencia_total(iSubCaso),pot_tot
*ENDDO
```

Listagem 2 – Rotina desenvolvida em MatLab para o cálculo das forças de desbalanceamento de mecanismo recíproco:

```
% Study Of A Single Cylinder Engine Balancing
% Developed by Osmar Nunes (osmarnunes@yahoo.com)
% Research & Development of Products
% Tecumseh Company
% Bibliography:
% Shigley, Joseph Edward ; Uicker Jr., John Joseph ; Theory of Machines and Mechanisms;
% Timoshenko

clear all;
close all;
clc;

frequency = 50;           % [Hz]
omega = 2*pi*frequency;   % [rad/s]
t = 0:0.0001:1/50;        % [s]
ma = 0.01777/2;           % excentric mass [kg]
mb = 0.0263;              % piston mass [kg]
mc = (ma):0.004:ma+mb*2;   % counterweight mass [kg]

r = 0.0132;               % excentric radius [m]
l = 0.0436;               % connecting-rod length [m]

NumMass = length(mc);

for i = 1:NumMass

    Fcx = -mc(i)*r*omega^2*cos(omega*t); % counterweight centripetal X force [N]
    Fcy = -mc(i)*r*omega^2*sin(omega*t); % counterweight centripetal Y force [N]

    Fabx1 = (ma+mb)*r*omega^2*cos(omega*t);
    Fabx2 = (mb*r*omega^2*r/l*cos(2*omega*t));
    Fabx = Fabx1+Fabx2; % Excentric unbalance force plus piston inercial force in X direction [N]

    Faby = ma*r*omega^2*sin(omega*t);
    % Excentric unbalance force plus piston inercial force in Y direction [N]

    Fresx = Fcx+Fabx; % Resultant of all inercial forces in X direction [N]
    Fresy = Fcy+Faby; % Resultant of all inercial forces in Y direction [N]

    Fabres = Fresx.^2+Fresy.^2;
    Fabres = sqrt(Fabres);

    %figure(i);
    hold on;
    polar(omega*t,Fabres);
    axis equal
    DFabresx(i) = abs(Fabres(1)-Fabres(101));
    DFabresy(i) = abs(Fabres(51)-Fabres(151));
    [C,I] = max(Fabres);
    Matriz_Max_Valores(i,:) = [C I];
    [C,I] = max(Fabx1);
    Matriz_Max_Valores_Fabx1(i,:) = [C I];
    [C,I] = max(Fabx2);
    Matriz_Max_Valores_Fabx2(i,:) = [C I];
    if(i == 1)
        omegatemp = omega*t;
        Ftemp = Fabres;
    end
end

figure(i+3)
plot((mc-ma)/mb,Matriz_Max_Valores(:,1))

figure(i+4)
plot(omegatemp*57.2958,Ftemp)
grid on
```

Apêndice B – Resultados Adicionais

B1 – Cálculos De Níveis De Potência Sonora Na Banda De 3150Hz

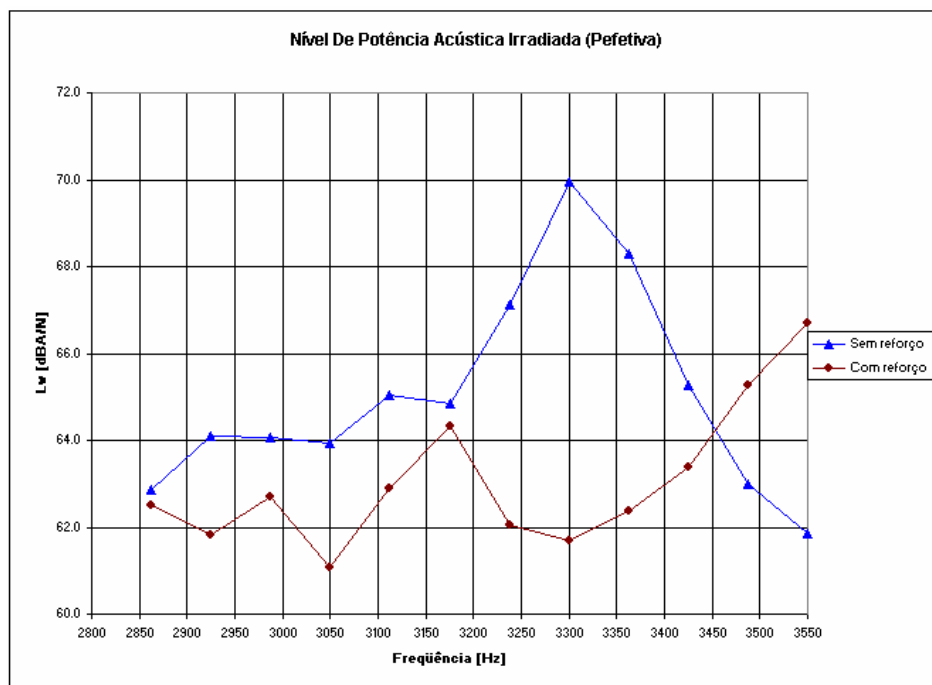


Figura 51 – Resultados obtidos na banda de 3150Hz.

Tabela 8 – Potências resultantes das duas versões de modelos:

Versão	LwA mínimo na banda [dB(A)]	LwA máximo na banda [dB(A)]	LwA total na banda [dB(A)]	Diferença entre as versões (B-A) [dB(A)]
MA5	61.9	69.9	76.5	-2.3
MB5	61.1	66.7	74.2	

B2 – Análise De Sensibilidade Do Modelo

Cálculos adicionais na banda de 2500Hz para análise de sensibilidade do modelo a diferentes coeficientes de amortecimento. Resultados são apresentados na Figura 52.

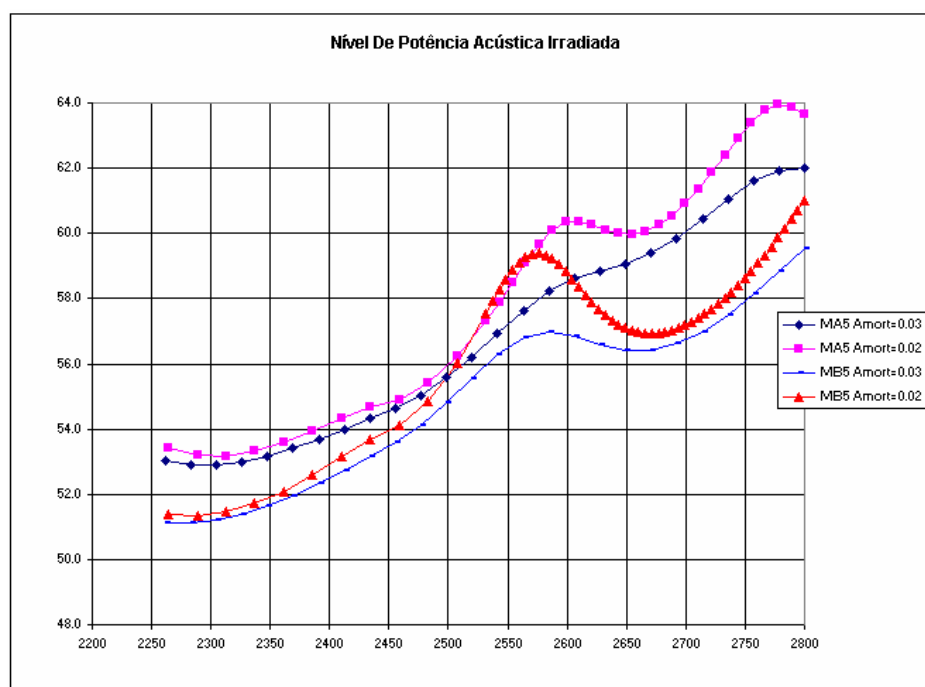


Figura 52 – Resultados obtidos em diferentes versões e coeficientes de amortecimento.