



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

CAMPUS JOINVILLE

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA E CIÊNCIAS MECÂNICAS

Guilherme Dolfini Souza Lula

**PROJETO E CARACTERIZAÇÃO DE UMA MESA
RÍGIDA PARA ENSAIOS DE VIBRAÇÕES EM EQUIPAMENTOS**

Joinville

2023

Guilherme Dolfini Souza Lula

**PROJETO E CARACTERIZAÇÃO DE UMA MESA
RÍGIDA PARA ENSAIOS DE VIBRAÇÕES EM EQUIPAMENTOS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de mestre em Engenharia e Ciências Mecânicas.

Orientador: Prof. André Luís Condino Fajarra, Dr.

Coorientador: Prof. Thiago Antônio Fiorentin, Dr.

Joinville

2023

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

Lula, Guilherme Dolfini Souza

Projeto e caracterização de uma mesa rígida para ensaios de vibrações em equipamentos / Guilherme Dolfini Souza Lula ; orientador, André Luís Condino Fugarra, coorientador, Thiago Antônio Fiorentin, 2023.

97 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville, Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas, Joinville, 2023.

Inclui referências.

1. Engenharia e Ciências Mecânicas. 2. Mesa rígida. 3. Frequências naturais. 4. Vasos de pressão. 5. Caracterização modal. I. Fugarra, André Luís Condino. II. Fiorentin, Thiago Antônio. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas. IV. Título.

Guilherme Dolfini Souza Lula

**Título: Projeto e Caracterização de uma Mesa
Rígida para Ensaios de Vibrações em Equipamentos**

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

Prof. Alexandre Mikowski, Dr.

Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Diego Alexandre Duarte, Dr.

Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Guilherme Rosa Franzini, Dr.

Universidade de São Paulo

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de mestre em Engenharia e Ciências Mecânicas.

Prof. Roberto Simoni, Dr.

Coordenação do Programa de Pós-Graduação

Prof. André Luís Condino Fugarra, Dr.

Orientador

Joinville, 2023.

Dedico esse trabalho a minha família e a todos os meus colegas de trabalho da Schulz Compressores.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por sempre me guiar pelos caminhos da vida.

Agradeço aos meus familiares, pai, mãe, irmãos e principalmente a minha noiva Daniela Monfredini, pela paciência e incentivo durante todo o desenvolvimento desse trabalho.

Aos professores Dr. André Luís Condino Fugarra e Dr. Thiago Antônio Fiorentin, não só pela orientação, mas por terem acreditado e me dado a oportunidade de aprender com o ensinamento compartilhado.

A todos os colaboradores da Schulz Compressores, que de certa forma fizeram parte desse trabalho, principalmente ao coordenador Evandro Castro por me apoiar, me ensinar e me aconselhar.

Ao gerente Evandro Santos e ao diretor Denis Soncini, por acreditarem no meu trabalho e me apoiarem com todos os recursos necessários.

Aos alunos do laboratório de vibrações da UFSC, que sempre estiveram dispostos a me ajudar.

Faça o teu melhor, na condição que você tem, enquanto você não tem condições melhores, para fazer melhor ainda! (CORTELLA, 2017)

RESUMO

O aumento da confiabilidade em vasos de pressão se deu pela evolução tecnológica em projetos e processos produtivos. Os compressores de ar montados sobre o vaso de pressão geram carregamentos externos impostos, tais como as reações estáticas e cargas dinâmicas, que constituem esforços relevantes e devem ser considerados no projeto do vaso. A assertividade em projetos de vaso de pressão, por meio da medição mais robusta e confiável das cargas dinâmicas, proporciona uma diminuição nos riscos e garante uma maior segurança. Desta forma, o objetivo principal deste trabalho foi projetar, construir e caracterizar uma mesa rígida com frequências naturais distantes das frequências de trabalho dos compressores de ar garantindo uma melhor precisão na medição das cargas geradas pelas máquinas girantes. Simulações numéricas para cálculo de frequências naturais foram realizadas para definir a melhor geometria e os materiais utilizados para fabricação da mesa rígida. Após construção da mesma, uma análise modal experimental foi realizada para caracterizar as frequências naturais da estrutura. Os resultados foram satisfatórios e as frequências naturais da mesa rígida ficaram dessintonizadas das frequências de operação dos compressores, proporcionando uma melhora na medição das cargas geradas. Para medição das cargas geradas pelos compressores são acopladas células de cargas triaxiais a mesa rígida. Destaca-se que essas cargas medidas na mesa projetada são utilizadas como dados de entrada em simulações numéricas dinâmicas aplicadas no projeto e desenvolvimento dos vasos de pressão e, portanto, os resultados assim obtidos são importantes para a previsão de falhas abruptas ou por fadiga.

Palavras-chave: Mesa rígida. Frequências naturais. Vasos de pressão. Vibrações. Caracterização modal.

ABSTRACT

The increase in the reliability of pressure vessels was due to technological developments in projects and production processes. Air compressors mounted on the pressure vessel generate external loads, such as static reactions and dynamic loads, which affect relevant efforts and must be considered when designing the vessel. Assertiveness in pressure vessel designs, through the most robust and reliable measurement of dynamic loads, provides a reduction in risks and ensures greater safety. In this way, the main objective of this work was to design, build and characterize a rigid table with natural frequencies far from the working frequencies of the air compressors, ensuring better accuracy in measuring the loads generated by the rotating machines. Numerical simulations for calculating natural frequencies were performed to define the best geometry and the materials used to manufacture the rigid table. After its construction, an experimental modal analysis was performed to characterize the natural frequencies of the structure. The results were satisfactory and the natural frequencies of the rigid table were detuned of the operation frequencies of the compressors, providing an improvement in the measurement of the loads generated. To measure the loads generated by the compressors, triaxial load cells are attached to the rigid table. It is noteworthy that these measured loads on the designed table are used as input data in dynamic numerical simulations applied in the design and development of pressure vessels and, therefore, the results thus obtained are important for prediction of abrupt or fatigue failures.

Keywords: Rigid table. Natural frequencies. Pressure vessel. Vibrations. Modal characterization.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Fábrica de sapatos antes da explosão da caldeira (1905).....	19
Figura 2 – Fábrica de sapatos após a explosão da caldeira (1905).....	19
Figura 3 – Vaso de pressão com um compressor de ar acoplado.....	20
Figura 4 – Ambiente de trabalho	21
Figura 5 – Disposição das células de carga.....	22
Figura 6 – Medição dos ensaios para obtenção das cargas dinâmicas	22
Figura 7 – Mesa tubular antes da divisão	23
Figura 8 – Vasos de Pressão: (a) cilíndrico, (b) esférico.....	27
Figura 9 – Compressor recíproco montado sobre um vaso de pressão	28
Figura 10 – (a) compressor 01 estágio, (b) compressor 02 estágios	29
Figura 11 – Sistema constituído por um conjunto de molas lineares.....	31
Figura 12 – Mola identificada como um elemento finito.....	31
Figura 13 – Acoplamento de Sistemas de elementos finitos.....	33
Figura 14 – Elemento Rígido	36
Figura 15 – Refinamento de malha modelo "h" e "p"	37
Figura 16 – Martelo instrumentado de impactação	41
Figura 17 –Pulso do contato do martelo no domínio do tempo (a) e correspondente espectro em frequência (b)	42
Figura 18 – Forças aplicadas pelo martelo com diferentes ponteiros, no domínio do tempo.....	42
Figura 19 – Forças aplicadas pelo martelo com diferentes ponteiros, no domínio da frequência.....	43
Figura 20 – Transdutor de força	43
Figura 21 – Acelerômetro unidirecional	44
Figura 22 – Colagem com adesivo cianocrilato de um acelerômetro miniatura	45
Figura 23 – Diagrama representando uma FRF	47
Figura 24 – Diagrama representando uma FRF	48
Figura 25 – Formas modais a partir de FRF's.....	49
Figura 26 – Teste de impacto	49
Figura 27 – Programa de análise modal	50
Figura 28 – Ciclo de histerese para materiais elásticos.....	52
Figura 29 – Método de largura de banda (um grau de liberdade).....	54

Figura 30 – Método de largura de banda (múltiplos graus de liberdade).....	54
Figura 31 – Estrutura de ferro fundido cinzento, mostrando os constituintes perlita, ferrita e veios de grafita. Ataque: picral. Aumento: 100X.	56
Figura 32 – O amortecimento das tensões vibracionais ocorre devido ao atrito entre as partículas de grafita e a matriz metálica	56
Figura 33 – Amortecimento em três diferentes materiais	57
Figura 34 – Compressor hermético	58
Figura 35 – Análise modal experimental em um bloco de um compressor hermético	58
Figura 36 – Análise modal experimental em chapa da carcaça de um compressor hermético	59
Figura 37 – Análise modal experimental em chapa da carcaça de um compressor hermético	60
Figura 38 – Montagem do experimento (análise modal experimental).....	60
Figura 39 – Montagem do experimento (análise modal experimental).....	61
Figura 40 – Fluxograma das etapas de projeto e caracterização experimental	62
Figura 41 – Geometria Proposta.....	65
Figura 42 – Componentes da mesa.....	65
Figura 43 – Malha proposta.....	67
Figura 44 – Condições de contorno.....	68
Figura 45 – Frequência natural primeiro modo x tempo computacional	69
Figura 46 – Deslocamento nodal máximo no primeiro modo de excitação	70
Figura 47 – Frequências naturais – primeiros 10 modos de excitação.....	70
Figura 48 – Conjunto de mesas	71
Figura 49 – Metalografia – Ferro Fundido Cinzento	72
Figura 50 – 10 primeiras frequências naturais	73
Figura 51 – Martelo instrumentado	75
Figura 52 – Região de fixação do acelerômetro e posições de impactação do martelo instrumentado	76
Figura 53 – Aparelho de aquisição de dados.....	77
Figura 54 – 3º modo de vibrar	79
Figura 55 – 4º modo de vibrar.....	80
Figura 56 – Ampliação da região de interesse na FRF.....	81

Figura 57 – deslocamento dos resultados: a) numérico; b) experimental	82
Figura 58 – deslocamento dos resultados: a) numérico; b) experimental	83
Figura 59 – Mesa rígida.....	91
Figura 60 – Corpo de prova.....	96
Figura 61 – Método secante para obtenção do módulo de elasticidade	96
Figura 62 – Resultado do ensaio de tração e dureza	97

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Frequências Naturais	24
Tabela 2 – Tipos de FRFs.....	47
Tabela 3 – Propriedades físicas típicas do ferro fundido FC 150	64
Tabela 4 – Composição Química típica do Ferro fundido Cinzento	64
Tabela 5 – Propriedades físicas típicas aços ASTM A-36	66
Tabela 6 – Definições das propriedades dos materiais para simulação numérica.....	67
Tabela 7 – Composição Química do Ferro fundido Cinzento.....	72
Tabela 8 – Definições das propriedades dos materiais para simulação numérica.....	73
Tabela 9 – Frequências Naturais	74
Tabela 10 – Resultados análise modal experimental.....	78
Tabela 11 – Resultados análise modal experimental.....	81
Tabela 12 – Comparação entre frequência de giro dos compressores e frequência natural da mesa rígida.....	84
Tabela 13 – Comparação das frequências – mesa tubular / mesa rígida.....	85

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASME	<i>The American Society of Mechanical Engineers</i>
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
B&K	Empresa de instrumentos e programas de medições dinâmicas
BK CONNECT	Programa de análise de vibrações
DYTRAN	Empresa de instrumentos de medições dinâmicas
FC	Ferro cinzento
FEMAP	Programa gerador de malha (CAE)
FFT	<i>Fast Fourier Transform</i>
FRF	Função resposta em frequência
GAP	Elemento não-linear que tem diferentes rigidezes em cada direção
GDL	Grau de liberdade
HB	Dureza Brinell
HBW	Dureza Brinell (ensaio com esfera de metal duro)
IEPE	<i>Integrated Electronics Piezo Electric</i>
MEF	Método de elementos finitos
NX NASTRAN	Programa solucionador CAE
PTC CREO	Programa CAD
rpm	Rotações por minuto

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto Latino:

$[C]$	matriz de amortecimento global
det	determinante da matriz
f	força externa
F	força sobre um transdutor
$\{F\}$	vetores de forças em nível global
f_c	frequência máxima de corte
$\{F^{(e)}\}$	vetores de forças nodais em nível elementar
fh	frequência de giro em Hertz
$\{f(t)\}$	vetor força aplicada
$F(t)$	senal de entrada (excitação) no domínio do tempo
$F(\omega)$	senal de entrada (excitação) no domínio da frequência
g	aceleração da gravidade
$H(\omega)$	função transferência
k	rigidez da mola
$[K]$	matriz rigidez global
$[K^{(e)}]$	matriz rigidez elementar
$[K^{(e)}]^T$	matriz rigidez elementar transposta
$[M]$	matriz de massa global
q	carga elétrica
Q	magnitude da resposta em frequência
T	período
T_c	tempo de contato
u	deslocamento nodal
$\{U\}$	vetores deslocamentos em nível global
$\{U^{(e)}\}$	vetores de deslocamentos nodais em nível elementar
V	pico de energia potencial
W	energia perdida por ciclo
$X(t)$	senal de saída (resposta) no domínio do tempo

$\{x(t)\}$	vetor deslocamento no domínio do tempo
$\{\dot{x}(t)\}$	vetor velocidade no domínio do tempo
$\{\ddot{x}(t)\}$	vetor aceleração no domínio do tempo
$\{\overline{x(t)}\}$	vetor amplitudes nodais de vibrações
$X(\omega)$	signal de saída (resposta) no domínio da frequência
$\dot{X}(\omega)$	velocidade no domínio da frequência
$\ddot{X}(\omega)$	aceleração no domínio da frequência

Alfabeto Grego:

α	constante multiplicadora da matriz massa
β	constante multiplicadora da matriz rigidez
$\Delta\omega$	variação da frequência
ε	deformação
η	fator de amortecimento
λ	frequência angular elevado ao quadrado
ν	trabalho realizado por unidade de volume
σ	tensão (mecânica)
ω	frequência angular
ω_r	frequência ressonante

SUMÁRIO

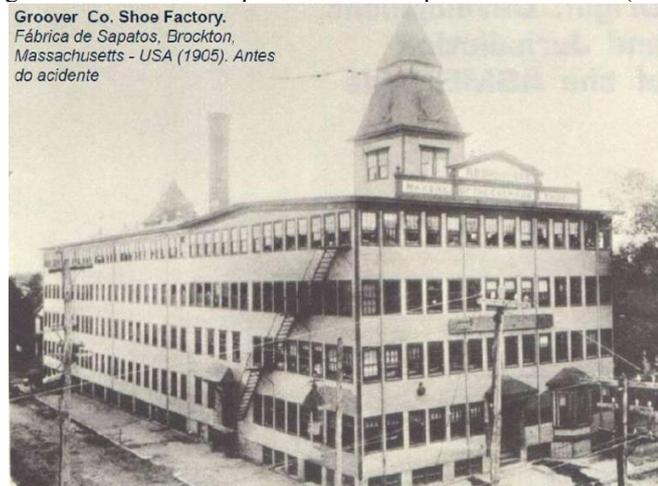
1	INTRODUÇÃO	19
1.1	AMBIENTE DE TRABALHO ATUAL E MÉTODO DE MEDIÇÃO DE PARÂMETROS DE OPERAÇÃO DOS COMPRESSORES	21
1.2	OBJETIVOS	25
1.2.1	Objetivo Geral.....	25
1.2.2	Objetivos Específicos	25
1.3	ESTRUTURA DO TEXTO	26
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	27
2.1	VASOS DE PRESSÃO ACOPLADOS EM MÁQUINAS GERADORAS DE VIBRAÇÕES.....	27
2.2	FUNDAMENTOS DO MÉTODO POR ELEMENTOS FINITOS	30
2.3	FUNDAMENTOS DA ANÁLISE MODAL.....	37
2.3.1	Análise Modal Teórica por Elementos Finitos.....	38
2.3.2	Análise Modal Experimental	39
2.3.2.1	<i>Fixação da estrutura a analisar</i>	40
2.3.2.2	<i>Excitação da estrutura.....</i>	40
2.3.2.3	<i>Escolha, fixação e localização dos transdutores.....</i>	43
2.3.2.4	<i>Análise da Função Resposta em Frequência (FRF).....</i>	46
2.4	AMORTECIMENTO	51
2.5	FERRO FUNDIDO CINZENTO	55
2.6	ESTADO DA ARTE	57
3	PROJETO E CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DA MESA RÍGIDA	62
3.1	PROJETO	63
3.1.1	Definição de material e modelamento.....	63
3.1.2	Análise modal numérica.....	66
3.1.3	Construção e análise de materiais	71

3.1.4	Análise modal numérica com dados da caracterização de material	73
3.2	CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL	74
3.2.1	Análise Modal experimental	74
3.3	COMPARAÇÃO DE RESULTADOS.....	81
4	CONCLUSÕES.....	84
4.1	ALCANCE DOS OBJETIVOS	84
4.2	PROBLEMAS ENFRENTADOS	85
4.3	SÍNTESE CONCLUSIVA.....	86
	REFERÊNCIAS.....	88
	APÊNDICE A – Projeto e Construção da Mesa Rígida.....	91
	APÊNDICE B – Caracterização de material	96

1 INTRODUÇÃO

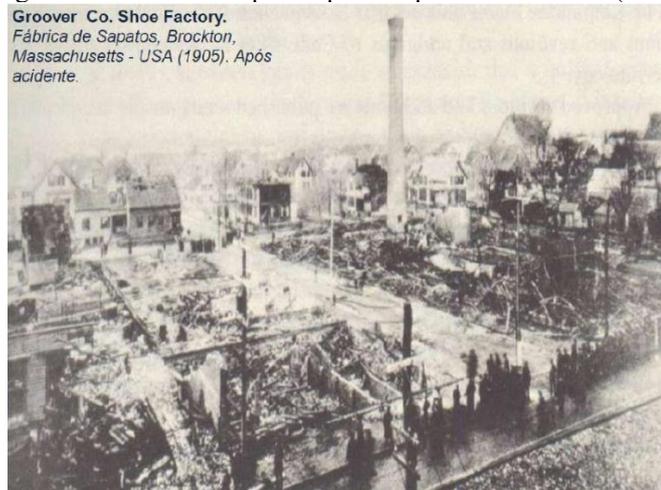
Os vasos de pressão são equipamentos que devem ser projetados de maneira que uma eventual falha, embora indesejável, ocorra de forma segura. Catástrofes podem acontecer se a preocupação com a segurança for negligenciada. As Figuras 1 e 2 exemplificam o antes e após a explosão de uma caldeira em uma fábrica de sapatos Brockton (Massachusetts). Esse acidente que deu início à estruturação do código ASME (*The American Society of Mechanical Engineers*) para construção de caldeiras e vasos de pressão nos Estados Unidos da América (Fundacentro,2001).

Figura 1 – Fábrica de sapatos antes da explosão da caldeira (1905)



Fonte: Fundacentro (2001).

Figura 2 – Fábrica de sapatos após a explosão da caldeira (1905)

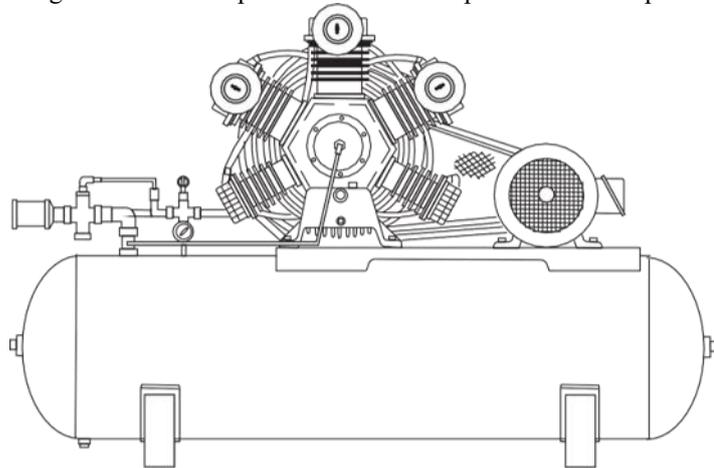


Fonte: Fundacentro (2001).

Com o passar de décadas o código ASME foi se aprimorando em paralelo com a tecnologia, que, por sua vez, facilitou o estudo e conhecimento a respeito de possíveis falhas de projeto e operação dos vasos de pressão, garantindo a segurança e integridade da população, sendo uma das motivações para execução desse trabalho.

Em projetos de reservatórios de pressão devemos levar em consideração principalmente as pressões de operação, as reações de apoio, e as cargas dinâmicas geradas pelas máquinas acopladas ao vaso. A Figura 3 apresenta um vaso de pressão com um compressor de ar acoplado (Acervo Schulz Compressores, 2021).

Figura 3 – Vaso de pressão com um compressor de ar acoplado



Fonte: Acervo Schulz Compressores (2021).

Uma das formas de se otimizar os projetos, reduzindo tempo de trabalho e custo de desenvolvimento, é realizar simulações numéricas dinâmicas que podem prever falhas antes mesmo da fabricação de protótipos. Para que esse recurso computacional funcione corretamente, as condições de contorno e cargas devem ser o mais próximas do real, o que pode ser atingido se existir uma melhora na assertividade da aquisição das cargas geradas pelas máquinas.

Diante disso, o tópico 1.1, facilitará o entendimento de como é o ambiente de trabalho, o método atual de aquisição dessas cargas geradas pelas máquinas e os problemas que motivaram o desenvolvimento deste trabalho.

1.1 AMBIENTE DE TRABALHO ATUAL E MÉTODO DE MEDIÇÃO DE PARÂMETROS DE OPERAÇÃO DOS COMPRESSORES

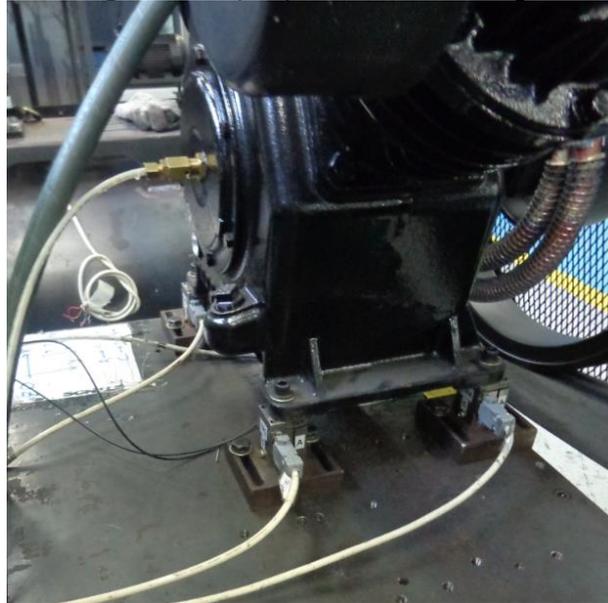
A fim de ilustrar e melhorar o entendimento a respeito do ambiente de trabalho e do método utilizado para a medição de parâmetros a respeito da operação de compressores, apresenta-se a Figura 4. De acordo com essa figura, tipicamente o local contempla a mesa rígida e as células de carga triaxiais que têm função de medir os carregamentos; ver detalhe na Figura 5. Também no ambiente de trabalho temos o bloco compressor e motor elétrico de estudo que geram as cargas a serem medidas pelas células de carga, um aparelho de aquisição de dados que por sua vez tem função de amplificar e coletar os dados medidos, conforme descrito na Figura 6. Por fim, um vaso de pressão que, neste caso, tem sua função de estabilizar e manter a pressão de operação dos compressores de ar durante os ensaios e obtenção das cargas geradas.

Figura 4 – Ambiente de trabalho



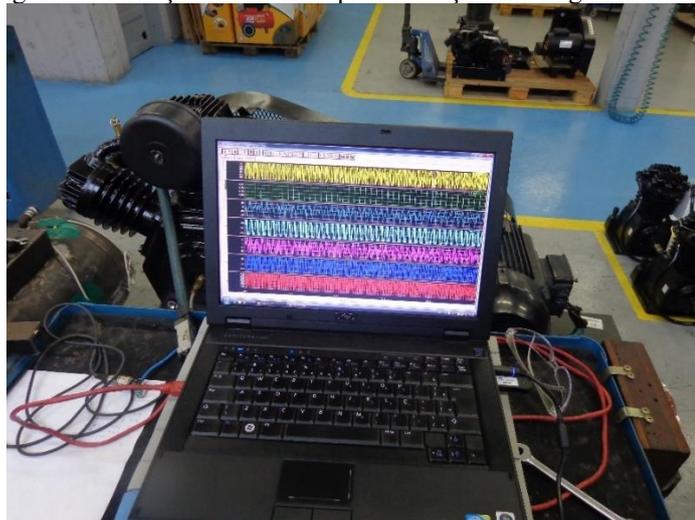
Fonte: Schulz Compressores (2017).

Figura 5 – Disposição das células de carga



Fonte: Schulz Compressores (2017).

Figura 6 – Medição dos ensaios para obtenção das cargas dinâmicas



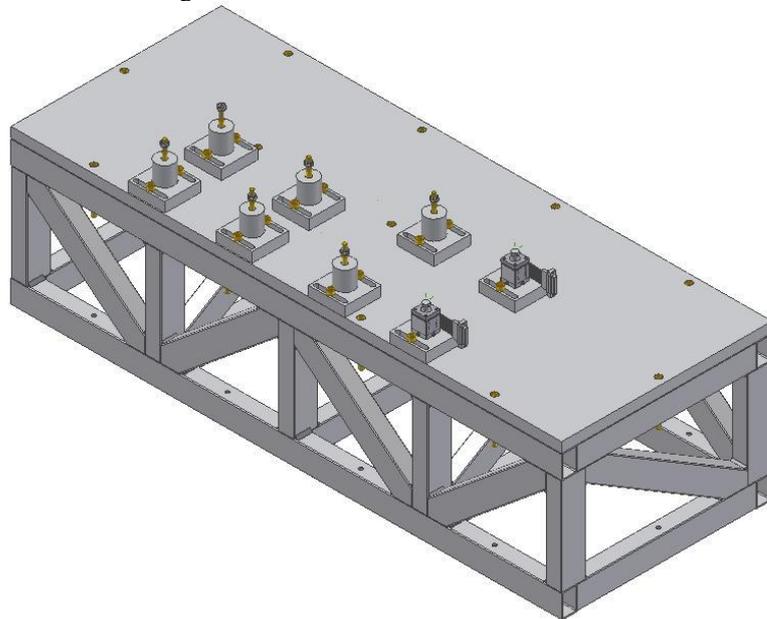
Fonte: Schulz Compressores (2017).

Para a medição dos parâmetros de operação dos compressores, atualmente é utilizada uma mesa rígida construída de tubos de aço, conforme descrito na Figura 7. Devido à geometria e massa desta mesa, tem-se casos onde a frequência de operação do compressor fica muito próxima de uma das frequências naturais da mesa, o que resulta em erros de medição que, por sua vez, afetam a precisão dos resultados medidos.

Consequentemente, os erros de medição experimental afetam também os resultados das simulações por elementos finitos, visto que os dados coletados servem de carregamentos aplicados aos modelos matemáticos nelas considerados.

A título de exemplo, nas comparações atuais de tensões entre resultados de simulações e aqueles de ensaios por extensometria, são encontradas diferenças variando de 17 a 100%. Sendo assim, na maior parte dos casos, as simulações indicam falha, enquanto pela extensometria se constata que as tensões certamente são inferiores ao que foi simulado. Entretanto, sabe-se que isso não é uma regra geral, já que existem casos onde o oposto acontece.

Figura 7 – Mesa tubular antes da divisão



Fonte: RAFAELLI (2007).

Na busca por minimizar este tipo de problema, optou-se por dividir ao meio essa mesa rígida para se evitar interferência na medição do bloco compressor e motor elétrico. Ainda assim, os resultados continuam insatisfatórios para alguns casos, o que promove a perda de confiabilidade no ensaio da maneira como vem sendo feito.

A partir daí, iniciou-se um estudo das frequências naturais envolvidas no arranjo descrito, a Tabela 1, o qual, conforme citado acima, permitiu verificar que algumas das frequências naturais da mesa são próximas as frequências de giro de alguns produtos medidos, por consequência, movimentos grandes afetam a medição. Os modelos de compressores que

têm sido testados apresentam rotações que podem variar de 690 a 3600 rpm, ou seja, de 11,5 a 60Hz. Mediante tais valores, pode-se reparar que alguns harmônicos dessa faixa de frequências podem sintonizar alguma das frequências naturais da mesa rígida¹, o que afeta a medição e, por consequência, o projeto de um vaso de pressão de maneira apropriada.

Tabela 1 – Frequências Naturais

Mesa tubular dividida	Mesa tubular dividida + compressor acoplado
1º modo: 215,47 Hz	1º modo: 117,58 Hz
2º modo: 226,48 Hz	2º modo: 121,62 Hz
3º modo: 262,02 Hz	3º modo: 241,07 Hz

Fonte: Próprio autor.

Com isso, o presente trabalho tem como demanda desenvolver um equipamento experimental que consiga melhorar a precisão da aquisição de dados e, por consequência, um aprimoramento nos projetos de vasos de pressão. O projeto e construção de uma mesa rígida com frequências ressonantes dessintonizadas das frequências de operação dos compressores de ar é fundamental para o aperfeiçoamento na aquisição de dados.

Em outras palavras, a principal função dessa mesa rígida é aumentar a rigidez do sistema de medição e com isso, evitar divergências sobre os resultados dos carregamentos medidos. A precisão nos resultados coletados é imprescindível, pois serve de dados de entrada para execução de simulações numéricas dinâmicas, proporcionando uma melhor assertividade em projetos de vasos de pressão.

A melhoria nas medições dos carregamentos é imprescindível para sanar o problema que é enfrentado no método e condição dos ensaios que são realizados atualmente na Schulz Compressores.

¹ Será adotado o nome mesa rígida por questão de nomenclatura e facilidade no entendimento, porém na literatura um corpo rígido vinculado ao meio externo não tem frequência natural, consequentemente, não se move.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo motivacional desse trabalho é projetar, construir e caracterizar uma nova mesa rígida que faz parte de um sistema de medição de cargas e esforços em compressores de ar. Desta forma, melhorar a assertividade em projetos de vaso de pressão.

1.2.1 Objetivo Geral

O objetivo principal desse trabalho é realizar uma caracterização modal de uma nova mesa rígida, buscando dessintonizar as frequências naturais dessa mesa com as frequências de operação (giro) dos compressores de ar.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Constituir modelos numéricos evidenciando frequências ressoantes da mesa rígida, ou seja, realizar análises modais numéricas e apresentar os modos de frequências naturais;
- Otimizar a geometria da mesa rígida para que frequências naturais sejam destoantes das frequências de operação dos compressores de ar;
- Projetar, construir e instalar mesa rígida em laboratório de acústica e vibrações;
- Realizar uma análise modal experimental para evidenciar se realmente as frequências naturais da mesa rígida ficaram dessintonizadas das frequências de operação dos compressores de ar.

1.3 ESTRUTURA DO TEXTO

Este trabalho encontra-se dividido nos seguintes capítulos:

- Capítulo 1: introdução com uma breve caso sobre um acidente com vasos de pressão e uma contextualização do ambiente de trabalho atual e os devidos problemas enfrentados.

- Capítulo 2: fundamentação teórica com temas que refletem ao trabalho. Vasos de pressão acoplado em compressores de ar de pistão, elementos finitos, análise modal, amortecimento, material ferro fundido cinzento e contextualização do trabalho (estado da arte);

- Capítulo 3: inicia-se com o projeto da mesa rígida contemplando análises modais numéricas, modelamento da geometria e construção da mesma. Após isso, uma análise modal experimental é aplicada para validar o projeto.

- Capítulo 4: apresenta-se a síntese dos principais resultados com suas comparações, as conclusões e propostas para trabalhos futuros.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesse capítulo será apresentado a fundamentação teórica dos seguintes tópicos:

- Contextualização sobre vasos de pressão, compressores de ar recíprocos e os possíveis problemas de vibrações entre essas duas estruturas;
- Método de elementos finitos, tipos de elementos e considerações de refino de malha;
- Análise modal numérica por elementos finitos e análise modal experimental;
- Material ferro fundido cinzento e suas características de amortecimento;
- Conceito de amortecimento e alguns métodos de obtenção do amortecimento;
- Estado da arte, posição desse trabalho no âmbito da produção da literatura científica e tecnológica.

2.1 VASOS DE PRESSÃO ACOPLADOS EM MÁQUINAS GERADORAS DE VIBRAÇÕES

Os vasos de pressão são recipientes projetados para reter gases ou líquidos a uma pressão substancialmente diferente da pressão ambiente. Existem várias formas geométricas de vasos de pressão, mas as formas mais conhecidas são cilíndricas e esféricas, conforme Figura 8.

Figura 8 – Vasos de Pressão: (a) cilíndrico, (b) esférico



Fonte: (PRESSURE VESSEL GUIDE, 2015).

Quando um vaso de pressão é submetido a um carregamento de pressão, o material que compõe o reservatório está sujeito a uma carga, portanto, existem tensões em todas as direções. Essas tensões são cíclicas devido ao funcionamento do vaso de pressão, ou seja, existe uma variação de tensão quando ocorre uma pressurização e uma despressurização. Esses ciclos acabam gerando tensões de fadiga que são mais críticas quando uma máquina geradora de vibrações é montada sobre o vaso de pressão. Um compressor recíproco (alternativo) é um excelente exemplo de fonte de vibrações, representado na Figura 9.

Figura 9 – Compressor recíproco montado sobre um vaso de pressão

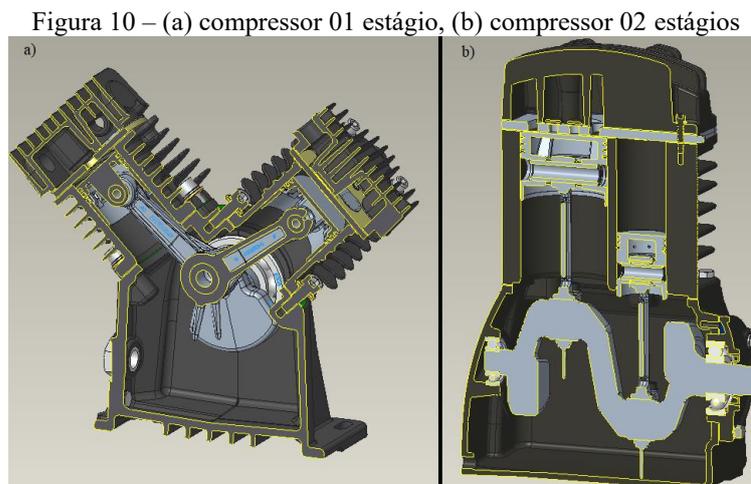


Fonte: Schulz Compressores Ltda.

O compressor recíproco é provavelmente o mais conhecido e o mais usado entre todos os tipos de compressores. O movimento alternativo de um arranjo mecânico é transmitido a um pistão que é livre para se movimentar dentro de um cilindro, similar a motores automotivos de pistão, diferenciado por não haver combustão interna (BROWN, 1990). O movimento de deslocamento do pistão em conjunto com um sistema de válvula de admissão proporciona um preenchimento da câmara do cilindro com um fluido gasoso (mais comum o ar) que é comprimido e descarregado, finalizando o ciclo. Para evitar o refluxo de ar, quando o sistema está na fase de admissão, uma válvula de descarga bloqueia o retorno do ar que já foi comprimido, ou seja, essa válvula apenas permite passar o fluido comprimido.

Um compressor que tem um sistema de dois ou mais pistões interligados em paralelo é conhecido como um compressor de 01(um) estágio, ou seja, cada pistão eleva a pressão para

um mesmo patamar. Já um compressor que tem seus pistões interligados em série com um sistema intermediário de arrefecimento é conhecido com compressor de 02 (dois) estágios, ou seja, cada pistão eleva a pressão e disponibiliza o fluido pressurizado para outro pistão que eleva mais ainda a pressão (BROWN, 1990). Portanto, pode-se dizer que os estágios são níveis de patamar de pressão podendo existir compressores de n-estágios. A Figura 10 representa compressores de 01 e 02 estágios.



Fonte: Schulz Compressores Ltda.

Um dos problemas básicos de qualquer compressor recíproco é a indesejada vibração causada pela rotação dinâmica específica desse tipo de máquina com movimento nos sentidos horários e anti-horários simultaneamente, que proporcionam um desbalanceamento e por consequência vibrações.

Sabe-se que sistemas com fontes geradoras de vibração estão suscetíveis a ressonâncias, ou seja, uma insignificante excitação de força pode ser ampliada a níveis que causam problemas ou até mesmo a falhas catastróficas.

Logo, um sistema que contempla um compressor montado sobre um vaso de pressão pode ser um risco à sociedade, pois se uma ressonância vier a ocorrer e proporcionar energia suficiente a ponto de colapsar o vaso de pressão, uma explosão pode ocorrer e levar a acidentes fatais como citado na introdução. Portanto, projetos e fabricação desses sistemas são de extrema responsabilidade e devem ser executados com diligência.

Na fase de projeto, a medição das frequências naturais desses sistemas é recurso importante para detectar se as frequências de operação (giro) dos compressores estão dessintonizadas das frequências medidas, evitando assim, a ressonância e falha por fadiga.

Porém, sistemas vibracionais como esses são muitas vezes complexos de se resolver e necessitam de apoio de métodos para facilitar as soluções e análises dos problemas. O método de elementos finitos é um excelente recurso numérico para se resolver problemas de difíceis soluções analíticas. No próximo tópico será explicado esse método.

2.2 FUNDAMENTOS DO MÉTODO POR ELEMENTOS FINITOS

Na década de 50, o método de elementos finitos (MEF) surgiu como uma evolução da análise matricial junto com a disponibilidade de computadores digitais.

Expandido para diversas áreas de conhecimento, tanto no setor industrial como de pesquisa, tornou-se uma ferramenta essencial para auxiliar na solução de problemas físicos por meio de métodos numéricos.

Para Alves (2000) os métodos analíticos permitem o cálculo da resposta exata, porém essas soluções são para apenas alguns casos mais simples que divergem da maioria das aplicações do dia-dia. Portanto procedimentos aproximados que podem ser aplicados em caráter geral, são de grande interesse para a solução de problemas de alta complexidade.

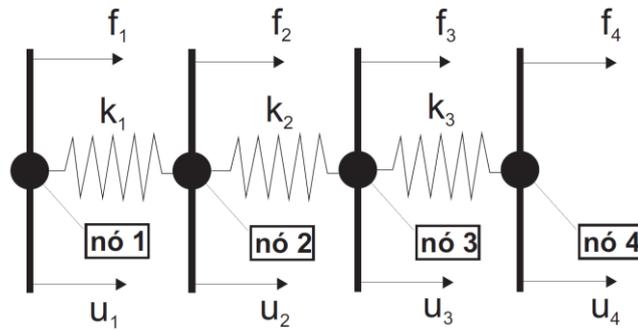
Na formulação de elementos finitos o corpo elástico contínuo é representado por um sistema discreto, ou seja, é feita a divisão de uma estrutura em partes separadas distintas, conectadas entre si através de um número finito de pontos discretos. Essas partes são denominadas elementos estruturais e seus comportamentos são determinados a partir dos deslocamentos ou forças nodais deste elemento (BORGES, 2006). O conhecimento do comportamento de cada elemento permite representar o comportamento do sistema como um todo de acordo com a teoria de elementos finitos (BATHE E WILSON, 1976 ; DHATT ET AL., 1984).

As matrizes elementares de massa e rigidez são consideradas particularmente para cada elemento, acopladas geram as matrizes de massa e rigidez globais da estrutura. As matrizes globais representam n equações diferenciais, sendo n o número de graus de liberdade do modelo discreto (BORGES, 2006).

Com o auxílio de um exemplo simples é ilustrado o método de elementos finitos para se entender mais sobre matrizes globais e elementares. Consiste em uma análise estática do sistema constituído por um conjunto de molas lineares, com constantes de rigidez $k_i, i = 1, 2, \dots$,

como na Figura 11. Neste exemplo f_i e u_i designam, respectivamente, as forças externas aplicadas e os deslocamentos dos nós (RADE, 2009).

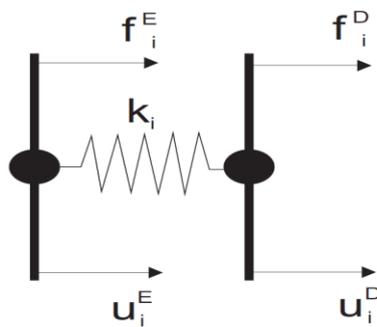
Figura 11 – Sistema constituído por um conjunto de molas lineares



Fonte: (RADE, 2009).

Cada mola é identificada como um elemento finito. Na Figura 12 os índices E e D indicam as grandezas físicas associadas aos nós das extremidades esquerda e direita, respectivamente.

Figura 12 – Mola identificada como um elemento finito



Fonte: (RADE, 2009).

Admitindo o sistema em equilíbrio (2.1):

$$f_i^D = -f_i^E \quad (2.1)$$

Para molas lineares, a constante de proporcionalidade é o coeficiente de rigidez obtemos as expressões (2.2) e (2.3):

$$f_i^E = -k_i(u_i^D - u_i^E) \quad (2.2)$$

$$f_i^D = k_i(u_i^D - u_i^E) \quad (2.3)$$

Assim na forma matricial:

$$\begin{bmatrix} k_i & -k_i \\ -k_i & k_i \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i^E \\ u_i^D \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_i^E \\ f_i^D \end{Bmatrix} \quad (2.4)$$

De forma compacta:

$$\left[K_i^{(e)} \right] \left\{ U_i^{(e)} \right\} = \left\{ F_i^{(e)} \right\} \quad i = 1, 2, \dots \quad (2.5)$$

Onde $\left\{ U_i^{(e)} \right\} = [u_i^E \quad u_i^D]^T$ e $\left\{ F_i^{(e)} \right\} = [f_i^E \quad f_i^D]^T$ são respectivamente, os vetores de deslocamentos nodais e forças nodais em nível elementar e $\left[K_i^{(e)} \right]$ é a matriz de rigidez elementar. Com condições de uma matriz simétrica $\left[K_i^{(e)} \right] = \left[K_i^{(e)} \right]^T$, singular, ou seja, não inversível e uma matriz semi-definida positiva.

Após o equacionamento do comportamento de cada elemento, é feito o acoplamento dos pontos nodais para gerar a matriz rigidez global. Fisicamente, a interconexão significa que deve haver, nos nós compartilhados por mais de uma mola, equilíbrio das forças e compatibilidade de deslocamentos. Considerando a Figura 13, e que i e $i + 1$ são elementos vizinhos temos:

$$f_i^D + f_{i+1}^E = f_{i+1} \quad (\text{com equilíbrio do nó } i + 1) \quad (2.6)$$

$$u_i^D = u_{i+1}^E = u_{i+1} \quad (\text{com compatibilidade de deslocamentos no nó } i + 1) \quad (2.7)$$

Desenvolvendo a equação matricial para os elementos i e $i + 1$:

$$k_i u_i^E - k_i u_i^D = f_i^E \quad (2.8)$$

$$-k_i u_i^E + k_i u_i^D = f_i^D \quad (2.9)$$

$$k_{i+1}u_{i+1}^E - k_{i+1}u_{i+1}^D = f_{i+1}^E \quad (2.10)$$

$$-k_{i+1}u_{i+1}^E + k_{i+1}u_{i+1}^D = f_{i+1}^D \quad (2.11)$$

Somando as equações (2.10) e (2.11) e inserindo nas três equações resultantes as equações (2.6) e (2.7) obtemos as relações:

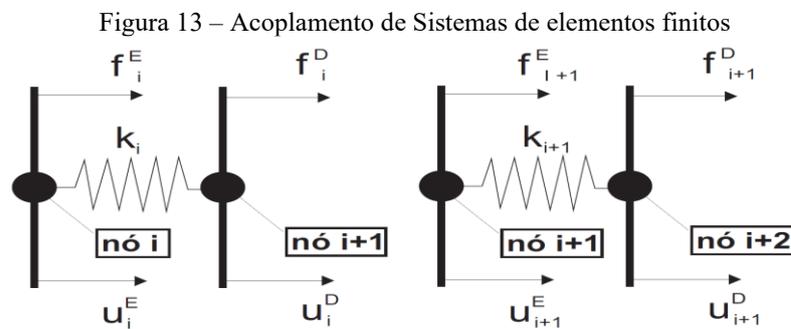
$$k_i u_i^E - k_i u_{i+1} = f_i^E \quad (2.12)$$

$$-k_i u_i^E + (k_i + k_{i+1})u_{i+1} - k_{i+1}u_{i+1}^D = f_i \quad (2.13)$$

$$-k_{i+1}u_i + k_{i+1}u_{i+1}^D = f_{i+1}^D \quad (2.14)$$

Assim de forma matricial, as relações (2.12) a (2.14) são:

$$\begin{bmatrix} k_i & -k_i & 0 \\ -k_i & k_i + k_{i+1} & -k_{i+1} \\ 0 & -k_{i+1} & k_{i+1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i^E \\ u_{i+1} \\ u_{i+1}^D \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_i^E \\ f_i \\ f_{i+1}^D \end{Bmatrix} \quad (2.15)$$



Fonte: (RADE, 2009).

Considerando o exemplo da Figura 11, aplicando o mesmo procedimento aos dois pares de molas entre os nós 2 e 3 obtemos:

$$\begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \end{Bmatrix} \quad (2.16)$$

De forma compacta:

$$[K]\{U\} = \{F\} \quad (2.17)$$

Onde $\{U\} = [u_1 \ u_2 \ u_3 \ u_4]^T$ e $\{F\} = [f_1 \ f_2 \ f_3 \ f_4]^T$ são respectivamente, os vetores deslocamentos e forças em nível global e $[K]$ é a matriz rigidez global. De forma análoga podemos fazer as mesmas observações para essa matriz, é uma matriz simétrica, singular e semi-definida positiva. O elemento genérico $(K)_{mn}$ mostra a força de reação aplicada no nó m quando é provocado um deslocamento unitário no nó n , mantendo bloqueado o nó m .

Assim de forma mais completa em função do tempo pode-se expressar o equilíbrio das forças de um sistema através da equação diferencial algébrica (2.18) de vários graus de liberdade. Na qual esse sistema é representado por um sistema linear de n equações diferenciais de segunda ordem acopladas.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (2.18)$$

Na qual:

$\{\ddot{x}(t)\}$, $\{\dot{x}(t)\}$ e $\{x(t)\}$ são vetor aceleração, velocidade e deslocamento respectivamente;

$\{f(t)\}$ é a força aplicada no sistema;

$[M]$, $[K]$ e $[C]$ de ordem $n \times n$, são as matrizes de massa, rigidez e amortecimento respectivamente;

Onde n é o número de graus de liberdade. Desconsiderando o efeito do amortecimento temos a equação (2.19):

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (2.19)$$

Esta é a equação diferencial básica e fundamental, na forma matricial, resultado da aplicação da teoria de elementos finitos. A aplicação de condições de contorno é indispensável dependendo do problema a ser tratado.

A teoria de elementos finitos aplicada em modelos para solucionar problemas de engenharia representa uma idealização de um sistema físico, que muitas vezes tem soluções não triviais e exigem um alto esforço computacional para atingir resultados com precisão. Com isso, ao se criar um modelo de elementos finitos deve-se levar em conta a precisão e a eficiência computacional.

Na maioria dos casos, um modelo complexo e com alta discretização do meio contínuo não é justificável, pois provavelmente fornece uma ótima precisão nos resultados, mas tem um aumento desnecessário no tempo de processamento computacional (SPYRAKOS,1994). Portanto, de modo geral, o modelamento por elementos finitos deve iniciar com modelos mais simples e progressivamente aplicar um refino até que se estabeleça um equilíbrio entre a precisão do resultado e o custo computacional.

Devido as especificidades dos sistemas físicos, se fez necessário, o desenvolvimento de vários tipos de elementos, pois para melhorar a acuracidade nos resultados dos modelos numéricos os elementos precisam ser mais fidedignos com a realidade.

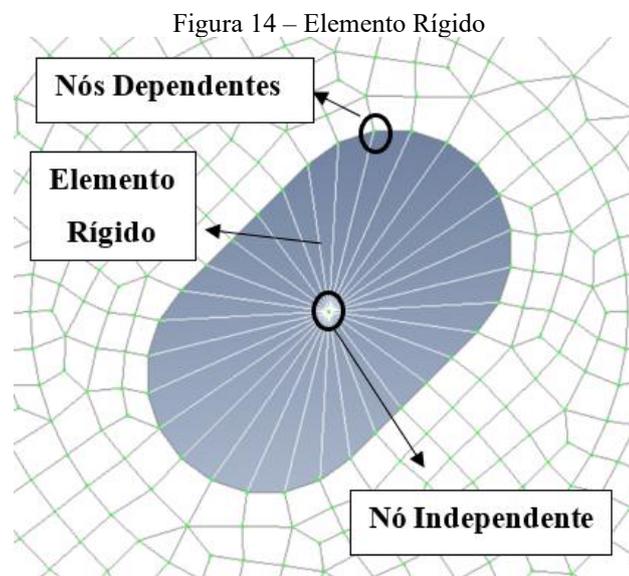
Os elementos que representam dimensões podem ser divididos em três tipos básicos: linha, área e volume. Os elementos de linha geralmente são aplicados nos problemas físicos de mecanismos (ligações mecânicas), estruturas de telhados (treliças), sistemas de tubulações e vigas de pontes.

Já os elementos de área têm uma vasta aplicação, como exemplo: aviões, navios, vasos de pressão, peças de máquinas etc. Aplicado em estruturas onde a espessura de parede é muito menor quando comparado com outras dimensões (SPYRAKOS,1994).

Por último os elementos de volume são utilizados para representar estruturas que tenham espessuras muito maior que outras dimensões é podem proporcionar informações de tensões e deformações nas três dimensões. Os elementos mais utilizados são os tetraédricos e hexaédricos, sendo o último com mais precisão nos resultados, mas mais difícil a aplicação em geometrias complexas. Uma malha otimizada muitas vezes utiliza os dois elementos em conjunto, somando a versatilidade do elemento tetraédrico e a acuracidade do elemento hexaédrico.

Quando se trata de condições de contorno e ligação entre componentes tem-se os elementos de ligação, que por sua vez, podem ser úteis tanto na avaliação das reações quanto em condições rígidas.

Um elemento rígido é uma ligação com rigidez infinita de um nó independente para um ou mais outros nós dependentes, onde o movimento dos nós é governado pelos graus de liberdade aplicados no nó independente, ou seja, a condição de contorno aplicada no nó independente é transferida, de forma rígida, para os nós dependentes. Na Figura 14 pode-se ilustrar um elemento rígido e seus respectivos nós.



Fonte: Próprio autor.

Os elementos de ligação GAP são utilizados para representar lacunas entre componentes estruturais e lacunas entre uma estrutura e seus suportes (SPYRAKOS,1994). É um elemento não-linear que tem diferentes rigidezes de tensão, compressão e cisalhamento. Utilizado para representar superfícies ou pontos que podem se separar, aproximar ou deslizar, um em relação ao outro (FEMAP, 2016).

Em um modelamento por elementos finitos a escolha dos tipos de elementos é crucial para obter resultados assertivos sem desperdiçar o tempo de processamento e a interpretação de dados. No entanto, a organização dos elementos escolhidos em uma malha também é de extrema importância e deve ser levado em consideração.

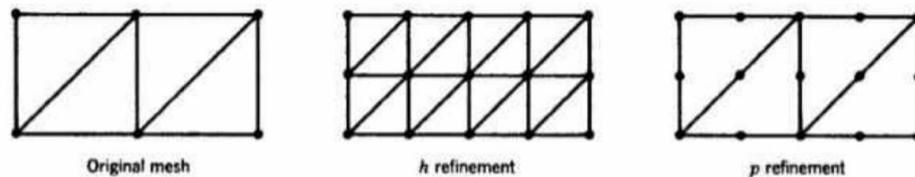
Uma malha de elementos finitos deve ser uniforme sempre que possível. No entanto, a não uniformidade é frequentemente necessária para obter resultados mais precisos em regiões

onde a mudanças abruptas na geometria, nas cargas aplicadas e nas tensões sofridas, ou seja, nessas regiões de interesse deve se realizar um refino de malha localizado.

Muitas vezes um refino de malha pode elevar o tempo computacional ao ponto de inviabilizar essa otimização da malha. Com isso, existem recursos que evitam o refino na malha, como, por exemplo, a utilização de elementos sólidos tetraédricos parabólicos, ou seja, é acrescentado nós intermediários aos elementos sem alterar o número de elementos do modelo.

Ao aplicar este recurso, um aumento no grau do polinômio, que formula os elementos, é aplicado e, conseqüentemente, existe um aumento no número de graus de liberdade do modelo, reduzindo o erro de aproximação. Na Figura 15, pode-se entender visualmente a diferença entre os modelos de refino de malha, sendo o refino “h” uma diminuição do tamanho característico do elemento, dividindo cada elemento em outros elementos, sem alterar o tipo do elemento. O refino “p” contempla a modificação do tipo de elemento para parabólico, evitando o aumento na quantidade de elementos do modelo. Esse tipo de refino “p” é utilizado para melhorar a precisão de respostas do modelo e evitar um acréscimo substancial no tempo computacional.

Figura 15 – Refinamento de malha modelo "h" e "p"



Fonte: COOK (1989).

2.3 FUNDAMENTOS DA ANÁLISE MODAL

Em sistemas mecânicos o comportamento dinâmico estrutural pode ser descrito por parâmetros modais, ou seja, frequências naturais, amortecimentos e modos próprios de vibrar. A análise modal é um excelente método para determinar esses parâmetros e pode ser aplicado em diversos tipos de sistema, tanto sob ponto de vista da análise modal teórica numérica quanto da análise modal experimental.

A análise modal aplicada para analisar o comportamento dinâmico de uma estrutura tem princípios importantes na sua concepção: resposta linear do sistema dinâmico, parâmetros

físicos da estrutura são constantes (independentes do tempo) e a relação entrada/saída medida contém informações suficientes para determinar o comportamento dinâmico (BORGES,2006).

Nesse tópico serão apresentados os conceitos básicos da análise modal teórica numérica e experimental.

2.3.1 Análise Modal Teórica por Elementos Finitos

Em um sistema que vibra livremente, as cargas aplicadas são zero e a estrutura vibra livre apenas com o efeito das condições iniciais, podendo ser amortecida ou não amortecida. Esse tipo de sistema normalmente é raro de ocorrer, pois na maioria dos casos a estrutura é submetida a forças externas. No entanto, a solução de um sistema que vibra livremente, sem amortecimento, fornece uma das mais importantes propriedades dinâmicas de uma estrutura, as frequências naturais e os modos de vibrar (SPYRAKOS, 1994).

Segundo Cook (1989), uma estrutura não amortecida, sem cargas externas aplicadas nos graus de liberdades, que sofre um movimento harmônico na qual cada grau de liberdade se movimenta em fase com os demais graus de liberdade, temos:

$$\{x(t)\} = \{\overline{x(t)}\} \text{sen } \omega t \quad e \quad \{\ddot{x}(t)\} = -\omega^2 \{\overline{x(t)}\} \text{sen } \omega t \quad (2.20)$$

Onde, $\{\overline{x(t)}\}$ são as amplitudes nodais de vibrações dos graus de liberdade e ω é a frequência angular (radianos por segundo). A frequência de giro em Hertz é $f_h = \omega/2\pi$ e o período é $T = 1/f$ (segundos). Combinando as equações (2.19) e (2.20), desprezando o amortecimento e a força aplicada no sistema, temos:

$$([K] - \lambda[M])\{\overline{x(t)}\} = \{0\}, \quad \text{onde } \lambda = \omega^2 \quad (2.21)$$

A equação (2.21) é representa um problema de autovalor, onde a matriz $[K] - \lambda[M]$ é não singular e a solução é trivial $\{\overline{x(t)}\} = \{0\}$. Já para as soluções não triviais é preciso determinar os autovalores λ que satisfarão:

$$\det([K] - \lambda[M]) = 0 \quad (2.22)$$

Associado a cada autovalor de frequência natural λ_i , temos um autovetor $\{\overline{x(t)}\}_i$, que é chamado de modo natural de vibração.

Em um problema de autovalor leva à uma equação algébrica em λ ou ω^2 . Como os coeficientes $[M]$ e $[K]$ são normalmente reais e simétricos tem-se n raízes reais, o que implica em n frequências reais. Se o sistema for estável, $[K]$ é definida positiva e as raízes são positivas. Um sistema não-restringido apresenta modos de corpo rígido correspondendo a frequências naturais nulas (SILVA, 2009).

Em um sistema dinâmico, o menor valor de λ_i é chamado de frequência natural angular fundamental e o correspondente $\{\overline{x(t)}\}_i$ é chamado de modo fundamental de vibrar.

O cálculo numérico dessas frequências naturais e consequentes modos de vibrar são de extrema importância para detectar e evitar que sistemas entrem em ressonância, ou seja, uma frequência de operação do sistema vem a sintonizar com a frequência natural do sistema.

Para todo modelo numérico o ideal é realizar uma validação experimental, pois é possível avaliar realmente o comportamento da estrutura e comparar com os resultados numéricos. Assim, avaliar se o modelo realmente atendeu as expectativas projetadas. Em muitos casos uma análise modal numérica pode ser validada por uma análise modal experimental, portanto no próximo capítulo será explicado sobre essa validação experimental. O comportamento dinâmico estrutural em sistemas mecânicos pode ser descrito por parâmetros modais, ou seja, suas frequências naturais, constante modal e razões de amortecimento.

2.3.2 Análise Modal Experimental

Existem alguns métodos que permitem obter os parâmetros modais de uma estrutura, que normalmente são a frequência natural, o fator de amortecimento e a forma modal para cada um dos modos identificados. Uma análise modal, no domínio da frequência, é um método que se baseia em funções resposta em frequência (FRFs), que são calculadas a partir dos sinais correspondentes de uma excitação aplicada em uma estrutura e a resposta da mesma (JORDAN, 2003).

Nesse tópico do trabalho será fornecido informações básicas para se realizar uma análise modal experimental: fixação da estrutura a analisar, o método de excitação, a escolha, fixação e localização dos transdutores e análise das funções resposta em frequência (FRFs).

2.3.2.1 Fixação da estrutura a analisar

Uma importante etapa da realização de uma análise modal experimental é a preparação da própria estrutura, que muitas vezes não tem a devida atenção e ocasiona falhas ou problemas no teste. Portanto, a primeira decisão que deve ser tomada é se a estrutura deve ser testada em condição livre ou engastada (EWINS, 1995).

Uma condição livre é quando a estrutura não está presa ao solo em nenhuma de suas coordenadas, ou seja, suspenso livremente no espaço. Porém, essa condição de perfeitamente livre não é possível de se obter, pois seria o mesmo que soltar a estrutura no espaço sideral, completamente livre. No entanto, existem formas de se aproximar a realidade de uma estrutura livre, por exemplo, suspender a estrutura com elementos bastante flexíveis, de forma que a frequência natural da montagem seja abaixo das frequências naturais de deformação da própria estrutura (JORDAN, 2003).

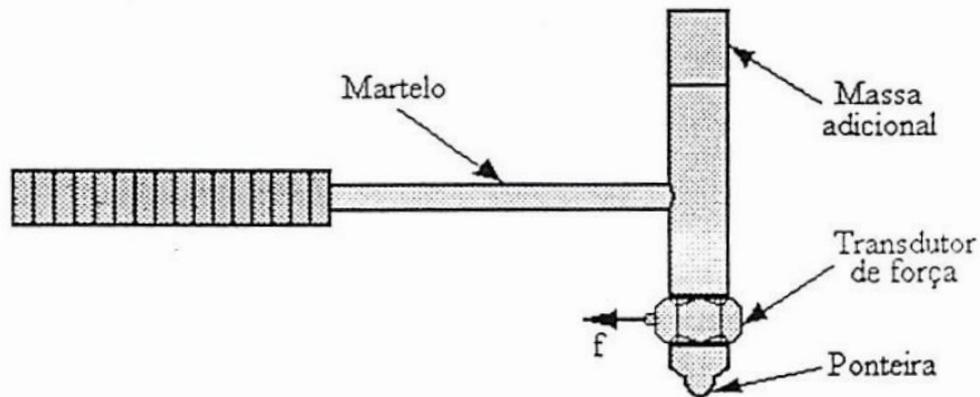
Já uma condição engastada, os pontos ou regiões da estrutura são fixadas em pontos externos e tem seus movimentos impedidos, sendo menos proveitoso que uma condição livre. Porém, em muitos casos práticos o objetivo da análise modal com a estrutura engastada é avaliar a condição em uso, ou seja, *in loco*. Por exemplo, estruturas de grande porte, pá de uma turbina, hélices de helicópteros, motores a combustão, etc.

Após avaliada a condição de teste da estrutura é necessário definir o método de excitação da estrutura, ou seja, a aplicação das forças na estrutura. A utilização de um vibrador (*Shaker*) e um martelo instrumentado de impactação são os dois métodos mais conhecidos e difundidos na aplicação da análise modal experimental.

2.3.2.2 Excitação da estrutura

O presente trabalho dará enfoque no método que utiliza o martelo instrumentado, Figura 16, conhecido como excitação “sem contato”, pois após o impacto a estrutura vibra livremente, sem qualquer dispositivo acoplado, diferente, em muitos casos, quando se utiliza um vibrador para gerar uma excitação (JORDAN, 2003).

Figura 16 – Martelo instrumentado de impactação



Fonte: JORDAN (2003).

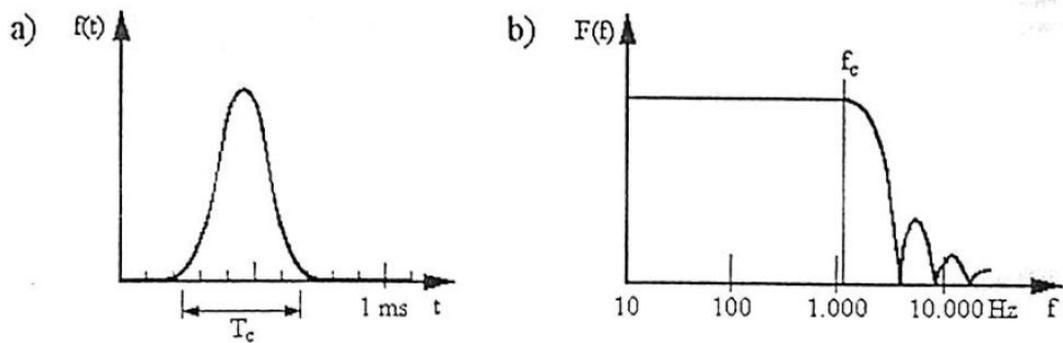
O equipamento consiste em não mais que um martelo (excitador), geralmente com um conjunto de ponteiros e cabeças (massas adicionais) diferentes que servem para ampliar as faixas de frequência e as magnitudes do impacto, proporcionando a aplicação em diversos tipos de estruturas. Martelos de tamanhos diferentes também ampliam a faixa útil de magnitude do impacto. Geralmente, os martelos instrumentados tem acoplado a sua estrutura um transdutor de força, que detecta a magnitude da força sentida pelo martelo, essa que se pode assumir igual e oposta a força sentida pela estrutura (EWINS, 1995).

Basicamente, a magnitude do impacto é determinada pela massa da cabeça do martelo e pela velocidade de impactação. Para um operador é muito mais fácil controlar a velocidade de impactação do que o nível da força aplicado, portanto a melhor maneira de se ajustar um nível de força é variando a massa adicional ou o alterando o tamanho do martelo.

A faixa de frequências é determinada pela rigidez das superfícies de contato e pela massa da cabeça do martelo. Existe uma ressonância do sistema dada pela frequência: $(\text{rigidez do contato} / \text{massa da cabeça do martelo})^{1/2}$ e acima dessa frequência fica difícil fornecer energia para excitar a estrutura a ser testada (EWINS, 1995). Considerando que não haja alteração na massa do martelo, pode-se dizer que quanto mais rígida a ponteira maior será a faixa de frequência observada, isso, devido ao menor tempo de contato T_c com a estrutura a ser analisada, Figura 17, curva a. Ou seja, quanto mais rígidos os materiais, menor será a duração do pulso e maior será a faixa de frequência coberta pelo impacto. A frequência máxima f_c é inversamente proporcional a T_c e corresponde a parte plana do espectro, Figura 17, curva b. Pode-se observar que após a frequência máxima f_c a força é diminuída, fica incerta e

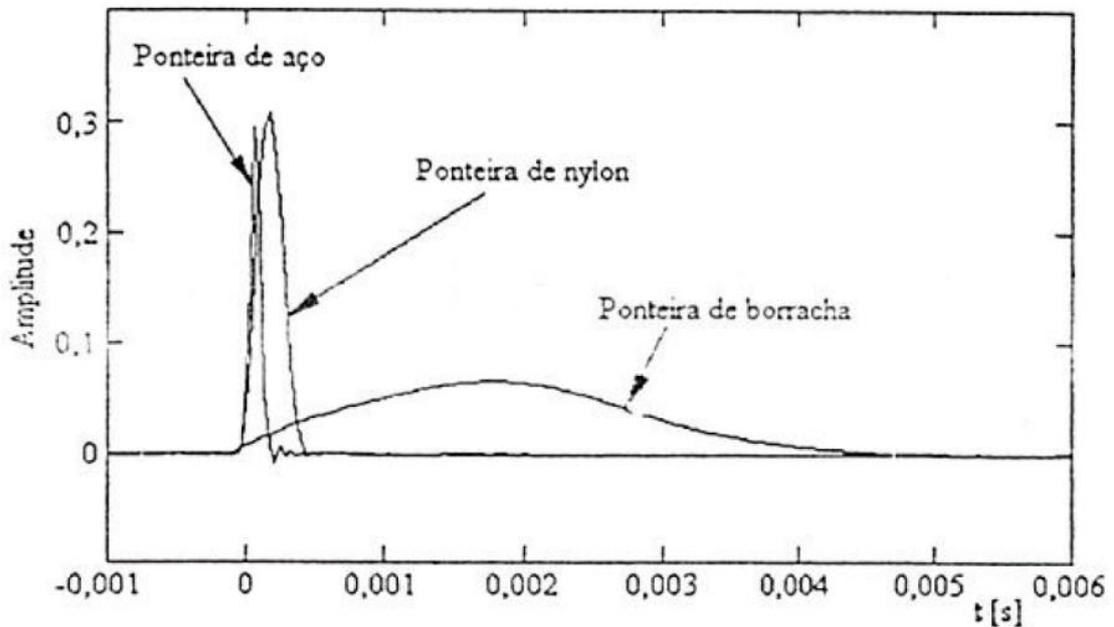
relativamente ineficiente. Portanto, a escolha da ponteira deve ser escolhida de forma que a região plana do espectro cubra a faixa de frequências de interesse. Não se deve desperdiçar energia em frequências que não são de interesse. Existem vários tipos de materiais adotados em ponteiros, a Figura 18 e 19 apresentam comparações entre curvas relativas a impactos com martelo instrumentado com diferentes ponteiros (JORDAN, 2003).

Figura 17 – Pulso do contato do martelo no domínio do tempo (a) e correspondente espectro em frequência (b)



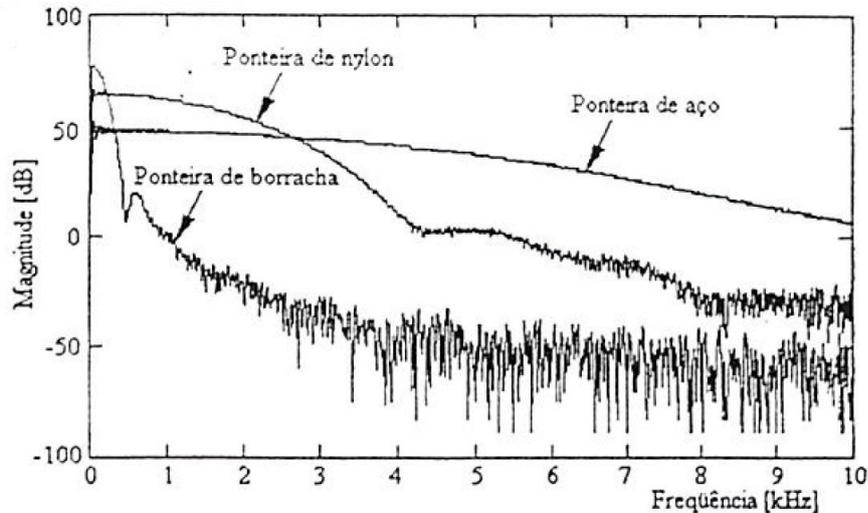
Fonte: JORDAN (2003).

Figura 18 – Forças aplicadas pelo martelo com diferentes ponteiros, no domínio do tempo



Fonte: JORDAN (2003).

Figura 19 – Forças aplicadas pelo martelo com diferentes ponteiros, no domínio da frequência



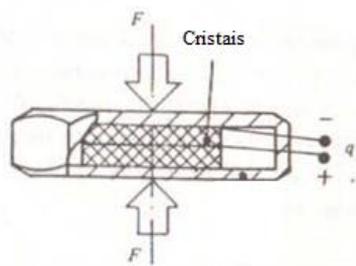
Fonte: JORDAN (2003).

2.3.2.3 Escolha, fixação e localização dos transdutores

Os transdutores de cristais piezoelétricos são os mais populares e amplamente utilizados para medir os parâmetros de interesse em testes modais. Para um ensaio de impactação com martelo instrumentado os dois transdutores que são mais utilizados são: o transdutor de força (acoplado no martelo) e os acelerômetros que são posicionados na estrutura de interesse a ser analisada. A seguir será descrito o funcionamento básico desses dois tipos de transdutores citados acima.

Um transdutor de força é um simples transdutor piezoelétrico unidirecional que recebe uma força e tem como saída um correspondente de carga elétrica. A Figura 20, representa a aplicação de uma força F sobre um tradutor de carga e seu respectivo sinal de saída em carga elétrica, q . Portanto, a medição da força será apenas na direção axial do transdutor.

Figura 20 – Transdutor de força



Fonte: Adaptado de EWINS (1995)

Um transdutor de carga piezoelétrico, com eletrônica integrada IEPE (*Integrated Electronics Piezo Electric*), quando comprimido gera carga elétrica proporcional à força de compressão. Essa carga é convertida em uma saída de tensão de baixa impedância e a sensibilidade é, portanto, expressa em termos de tensão por unidade de força (mV/N).

Os acelerômetros também são sensores piezoelétricos e como nome já diz, tem a função de medir acelerações. São instrumentos de alto desempenho e são amplamente aceitos como os melhores transdutores para medição absoluta de vibração. Os modelos IEPE, tem alta sensibilidade de saída, alta relação sinal-ruído e ampla largura de banda, tornando-os adequados para medições de vibrações em uso geral. Dos diversos tipos de acelerômetros o mais utilizado é modelo que proporciona medição da carga em apenas uma direção, ou seja, unidirecional. Geralmente a sensibilidade dos acelerômetros com eletrônica integrada são em termos de tensão por aceleração, podendo ser mV/ms^{-2} ou mV/g , onde g é aceleração da gravidade. A Figura 21, representa um acelerômetro unidirecional.

Ao definir o tipo de um acelerômetro, para aplicação desejada, é preciso levar em consideração os seguintes requisitos: verificar se massa do acelerômetro afetará a massa do sistema a ser medido, se a faixa de frequência do acelerômetro atenderá a faixa de interesse da aplicação, se energia da medição não ultrapassará o nível máximo suportado pelo acelerômetro sem que haja distorção no resultado e a forma de fixação que melhor se adequa a aplicação.

Figura 21 – Acelerômetro unidirecional



Fonte: (BRÜEL & KJAER, 2020)

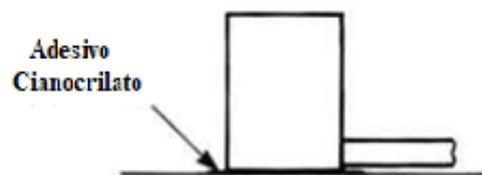
A fixação e localização dos transdutores é tão importante quanto a escolha dos mesmos, especialmente os acelerômetros. Existem várias formas de fixação dos acelerômetros na superfície da estrutura de teste, as formas de montagem mais conhecidas são: com prisioneiro, com cera, com base magnética, com fitas adesivas e com adesivos. Todas essas opções apresentam respostas em altas frequências e altos níveis de acelerações. Para o presente

trabalho será dado enfoque na forma de fixação utilizando o adesivo cianocrilato (*Cyanocrylate Adhesive*).

Esse método de fixação é muito comum para acelerômetros miniaturas, ou seja, de pequeno porte. A Figura 22, representa a colagem desse tipo de acelerômetro. Além de medir altas frequências e altos níveis de acelerações, essa forma de fixação tem as seguintes vantagens:

- Não é necessário danificar a estrutura a ser testada, diferente da forma utilizando prisioneiro;
- Facilidade na fixação em superfícies irregulares, já difícil utilizando a base magnética;
- Suporta maior temperatura que o método utilizando cera e fitas adesivas.

Figura 22 – Colagem com adesivo cianocrilato de um acelerômetro miniatura



Fonte: Adaptado de SERRIDGE and LICHT (1987)

Já as desvantagens desse método são:

- Dificuldade de retirar o acelerômetro da superfície e limpeza do mesmo, tomando tempo na execução do ensaio;
- Repetibilidade na exata posição de montagem não é garantida;
- Baixo isolamento elétrico.

Após definida a forma de fixação, é importante escolher as localizações, na estrutura de teste, para posicionar o(s) acelerômetro(s) e definir as regiões para impactar o martelo instrumentado.

O acelerômetro deve ser montado com seu eixo principal de sensibilidade alinhado com a direção de medição desejada. Portanto, em muitos casos, o local de montagem do acelerômetro é muito óbvio (SERRIDGE ; LICHT, 1987).

No entanto, a resposta dinâmica de muitas estruturas pode ser muito complicada e apenas pequenas variações nos locais de montagem podem causar grandes diferenças na medição, particularmente em altas frequências. Toda estrutura apresenta frequências naturais, portanto a princípio devem aparecer em todas as respostas em frequências medidas sobre a mesma. Nas correspondentes formas modais existem pontos que não se movimentam, chamados de nós (JORDAN, 2003). Como regra geral, não se deve fazer medições em um ponto de nó, pois se o acelerômetro for colocado sobre um nó de um modo e for medido com sinal de resposta em frequência, o pico da curva correspondente a este modo não aparecerá. Portanto, um teste preliminar de vibração rápida deve ser executado para identificar a localização desses nós e evitar problemas na medição definitiva.

2.3.2.4 Análise da Função Resposta em Frequência (FRF)

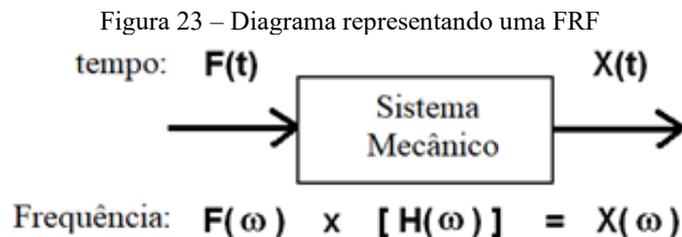
Determinados pelas propriedades dos materiais (massa, rigidez e amortecimento) e por condições de contorno, os modos de vibrar são propriedades inerentes de qualquer estrutura. Cada modo de vibrar é definido por uma frequência natural, um amortecimento e a forma modal, conforme informado anteriormente.

A Função Resposta em Frequência (FRF) é uma medição fundamental que isola as propriedades dinâmicas inerentes de uma estrutura mecânica, ou seja, pode-se obter os parâmetros modais (frequência, amortecimento e forma modal) de uma estrutura a partir de um conjunto de medições de FRF's (SCHWARZ e RICHARDSON, 1999).

A FRF de uma estrutura descreve a relação entre as transformadas de Fourier de seus registros temporais de resposta (saída) e da excitação (entrada), por exemplo, movimento e força em uma mesma direção. Desta forma, uma FRF pode ser definida por uma única entrada e uma única saída em ponto e direção específicos, sendo que o movimento neste ponto e direção caracterizam o chamado grau de liberdade, GDL.

Uma FRF é a medida de quanto deslocamento, velocidade ou resposta de aceleração uma estrutura tem em GDL de saída, por unidade força de excitação em um GDL de entrada. (SCHWARZ e RICHARDSON, 1999).

Para passar do domínio do tempo para o domínio da frequência, deve-se realizar uma Transformada Rápida de Fourier (FFT – *Fast Fourier Transform*) no sinal do domínio do tempo. Todas as formas de ondas complexas podem ser decompostas matematicamente em suas componentes de frequências. Assim, uma vez conhecido o sinal de entrada (excitação) $F(t)$ e saída $X(t)$, no domínio do tempo, é aplicado a FFT que transforma os sinais para o domínio da frequência, $F(\omega)$ e $X(\omega)$. Nota-se que a FRF é uma grandeza complexa descrita por uma parte real e imaginária, portanto, a magnitude da relação entre a entrada e saída do sinal no domínio da frequência representa a FRF, $|H(\omega)|$, onde ω é a frequência que varia em um intervalo de análise. A Figura 23 exemplifica essa relação.



Fonte: Adaptado de SCHWARZ e RICHARDSON (1999).

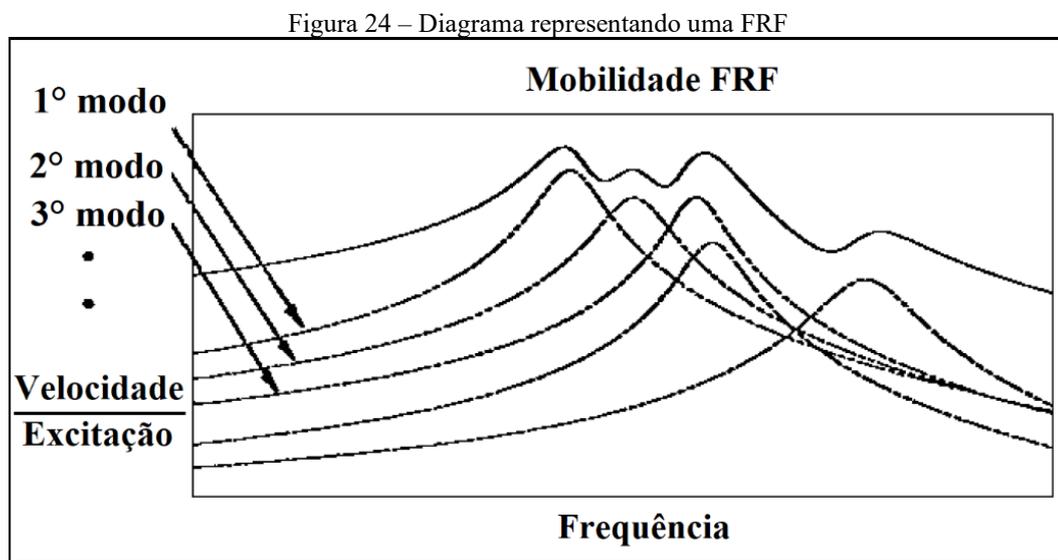
A FRF pode ser descrita em função dos sinais de aceleração, velocidade e deslocamento. A Tabela 2 mostra esses casos, onde observa-se que a relação entre essas FRF's é em relação a dividir ou multiplicar $H(\omega)$ pela frequência ω .

Tabela 2 – Tipos de FRFs

Resposta Medida	FRF $H(\omega)$
Deslocamento	$\frac{X(\omega)}{F(\omega)}$ Receptância
Velocidade	$\frac{\dot{X}(\omega)}{F(\omega)}$ Mobilidade
Aceleração	$\frac{\ddot{X}(\omega)}{F(\omega)}$ Inertância

Fonte: Próprio autor.

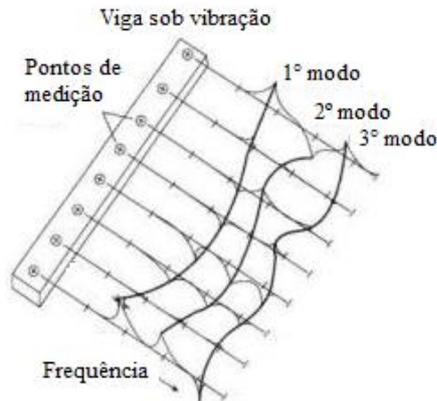
Se for determinada a mobilidade, aplicando-se força num ponto da estrutura e medindo-se a velocidade neste ou em outro ponto, para cada frequência natural aparecerá um pico na correspondente curva do módulo, exemplificado pela Figura 24 (JORDAN, 2003). Pode-se notar que a curva sólida é a magnitude de uma medição FRF de mobilidade e as curvas pontilhadas são curvas de ressonâncias. Cada uma dessas curvas é a resposta estrutural devido a um único modo de vibração. A resposta estrutural geral (a curva sólida) é, na verdade, a soma das curvas de ressonância, ou seja, a resposta global de estrutura em qualquer frequência é a soma das respostas devidas a cada um dos seus modos (SCHWARZ e RICHARDSON, 1999).



Fonte: Adaptado de SCHWARZ e RICHARDSON (1999)

Para entender de forma mais simples como as formas modais obtidas a partir das FRF's são obtidas, imagina-se que estas curvas sejam basicamente reais, com regiões positivas e negativas. Assim, a Figura 25, mostra o comportamento de uma viga sob vibração e sua FRF's. Portanto, sobre as linhas traçadas que partem da viga, tem-se os eixos das frequências. Quando excitado uma frequência natural, praticamente todas as FRF's vão apresentar picos, ora positivos, ora negativos. Se para esta frequência os correspondentes picos forem unidos por linhas, tem-se um esboço da forma do modo de vibração em questão (JORDAN, 2003).

Figura 25 – Formas modais a partir de FRF's

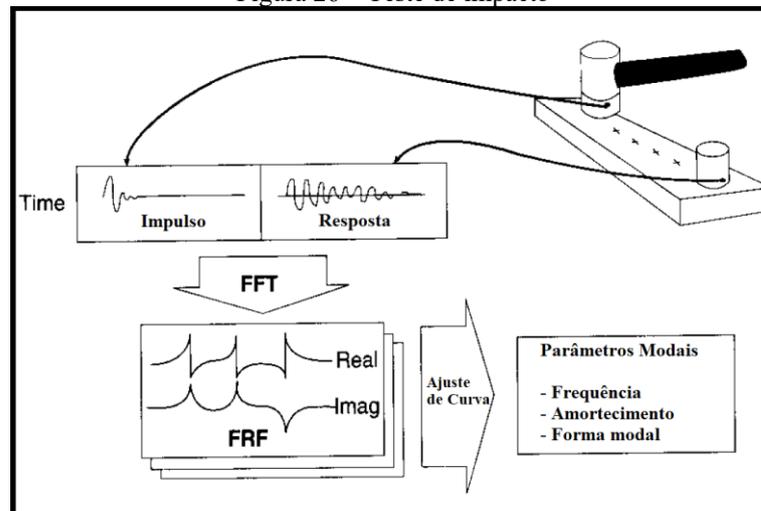


Fonte: Adaptado de JORDAN (2003).

Os modos de vibrar em estruturas simples e didáticas são relativamente notáveis e fáceis de se medir. Já em aplicações envolvendo uma estrutura real, por exemplo, a asa de uma aeronave ou uma hélice de helicóptero, a dinâmica é muitas vezes extremamente complexa e difícil de medir. Com isso, deve-se definir com clareza a faixa de frequência a ser investigada para evitar desperdício de tempo e erros na execução da análise.

A obtenção dos modos de vibrar a partir do ensaio de impacto com um martelo instrumentado é representado pelo diagrama da Figura 26. Nota-se que o sinal de entrada e saída são transformados do domínio do tempo para o domínio da frequência com a aplicação da FFT e o resultado das FRF's apresentam os parâmetros modais da estrutura medida.

Figura 26 – Teste de impacto

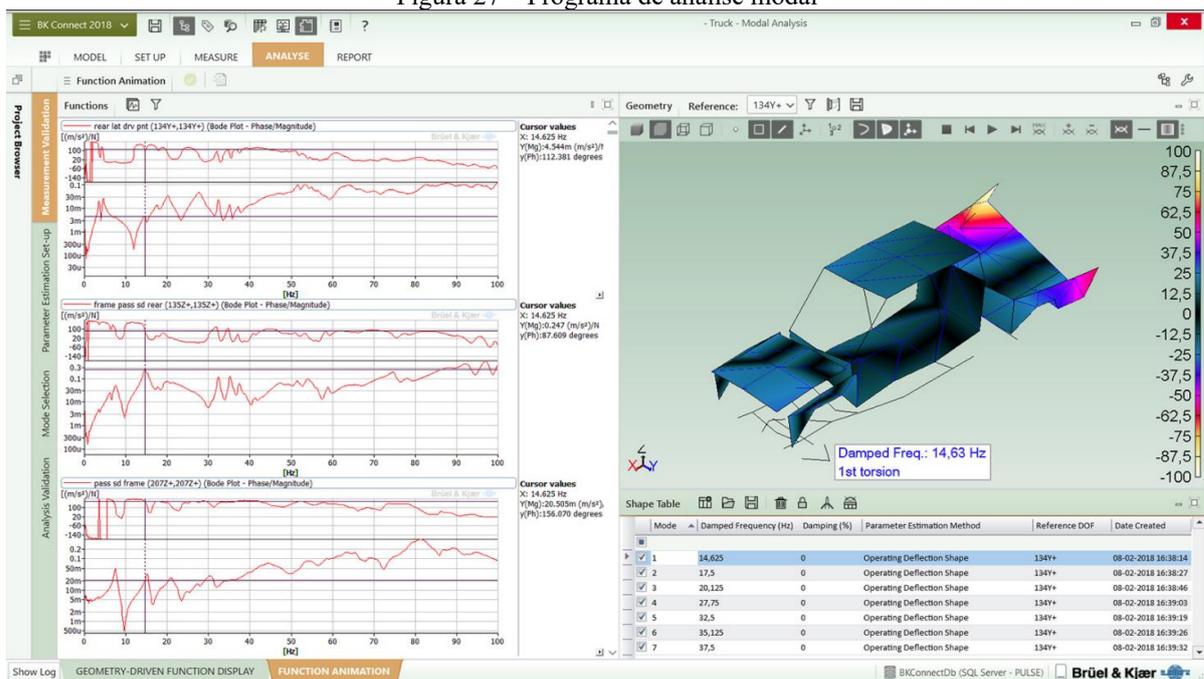


Fonte: Adaptado de JORDAN (2003).

Com o avanço da tecnologia, muitos sistemas de aquisição de dados passaram a contemplar em seus programas a ferramenta de análise de FFT que proporciona realizar as FRF's de forma direta, ou seja, os resultados apresentados na interface do programa já saem em função da frequência mais comum com sinal de aceleração, mas podem ser convertidos em velocidade e deslocamento. Com isso, existe uma facilidade na visualização dos espectros de vibração.

Alguns programas dedicados a medições modais apresentam a exibição gráfica da geometria do objeto de teste. Portanto, a visualização das formas modais se torna mais intuitiva e proporciona agilidade na análise modal. A Figura 27, apresenta um exemplo de um programa que apresenta as frequências, as formas modais e amortecimento em uma única interface gráfica.

Figura 27 – Programa de análise modal



Fonte: (BRÜEL & KJAER, 2021)

Portanto, graças a tecnologia aplicada em análises modais experimentais, esse tipo de programa ajuda a analisar o comportamento dinâmico de estruturas mecânicas de forma fácil e ágil.

Por fim, pode-se concluir que toda estrutura mecânica tem características modais próprias e dependem basicamente da massa, rigidez e amortecimento. Conforme equação

(2.18). Essas estruturas basicamente podem ser constituídas de vários tipos de materiais que afetam diretamente a massa e o amortecimento. Já a geometria afeta diretamente a rigidez e indiretamente na massa e amortecimento. Portanto, antes de iniciar uma análise modal experimental é importante saber que tipo de material foi utilizado na construção da estrutura a ser analisada para facilitar o entendimento do comportamento dinâmico e seu amortecimento.

A quantidade de energia dissipada pelo amortecimento muitas vezes é baixa e não afeta os resultados em análise modais experimentais. Porém, é importante considerar o amortecimento para uma previsão precisa da resposta de vibração em um sistema.

2.4 AMORTECIMENTO

Em muitos sistemas práticos mecânicos, a energia de vibração é gradativamente convertida em calor, som e outras energias. Em virtude da redução da energia, a resposta, tal como o deslocamento do sistema, diminui gradativamente. A transformação da energia de vibração em calor, som e outras energias é conhecido como amortecimento (RAO, 2008).

Uma das tarefas mais difíceis é estimar o amortecimento em sistemas estruturais, devido a isso vários modelos foram concebidos para melhor representar os efeitos do amortecimento.

Um sistema vibrante quando perde energia para fora do sistema através de radiação ou perda de energia interna está sujeito ao amortecimento. Para um sistema que vibra livre a perda de energia devido ao amortecimento provoca o decaimento de vibrações (CRANDALL, 1970).

O fator de amortecimento η é a razão entre a energia dissipada por radiano e o pico de energia armazenada durante o ciclo (energia potencial), conforme expressão (CRANDALL, 1970):

$$\eta = \frac{W}{2\pi V} \quad (2.23)$$

Onde:

W é a energia perdida por ciclo;

V é o pico de energia potencial;

η é o fator de amortecimento.

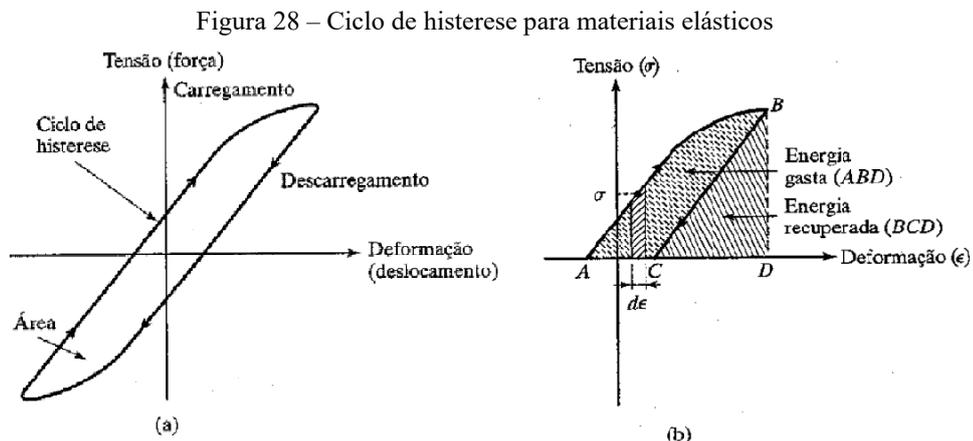
Esse fator de amortecimento η quantifica o amortecimento de um sistema mecânico considerando a dissipação de energia interna (material) quanto externa.

São muitas as outras formas de se modelar o amortecimento, dentre as quais se podem citar: amortecimento viscoso, amortecimento Coulomb (por atrito seco), amortecimento de interno de material (por histerese), amortecimento não proporcional, amortecimento proporcional e amortecimento modal. Para esse trabalho será apresentado os modelos de amortecimento interno de material e amortecimento modal.

Nos metais, o amortecimento interno de material ocorre quando existe deformações e o material absorve e dissipa energia. O efeito deve-se ao atrito entre os planos internos, que deslizam ou escorregam enquanto as deformações ocorrem (RAO, 2008), ou seja, esse atrito gera calor e o sistema dissipa energia. Para facilitar o entendimento um diagrama tensão deformação mostra um ciclo de histerese, Figura 28(a). A área desse ciclo apresenta a perda de energia devido ao amortecimento.

A área sob a curva tensão deformação é dada por:

$$v = \oint \sigma d\epsilon \quad (2.24)$$



Fonte: RAO (2008).

Essa equação representa o trabalho realizado por unidade de volume do corpo. Quando a tensão diminui a energia é recuperada (BCD). Quando o caminho do descarregamento é diferente, a área (ABC) representa a energia perdida por unidade de volume do corpo. Figura 28(b). Essa integral cíclica é a energia dissipada por ciclo de movimento. Isto é, a capacidade

de amortecimento, quando dividida pelo volume do material, fornece a capacidade de amortecimento por unidade de volume.

Em sistemas de vários graus de liberdade o amortecimento proporcional apresenta a forma de perda de energia uniformemente distribuída em toda a estrutura, ou seja, as forças desse amortecimento proporcional são distribuídas para toda a estrutura. Com isso, a matriz de amortecimento se torna uma combinação linear das matrizes rigidez e massa, dada por:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (2.25)$$

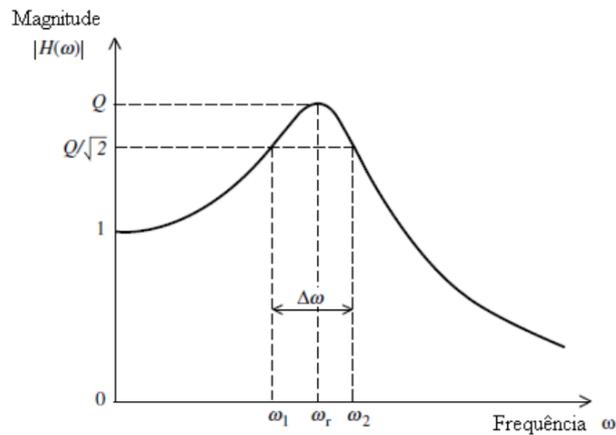
Com isso, a ortogonalidade aplicada nas matrizes massa e rigidez também pode ser aplicada a matriz do amortecimento. Essa matriz proporcional se reduz a uma matriz diagonal mediante uma transformação modal (CLOUGH, 1975).

Com base nas propriedades de ortogonalidade da matriz amortecimento proporcional pode se associar parâmetros de amortecimento distintos para cada um dos modos de vibrar de uma estrutura de múltiplos graus de liberdade. Esse amortecimento proporcional também é conhecido como amortecimento modal. Assim, cada modo de vibrar terá um correspondente de amortecimento.

A obtenção do amortecimento em estruturas muitas vezes é de forma empírica, pois existe diversos fatores que caracterizam um amortecimento. A forma mais precisa de se obter um fator de amortecimento é medindo experimentalmente. Desta forma, existem muitos métodos de determinação do amortecimento e a escolha depende principalmente da faixa do amortecimento e da frequência de vibração. Os métodos mais utilizados são o do decremento logarítmico e o da largura de banda, este último será apresentado nesse trabalho.

O método da largura de banda a medida do amortecimento é baseado na resposta em frequência $H(\omega)$. A largura da banda é definida com a variação da frequência ($\Delta\omega$), quando a magnitude da resposta em frequência (Q) é $(1/\sqrt{2})$ vezes o valor de pico. A Figura 29 apresenta esse método para determinação do amortecimento em um sistema com um grau de liberdade (SILVA, 2007).

Figura 29 – Método de largura de banda (um grau de liberdade)



Fonte: SILVA (2007).

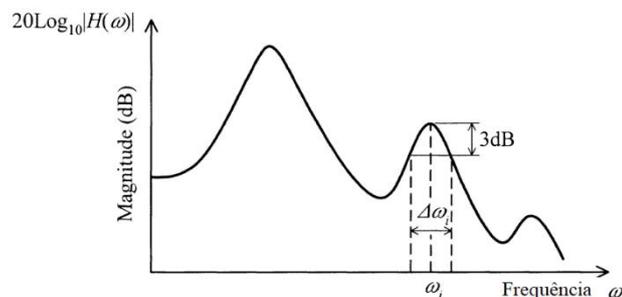
Com isso, o fator de amortecimento η pode ser determinado através da seguinte equação:

$$\eta = \frac{2(\omega_2 - \omega_1)}{\omega_r} \quad (2.26)$$

Para sistemas de múltiplos graus de liberdade com ressonâncias bem espaçadas o método de largura de banda pode ser utilizado para estimar o amortecimento modal. No gráfico o sinal de magnitude é considerado em decibéis (dB), Figura 30. Como o fator $(1/\sqrt{2})$ corresponde a 3 dB, a largura de banda correspondente a uma ressonância é dada pelo gráfico de magnitude a 3 dB abaixo desse pico ressonante. Para cada modo ressonante, a razão de amortecimento é dada por:

$$\eta_i = \frac{2\Delta\omega_i}{\omega_i} \quad (2.27)$$

Figura 30 – Método de largura de banda (múltiplos graus de liberdade)



Fonte: SILVA (2007).

Esse método de medição de amortecimento indica que a largura de banda em uma ressonância é a medida da dissipação de energia na vizinhança dessa ressonância no sistema. A equação (2.27) é válida para valores baixos de amortecimento e é baseada em sistema de comportamento linear (SILVA, 2007).

O amortecimento em estruturas na maioria das vezes depende da forma construtiva e seu material. Para o presente trabalho, além da mesa rígida ter como premissa uma rigidez elevada, é desejado um amortecimento para reduzir a propagação de energia para solo, evitando interferência nas medições desejadas. Com isso, foi adotado o material ferro fundido cinzento para construção das bases da mesa rígida, esse material que apresenta uma ótima característica de amortecimento.

2.5 FERRO FUNDIDO CINZENTO

O ferro fundido é uma liga de ferro e carbono (Fe-C) que pode ser classificado em tipos, diferenciados pela presença de elementos de liga e forma de resfriamento. Cada modelo de ferro fundido tem propriedades e características particulares, sendo fundamental para facilitar a escolha do tipo para a aplicação desejada.

O ferro fundido cinzento é um dos tipos mais utilizadas comercialmente, pois geralmente são aplicados na indústria automotiva para fabricação de polias, carcaças, blocos de motor, discos e tambores de freios. Isso é motivado pelas características de uma boa condutibilidade térmica e a capacidade de amortecimento de vibrações. A estrutura do ferro fundido cinzento é composta por matriz de ferrita mais perlita e grafita em forma de veios. Na Figura 31 pode-se observar um típico ferro fundido cinzento e vale ressaltar as grafitas em forma de veios, pois é pela existência delas que a alta condutibilidade térmica e o amortecimento de vibrações tornam-se características relevantes. Para a aplicação desse trabalho vamos focar na propriedade típica de amortecimento, pois beneficia na aplicação do projeto da mesa rígida.

Figura 31 – Estrutura de ferro fundido cinzento, mostrando os constituintes perlita, ferrita e veios de grafita. Ataque: picral. Aumento: 100X.



Fonte: CHIAVERINI (1990).

O ferro fundido cinzento tem como propriedade típica a capacidade de amortecimento, ou seja, uma facilidade de absorver vibrações, dissipando a energia mecânica na forma de calor (CHIAVERINI,1990).

Um corpo de ferro fundido cinzento quando submetido a algum esforço mecânico tende a amortecer tensões vibracionais. Essa capacidade é resultado do atrito entre a grafita e a matriz metálica (GUESSER, 2009 apud METZLOFF & LOPER, 2002). Portanto, esse atrito gera calor, o sistema dissipa a energia mecânica e ocorre um amortecimento. A Figura 32 representa esse amortecimento.

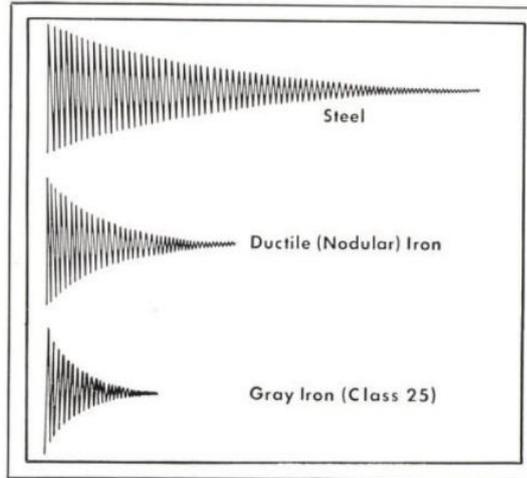
A excelente capacidade de amortecimento do ferro fundido cinzento é indicada na Figura 33. Nota-se que para uma mesma excitação o decaimento da energia para o ferro fundido cinzento acontece mais rapidamente, ou seja, o amortecimento é maior.

Figura 32 – O amortecimento das tensões vibracionais ocorre devido ao atrito entre as partículas de grafita e a matriz metálica



Fonte: GUESSER (2009).

Figura 33 – Amortecimento em três diferentes materiais



Fonte: GRAY AND DUCTILE IRON FOUNDERS' SOCIETY (1957).

Definido o material que proporciona uma melhora nas características dinâmicas de uma estrutura para a aplicação desejada, é preciso validar a estrutura experimentalmente. Com isso, análises modais são realizadas para obter os parâmetros dinâmicos. A seguir serão apresentadas algumas aplicações de análises modais experimentais para contextualizar o presente trabalho.

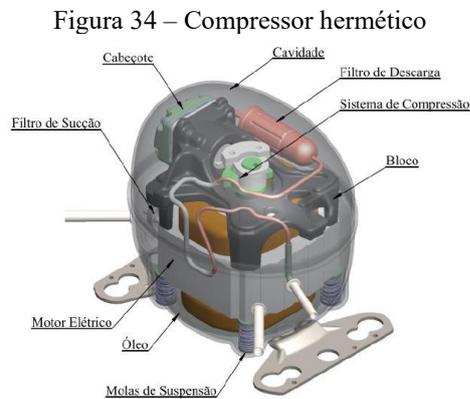
2.6 ESTADO DA ARTE

Devido ao avanço computacional, a análise modal já está difundida em várias áreas de pesquisa e desenvolvimento que necessitam descrever os fenômenos complexos da dinâmica estrutural, ou seja, os modos de vibrar de uma estrutura.

Na busca por literaturas que propõem pesquisas similares ao presente trabalho, encontrou uma dificuldade em posicionar o tema no meio acadêmico e científico. Portanto, a busca de estudos foi direcionada a análises modais em compressores de ar recíprocos e estruturas de grande porte, neste caso hélice de gerador.

Na literatura, ao se buscar estudos de análises modais em compressores recíprocos, encontra-se muitas pesquisas sobre compressores herméticos, principal componente de um sistema de refrigeração. O compressor hermético do tipo alternativo é uma das principais fontes de vibrações e ruídos em refrigeradores, congeladores e aparelhos de ar condicionado. Um compressor típico é composto por um conjunto de peças mostrado na Figura 34 (MARCON, 2016). O princípio de funcionamento é similar a um compressor de ar de pistão: um motor

elétrico proporciona o giro do eixo virabrequim que conseqüentemente movimenta um pistão e esse comprime o gás dentro do cabeçote.

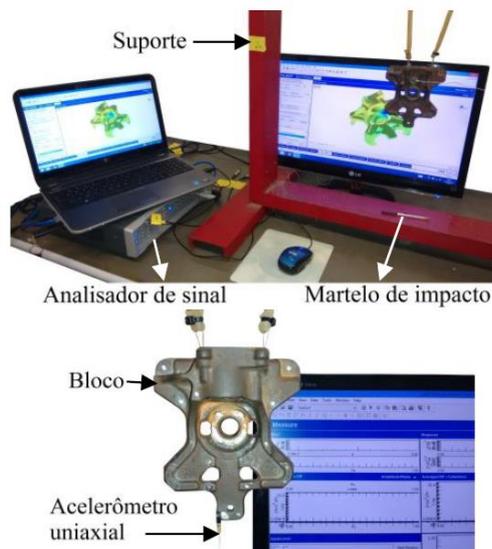


Fonte: MARCON (2016).

Como todo compressor recíproco, a geração de vibração é inevitável. Portanto, estudos são realizados para minimizar a propagação ou até mesmo eliminar a vibração nesse tipo de compressor.

Marcon (2016) realizou um estudo do comportamento dinâmico de conjunto bloco e motor de um compressor hermético. Simulações numéricas das peças e dos conjuntos foram validadas utilizando análises modais experimentais. A Figura 35 apresenta a análise modal experimental realizada em um dos componentes (bloco) do compressor.

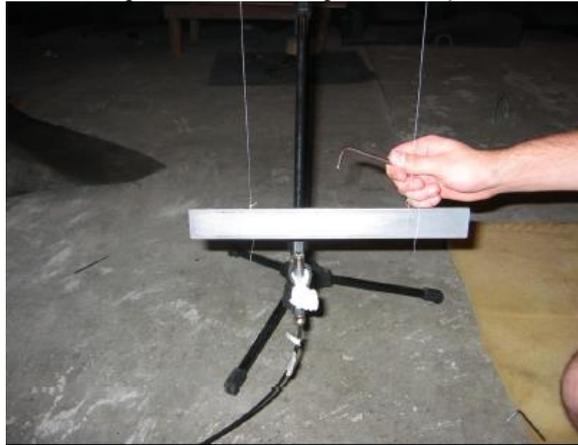
Figura 35 – Análise modal experimental em um bloco de um compressor hermético



Fonte: MARCON (2016).

Oliveira (2006) realizou análises modais experimentais em chapas da carcaça de compressores herméticos. Esse trabalho teve como objetivo aumentar o amortecimento estrutural e conseqüentemente reduzir o ruído irradiado pela carcaça do compressor. A Figura 36 representa o ensaio realizado utilizando um martelo para impactação e um microfone que adquiria um sinal sonoro correspondente às vibrações da barra.

Figura 36 – Análise modal experimental em chapa da carcaça de um compressor hermético

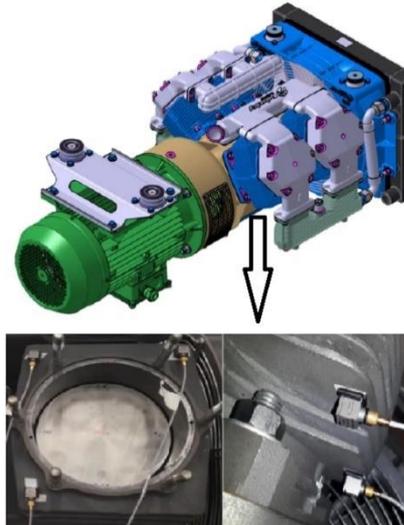


Fonte: OLIVEIRA (2006).

A análise modal experimental está muito presente em compressores herméticos, visto que, esses tipos de compressores são utilizados em refrigeradores domésticos que tem um grande apreço por baixos ruídos, pois são muitas vezes utilizados em ambientes pequenos e podem gerar desconforto nas pessoas que frequentam esse espaço.

Já para compressores de ar recíprocos, não se encontrou muitos estudos referentes a análises modais experimentais. Um estudo interessante realizado por Hodayoun (2018) aplicou análise modal experimental em um cilindro de um compressor de ar recíproco utilizado em trens de alta velocidade. O trabalho basicamente foi realizar análise modal numérica em um novo projeto de cilindro com propósito de reduzir vibrações e ruído. Essa análise foi validada por uma análise modal experimental aprovando o projeto. A Figura 37 apresenta o compressor de ar recíproco e uma etapa da análise modal experimental.

Figura 37 – Análise modal experimental em chapa da carcaça de um compressor hermético

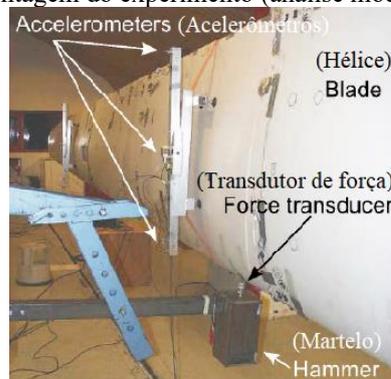


Fonte: Modificado de HOMAYOUN (2018).

Visto a dificuldade de encontrar estudos modais em compressores de ar recíprocos buscou pesquisas em estruturas de grande porte como por exemplo: aviões, helicópteros, etc.

Um estudo feito por Larsen, et al. (2002), realizou uma análise modal experimental para identificar frequências naturais, características do amortecimento e modos de vibrar em hélices de turbinas eólicas. Problemas de estabilidade em turbinas eólicas, que eventualmente podem levar à falha de toda a estrutura, podem ser proporcionados pela ocorrência de vibrações dinâmicas nas extremidades das arestas das hélices. Com isso, análises modais numéricas foram realizadas para otimizar o projeto da hélice e validados com análises modais experimentais. Esse aprimoramento proporcionou uma diminuição nas falhas em turbinas eólicas. A Figura 38 apresenta a montagem do ensaio modal experimental.

Figura 38 – Montagem do experimento (análise modal experimental)



Fonte: Modificado de LARSEN et al. (2002).

Um estudo realizado por Camargo, et al. (2011) foi adicionar dois suportes a um helicóptero militar, tornando possível transportar diferentes cargas. Para validar os efeitos estruturais dessas modificações, foram realizados testes modais no helicóptero em sua configuração padrão, bem como em sua configuração modificada com as cargas adicionais. Foram realizados vários testes modais experimentais, desde impactação com martelo instrumentado com o helicóptero no chão, quanto análise modal operacional com o helicóptero em voo. Os resultados foram satisfatórios, possibilitando o transporte de diferentes cargas, mantendo a segurança ideal para tripulação de voo. Na Figura 39 é apresentado o ensaio modal experimental utilizando um vibrador (*Shaker*) em solo.

Figura 39 – Montagem do experimento (análise modal experimental)



Fonte: CAMARGO, et al. (2002).

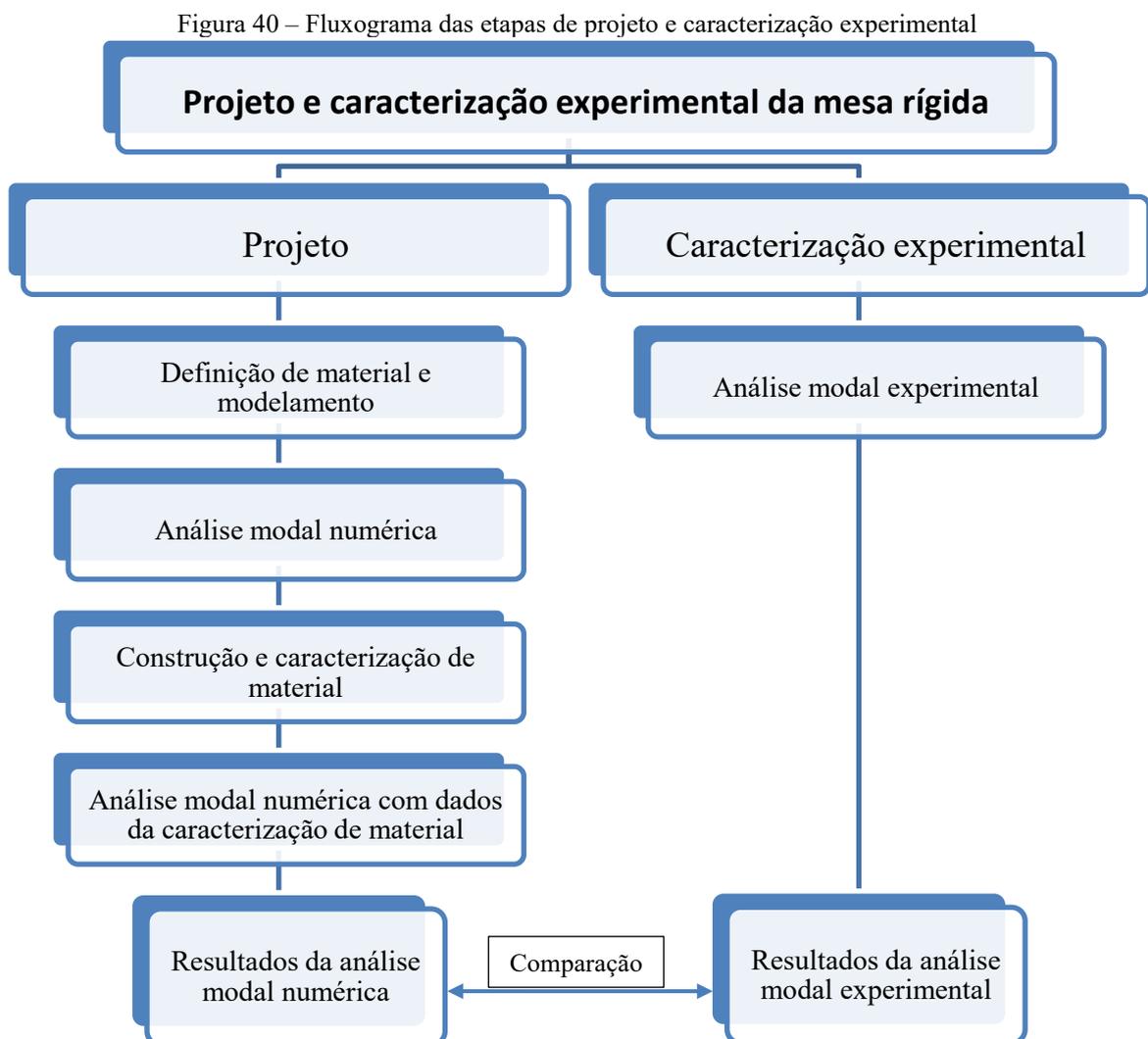
Esses foram alguns exemplos de análise modal experimental em estruturas de grande porte que obtiveram resultados satisfatórios e melhoraram a aplicabilidade desejada para cada caso.

O presente trabalho tem como contribuição tecnológica o desenvolvimento de uma mesa rígida com frequências naturais dessintonizadas das frequências de operação dos compressores de ar recíprocos. A função dessa mesa é proporcionar medições de cargas dos compressores com melhores precisões nos resultados e, conseqüentemente, melhorar os projetos de vasos de pressão, minimizando os riscos de possíveis acidentes.

Com isso, pode-se dizer que a aplicação dessa mesa proporcionará uma assertividade em projetos de vasos de pressão impactando diretamente nos custos: ambiental, devido a possíveis reduções de matérias primas e de segurança social por minimizar os riscos de falhas em vasos de pressão.

3 PROJETO E CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DA MESA RÍGIDA

A metodologia numérico-experimental é empregada nas etapas de desenvolvimento da mesa rígida, sendo no âmbito numérico para a etapa de projeto e experimental para etapa de caracterização modal da mesa rígida construída. Nesse capítulo será apresentada a metodologia utilizada e os resultados obtidos, desta forma facilitará o entendimento cronológico do trabalho. Por fim, será comparado os resultados numéricos e experimentais. A Figura 40 apresenta o fluxograma das etapas de projeto e caracterização experimental que serão apresentadas nesse tópico.



Fonte: Próprio autor

3.1 PROJETO

Um projeto deve ter seus objetivos bem definidos, pois eles afetam nas decisões tomadas no decorrer do desenvolvimento do projeto. Para esse trabalho o projeto tem objetivos que podem ser elencados como etapas:

- Definição de material e modelamento: Escolha de materiais para fabricação da mesa rígida e modelamento da geometria;
- Análise modal numérica: Avaliar as frequências naturais e os modos de vibrar da geometria definida na etapa de modelamento;
- Construção e caracterização de material: Fabricar a mesa rígida e realizar a caracterização do material utilizado na fabricação;
- Análise modal numérica com dados da caracterização do material: Utilizar as propriedades dos materiais encontrados na caracterização do material para realizar novamente a análise modal numérica e refinar a resposta.

3.1.1 Definição de material e modelamento

O material para confecção da base da mesa teve várias propostas, como granito, aço, concreto e ferro fundido, sendo o último o escolhido devido à praticidade de fundirmos geometrias complexas, o que facilita o controle da rigidez e massa.

Com isso, o ferro fundido cinzento ABNT FC-150 foi adotado para construção da base da mesa, esse que apresenta boa fundibilidade e resistência a compressão. Essa escolha ajuda na diminuição da resposta sobre o conjunto de medição, pois existe um alto amortecimento.

A classe FC-150 é empregada principalmente para aplicações envolvendo alta capacidade de amortecimento de vibrações (GUESSER, 2009). As propriedades físicas típicas do ferro fundido cinzento escolhido são representadas na Tabela 3 e as composições químicas típicas são representadas na Tabela 4.

Tabela 3 – Propriedades físicas típicas do ferro fundido FC 150

Propriedades	FC 150
Limite de resistência à tração, [MPa]	150
Limite de resistência à flexão, [MPa]	230/360
Resistência à compressão, [MPa]	580/690
Módulo de elasticidade, [MPa]	78453/102970
Dureza Máx. [HB]	155

Fonte: CHIAVERINI (1990).

Tabela 4 – Composição Química típica do Ferro fundido Cinzento

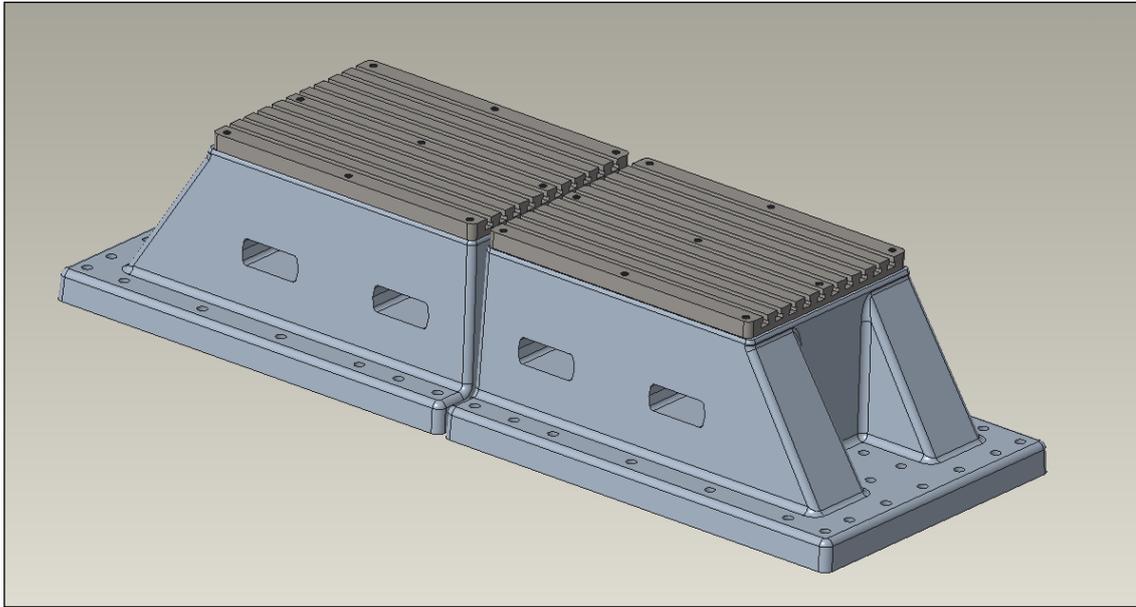
	C	Mn	Si	P	S
Min%	2,50	0,20	1,00	0,02	0,02
Max%	4,00	1,00	3,00	1,00	0,25

Fonte: CHIAVERINI (1990).

Definido o material para fabricação da base da mesa rígida iniciou-se a fase de concepção da geometria. O programa PTC CREO® foi utilizado para o modelamento da geometria e o programa SIEMENS NX NASTRAN® com FEMAP® para realização das simulações numéricas prévias. Inúmeras versões de mesas rígidas foram modeladas e simuladas numericamente com o objetivo de se obter uma estrutura com frequências ressonantes dessintonizadas das frequências de operação dos compressores de ar. Com isso, a estrutura representada pela Figura 41 foi a adotada.

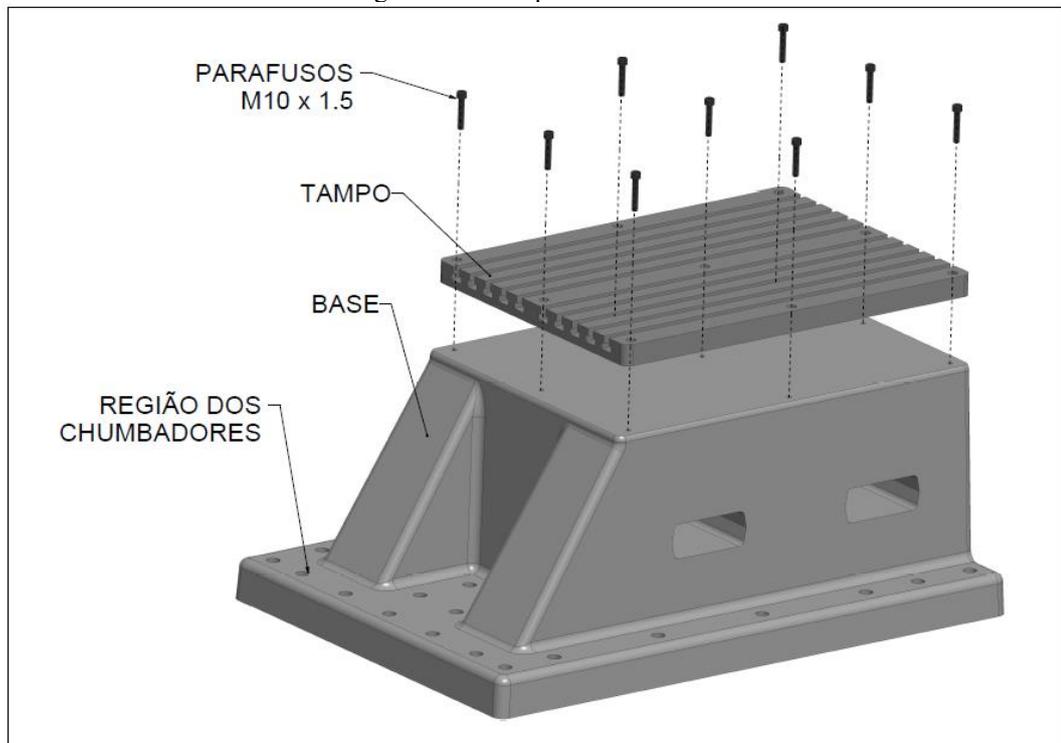
Para facilitar a montagem das células de cargas e sucessivamente os compressores de ar e motores elétricos, um tampo em aço ASTM A-36 foi adotado com ranhuras usinadas e fixo na base da mesa através de parafusos. A Tabela 5 representa as propriedades mecânicas do aço proposto anteriormente. Nove parafusos cabeça cilíndrica com sextavado interno M10x1,5 foram utilizados para fixação do tampo a mesa e chumbadores para fixação da mesa no chão. Conforme Figura 42.

Figura 41 – Geometria Proposta



Fonte: Próprio autor.

Figura 42 – Componentes da mesa



Fonte: Próprio autor.

Tabela 5 – Propriedades físicas típicas aços ASTM A-36

Propriedades	ASTM A-36
Limite de resistência à tração, [MPa]	400/550
Módulo de elasticidade, [GPa]	190,2
Dureza (HB)	130/150

Fonte: NORMA ASTM A-36, 2014.

Definido os materiais e a geometria da mesa rígida, pode-se iniciar o estudo da análise modal numérica para avaliar as frequências naturais e os modos de vibrar da estrutura.

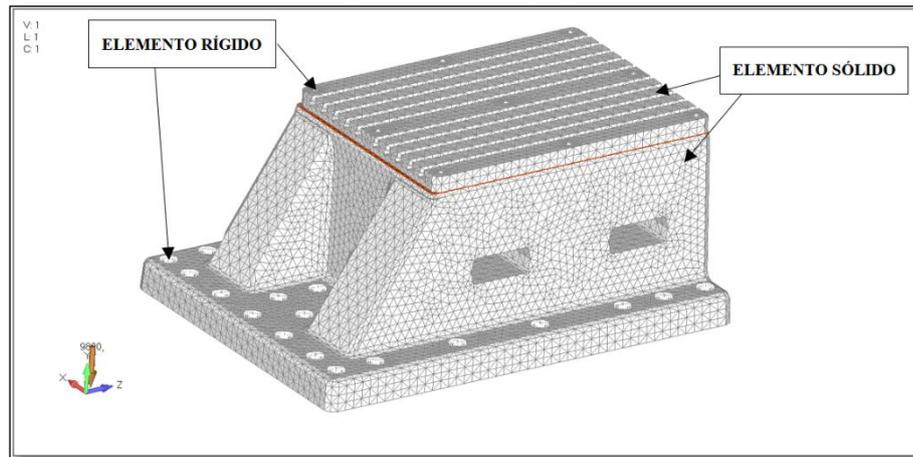
3.1.2 Análise modal numérica

Como comentado anteriormente o programa utilizado para simulação foi SIEMENS NX NASTRAN® (solucionador) com FEMAP® (gerador de malha), de grande utilização pelas indústrias e pesquisas.

Na geração das malhas na base e tampo da mesa foram adotados elementos sólidos tetraédricos parabólicos de 10 nós, ou seja, é acrescentado nós intermediários aos elementos sem alterar o número de elementos do modelo. Os parafusos e chumbadores são elementos de fixação que tem como principal função a união de duas partes, evitando a mobilidade independente de cada parte. No modelo de elementos finitos é utilizado elementos rígidos para representar os elementos de fixação. A Figura 43, representa os elementos utilizados para geração da malha proposta para o modelo da mesa rígida.

Após realizado as escolhas dos elementos da malha, iniciou-se as parametrizações dos materiais adotados para realização das simulações numéricas. Uma análise numérica modal deve sempre levar em consideração a rigidez e massa de um sistema, conforme descrito pela equação (2.19). Com isso, o módulo de elasticidade é de extrema importância como dado de entrada, pois é um parâmetro mecânico que proporciona a medida de rigidez de um material sólido e está relacionado à frequência natural de vibração. Quando a massa específica de uma estrutura é a mesma, quanto maior o módulo de elasticidade maior será a frequência natural de vibração.

Figura 43 – Malha proposta



Fonte: Próprio autor.

Para materiais que apresentam as mesmas propriedades físicas independente da direção cristalográfica, ou seja, materiais isotrópicos, os módulos de elasticidade e cisalhamento são correlacionados entre si com a participação do coeficiente de Poisson.

A massa específica é também uma propriedade que deve ser levado em consideração pois, também impacta na frequência natural de vibração. Na Tabela 6, é apresentado o módulo de elasticidade, o coeficiente de Poisson e a massa específica adotada para realização da simulação numérica.

Tabela 6 – Definições das propriedades dos materiais para simulação numérica

Propriedades	FC 150	ASTM A-36
Módulo de elasticidade, [MPa]	101283	190200
Coeficiente de Poisson, [adimensional]	0,25	0,3
Massa específica [kg/m ³]	7150	7850

Fonte: Próprio autor.

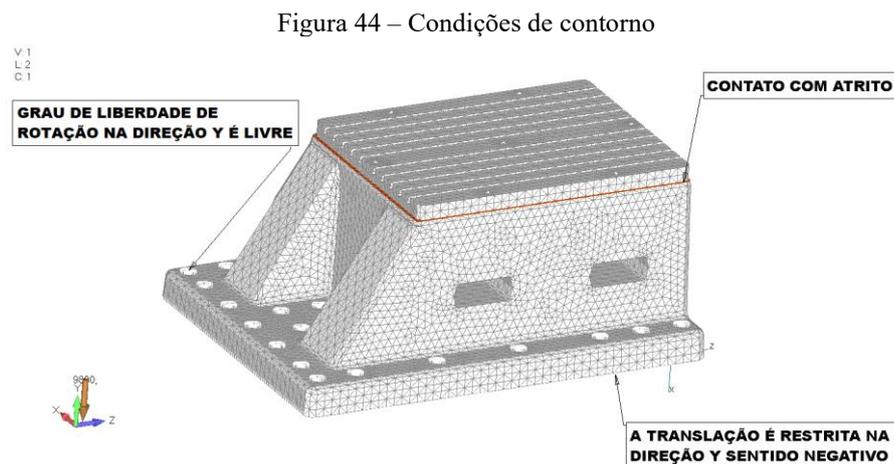
As condições de contorno adotadas foram:

- Nos elementos rígidos que representam os chumbadores e os parafusos M10 x 1,5, apenas a rotação na direção axial do chumbador tem grau de liberdade livre, ou seja, direção Y.
- Entre o tampo e a base foi acrescentado uma restrição de contato com atrito.

- c) Elemento de GAP com apenas compressão foi utilizado para representar o chão, restringe a translação na direção Y sentido negativo.

A restrição de contato é uma forma de conectar uma ou mais entidades entre si, ou seja, um acoplamento de partes. Essa condição de contorno evita que a geometria de uma entidade ocupe o espaço da outra simultaneamente, ou seja, o programa tem que reconhecer que existe duas partes em contato e que não pode haver sobreposição. Movimento em sentido que leva os corpos se afastarem não é restrito, ou seja, as entidades podem se afastar. Ao adicionar a função de atrito os corpos acoplados devem superar a força de atrito estático para que ocorra um movimento de escorregamento relativo. No contexto da mesa rígida, a superfície inferior do tampo de aço e a superfície superior da base de ferro fundido cinzento só terão algum deslocamento de escorregamento relativo se vencerem a força de atrito estático com coeficiente de atrito estático no valor de 0,4.

Um corpo apoiado no chão apenas deve exercer carga de compressão, ou seja, o chão tem o papel de suportar o peso do corpo, mas não restringe que o corpo se afaste no sentido oposto. Aplicando esse contexto na aplicação da mesa rígida, utilizar elemento de GAP com apenas compressão representa o efeito de existir chão no modelo numérico proposto. A Figura 44 representa as condições de contorno.



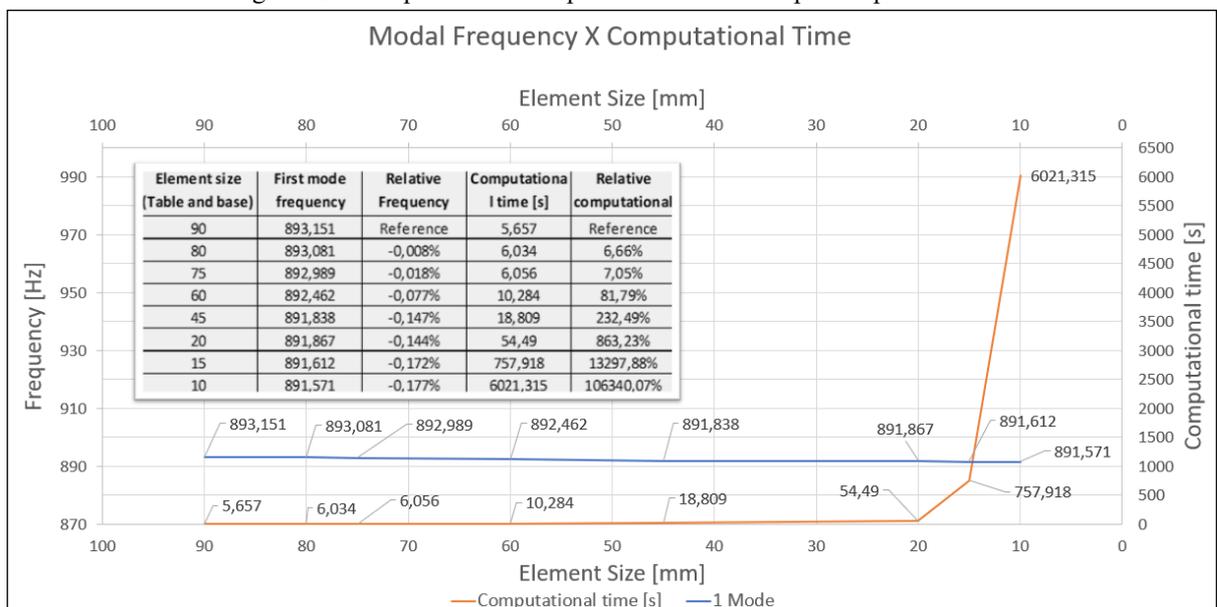
Fonte: Próprio autor.

Com objetivo de estabelecer uma metodologia para definir a qualidade da malha, os parâmetros: tamanho de malha e tempo computacional para resolver o problema são considerados. Começando com o tamanho de elemento 90 mm, a Figura 45 apresenta os

resultados para o primeiro modo de frequência e o esforço computacional para resolvê-lo. A frequência converge para 891,0 Hz e o tempo computacional aumenta. Quando o tamanho dos elementos da malha é inferior a 15 mm pode-se observar que a variação dos resultados na frequência é muito baixa, mas o tempo computacional começa a aumentar exponencialmente. Com isso, foi definido um tamanho de elemento de 20 mm, esse proporciona um refinamento de malha satisfatório e não afeta o esforço computacional.

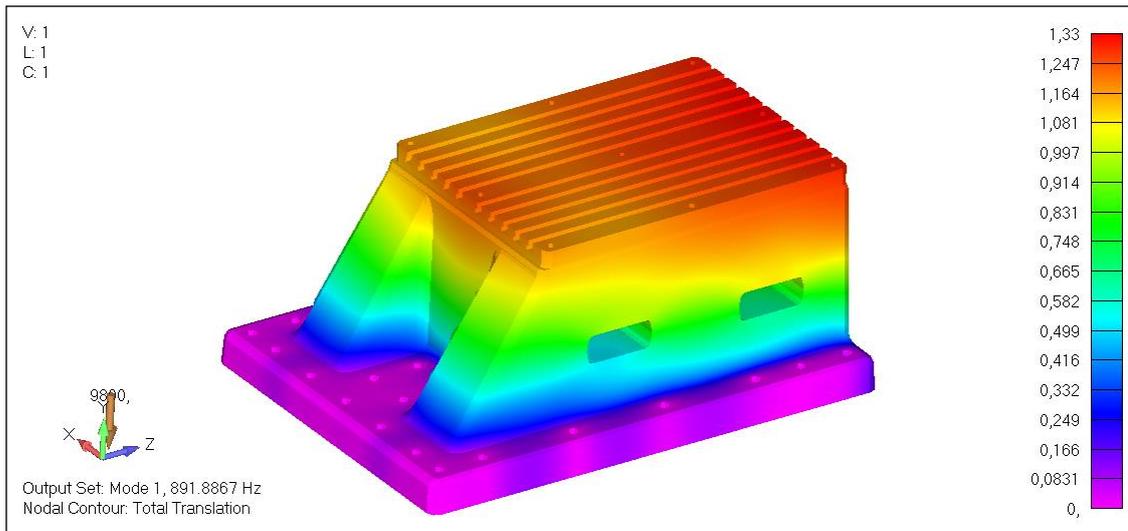
Após a definição do refinamento da disposição dos elementos, realizou-se novamente a simulação numérica para cálculo das frequências naturais da mesa rígida. Teoricamente, existem infinitos modos de vibrar e suas respectivas frequências de ressonâncias. A Figura 47 apresenta os 10 primeiros modos da mesa rígida. Pode-se observar que as frequências naturais da mesa (891,9 a 2585,2) ficaram distantes das frequências de operação dos compressores de ar (11,5 a 60Hz). Com isso, pode-se considerar que 10 modos de vibrar são suficientes para caracterizar a mesa rígida, pois essa dessintonização das frequências (mesa rígida versus compressores de ar) são suficientes para a caracterização dos vasos de pressão. Vale ressaltar que o primeiro modo de excitação com valor de 891,9 Hz tem um deslocamento nodal máximo de 1,33 mm na direção X, direção de menor rigidez do conjunto.

Figura 45 – Frequência natural primeiro modo x tempo computacional



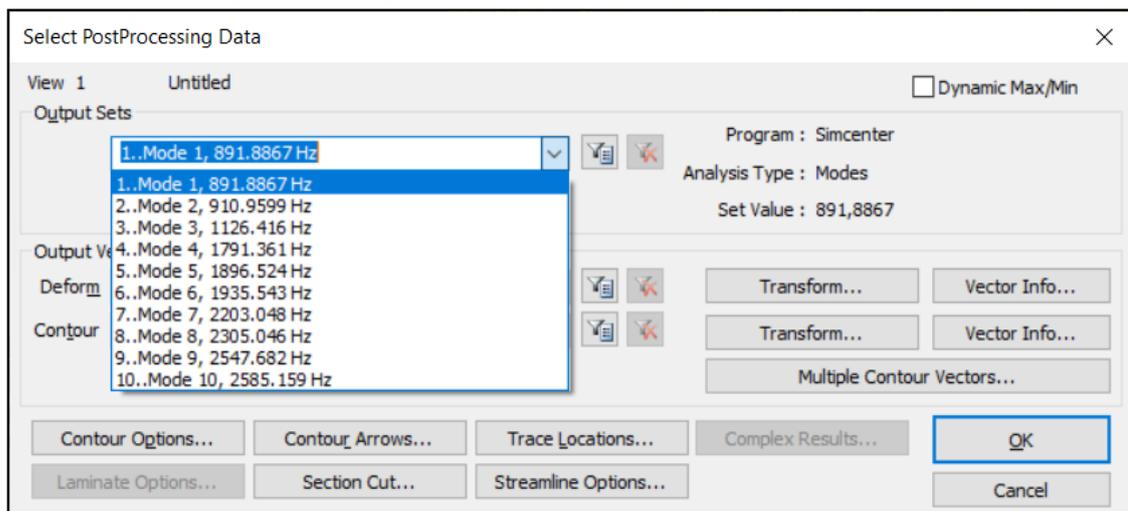
Fonte: Próprio autor.

Figura 46 – Deslocamento nodal máximo no primeiro modo de excitação



Fonte: Próprio autor.

Figura 47 – Frequências naturais – primeiros 10 modos de excitação



Fonte: Próprio autor.

Com os resultados definidos verificou-se que as frequências naturais da mesa ficaram bem distantes das frequências de operação dos compressores, tornando o projeto viável. Com isso deu-se início a sua construção.

3.1.3 Construção e análise de materiais

Os métodos para fabricação das mesas foram fundição em areia para gerar as bases em ferro fundido cinzento e usinagem de placas de aço para confeccionar os dois tampos. Os desenhos e projetos, conforme APÊNDICE A, foram passados para uma empresa de fundição confeccionar o conjunto das mesas rígidas. As bancadas foram instaladas em um novo laboratório da Schulz Compressores localizado no Ágora Tech Park. É um ambiente destinado a teste de vibração e ruído em compressores alternativos de pistão. O resultado é apresentado na Figura 48.

Figura 48 – Conjunto de mesas



Fonte: Próprio autor.

O solo onde ocorreu a instalação das mesas rígidas foi separado entre uma mesa e a outra e também entre ambas mesas e as demais áreas do laboratório de vibração. Isso, proporciona o isolamento de vibrações entre as mesas e a construção do prédio.

Posteriormente, a fabricação das mesas iniciou-se a caracterização do material da base de ferro fundido cinzento, realizando os ensaios de dureza, tração, composição química e metalografia. A seguir, será apresentado os resultados do APÊNDICE B de forma sucinta.

Para identificar a morfologia do material utilizado foi aplicado a análise de metalografia. Na Figura 49 pode-se avaliar a presença de grafita em forma de veios caracterizando o material como ferro fundido cinzento.

Figura 49 – Metalografia – Ferro Fundido Cinzento



Fonte: Próprio autor.

A composição química obtida pelo ensaio de caracterização de materiais é apresentada na Tabela 7. Comparando os resultados com a Tabela 4 pode-se observar coerência com a especificação típica do material e a definida em projeto.

Tabela 7 – Composição Química do Ferro fundido Cinzento

	C	Mn	Si	P	S	Fe	Outros
%	3,49	0,57	2,14	0,09	0,038	93,3	0,372

Fonte: Próprio autor.

As propriedades mecânicas encontradas nos ensaios de dureza e tração são apresentadas na Tabela 8. Para obtenção do módulo de elasticidade foi realizado ensaio de tração convencional com extensômetro, segundo o qual, um corpo de prova cilíndrico foi confeccionado, tracionado e o resultado do módulo de elasticidade foi obtido pelo método das secantes. Já dureza foi utilizado esfera de diâmetro 5 mm e carga de 750 kgf.

Tabela 8 – Definições das propriedades dos materiais para simulação numérica

Propriedades	Ferro Fundido
Módulo de elasticidade, [MPa]	32170
Dureza Brinell, [HBW]	113

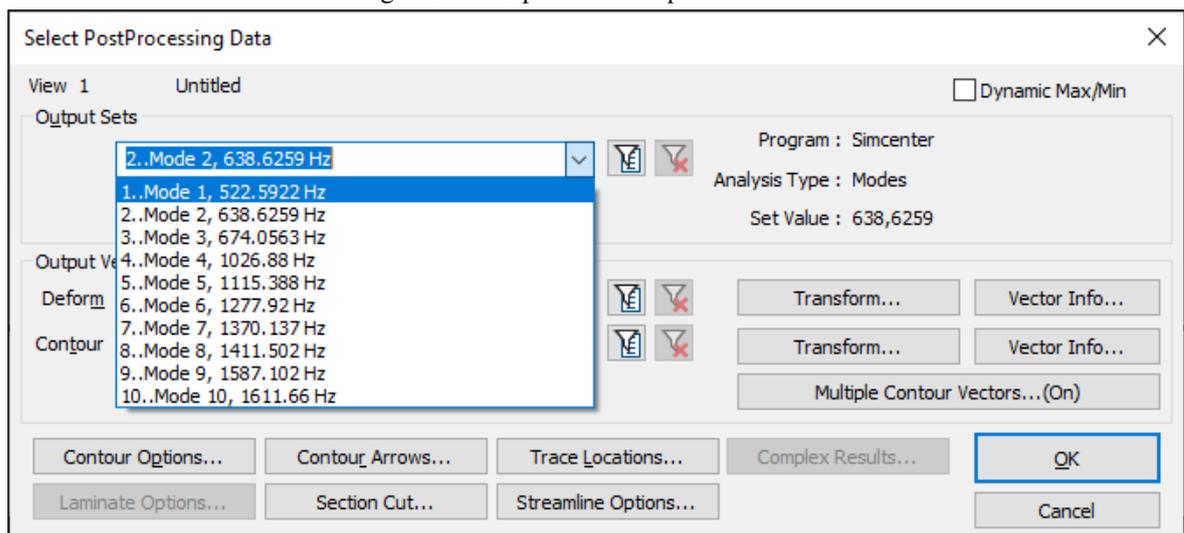
Fonte: Próprio autor.

Pode-se verificar que os resultados do módulo de elasticidade e dureza ficaram aquém do especificado em projeto. Como o módulo de elasticidade afeta diretamente na rigidez da estrutura e conseqüentemente nas frequências naturais, optou-se por refazer a simulação numérica utilizando as propriedades encontradas.

3.1.4 Análise modal numérica com dados da caracterização de material

No modelo numérico já existente, as propriedades mecânicas foram alteradas para atender os dados da Tabela 8. Os resultados das 10 primeiras frequências naturais são apresentados na Figura 50. Na Tabela 9 pode-se se observar a comparação das três primeiras frequências naturais antes e após a caracterização do material.

Figura 50 – 10 primeiras frequências naturais



Fonte: Próprio autor

Tabela 9 – Frequências Naturais

Modo	Módulo de Elasticidade 101283 MPa (Antes)	Módulo de Elasticidade 32170 MPa (Depois)
1	891,88	522,59
2	910,96	638,63
3	1126,42	674,06

Fonte: Próprio autor.

Pode-se observar que houve uma queda significativa nos valores das frequências naturais, isto devido ao nível menor do valor do módulo de elasticidade encontrado na análise de material. Com isso, a análise numérica nos indica uma diminuição na rigidez da mesa rígida.

A validação dessa análise numérica é de extrema importância para verificar se o projeto atendeu as expectativas propostas. Portanto, uma análise modal experimental é a ferramenta adequada para entender o comportamento dinâmico real da mesa rígida construída.

3.2 CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL

A caracterização experimental tem como objetivo obter as frequências naturais e respectivos modos de vibrar da mesa rígida construída. Para isso, será realizado uma análise modal experimental no domínio da frequência.

3.2.1 Análise Modal experimental

Seguindo as informações básicas para implementação de uma análise modal experimental, iniciou-se com a avaliação do tipo de fixação da mesa rígida. Por ser uma estrutura de grande porte e elevado peso optou por uma condição engastada. Outro motivo que proporcionou essa escolha é o conhecimento das características modais em condição de uso, ou seja, *in loco*.

A segunda informação básica é a escolha do método de excitação da estrutura. O teste de martelo instrumentado móvel é o mais comum teste de impacto. Nesse teste, o acelerômetro é fixado em um único ponto e a estrutura é impactada em quantos pontos desejados para definir as formas modais da estrutura. Em cada sinal de impacto tem um sinal de resposta. Esse método

foi escolhido devido a praticidade de se realizar os testes modais experimentais em estruturas de peso elevado e fixação engastada. A Figura 51 representa o martelo instrumentado utilizado no ensaio, esse da marca DYTRAN®, modelo 5802A e número de série 2555. Esse martelo apresenta peso da cabeça de 1,36 kg, sensibilidade 0,2383 mV/N, sensor de força permanentemente acoplado e quatro ponteiros de poliuretano de diferentes durezas que atendem uma faixa de excitação de frequência, ou seja, a ponteira com menor dureza excita frequências mais baixas e ao contrário à de maior dureza excita frequências mais altas. A Figura 51 também representa essa escala entre durezas e frequências. Para esse projeto foi utilizado o de maior dureza, pois a frequência de interesse é maior que 100 Hz.

Nessa análise modal experimental o martelo instrumentado é considerado a fonte geradora do sinal de entrada, ou seja, esse sinal é a excitação provocada pela impactação do martelo a estrutura.

Figura 51 – Martelo instrumentado



Fonte: Próprio autor

Já o sinal de saída deve ser observado por um acelerômetro acoplado na estrutura a ser testada. A escolha desse sensor piezoelétrico foi definida pela faixa de interesse da aplicação, sentido da medição e forma de fixação. Para o presente teste modal foi definido um acelerômetro unidirecional da marca BRÜEL & KJAER®, modelo 4508B número de série 30541, similar ao apresentado na Figura 21. Esse sensor apresenta peso de 4,4 gramas, forma cúbica com 10 mm de lado e sensibilidade de referência de $9,728 \text{ mV/ms}^{-2}$. Como o peso da mesa é de 1490 Kg, pode se notar que nem o peso nem a dimensão do acelerômetro afetam a estrutura a ser medida.

Após a escolha do acelerômetro foi definido o método de fixação e localização do mesmo. A fixação foi realizada com o adesivo cianocrilato, visto que esse tipo de adesivo facilita a medição em altas frequências e altos níveis de aceleração. A localização de fixação do acelerômetro foi em uma região superior da mesa em uma das extremidades, pois desta forma é possível obter respostas com amplitudes maiores e facilitar a leitura dos modos de vibrar. A Figura 52 apresenta a região da fixação. Também nessa figura é definido as posições de excitação da mesa rígida, ou seja, os pontos de impactação do martelo instrumentado.

Figura 52 – Região de fixação do acelerômetro e posições de impactação do martelo instrumentado



Fonte: Próprio autor.

O sistema de aquisição de dados da marca BRÜEL & KJÆR®, modelo LAN-XI de 12 canais com leitura máxima de 25,6 kHz por canal foi utilizado para realizar a leitura do ensaio modal. Esse equipamento é responsável por converter o sinal do domínio analógico para o domínio digital, ou seja, tem um condicionador de sinal que normaliza e amplifica o sinal para em seguida ser convertido pelo conversor analógico-digital em sinal no domínio digital. Com isso, pode-se armazenar o sinal em discos rígidos e, posteriormente, analisar em programa de análise de dados. Dois canais foram utilizados, um recebe o sinal do martelo instrumentado e outro o sinal do acelerômetro. A Figura 53 apresenta esse equipamento.

O programa de análise de dados utilizado foi o MODAL BK CONNECT® da marca BRÜEL & KJÆR®, esse que proporciona a exibição dos resultados de forma clara e intuitiva. Nesse programa foi modelado a face da mesa rígida onde foi acoplado o acelerômetro para que ao analisar os modos de vibrar, fique mais fácil visualizar a diferença entre os movimentos de corpo rígido e os modos de vibrar próprios da estrutura.

Foram referenciados nesse modelo da face da mesa rígida, a posição do acelerômetro e os pontos de impactação do martelo instrumentado. Com isso, as FRF's de cada dado de entrada e saída apresentam as frequências naturais, os modos de vibrar e o amortecimento da mesa rígida.

Figura 53 – Aparelho de aquisição de dados



Fonte: Próprio autor.

Concluída as etapas e parametrizações para a realização da análise modal experimental, iniciou-se os testes com a impactação nos pontos definidos e os dados de sinais coletados pelo analisador foram salvos. A Tabela 10 apresenta os resultados obtidos no ensaio: as frequências naturais amortecidas, os seus respectivos modos e os fatores de amortecimento.

Tabela 10 – Resultados análise modal experimental

Modo	Frequência natural amortecida [Hz]	Fator de amortecimento [%]
1°	172,71	17,45
2°	303,22	3,39
3°	456,06	1,79
4°	615,79	0,95

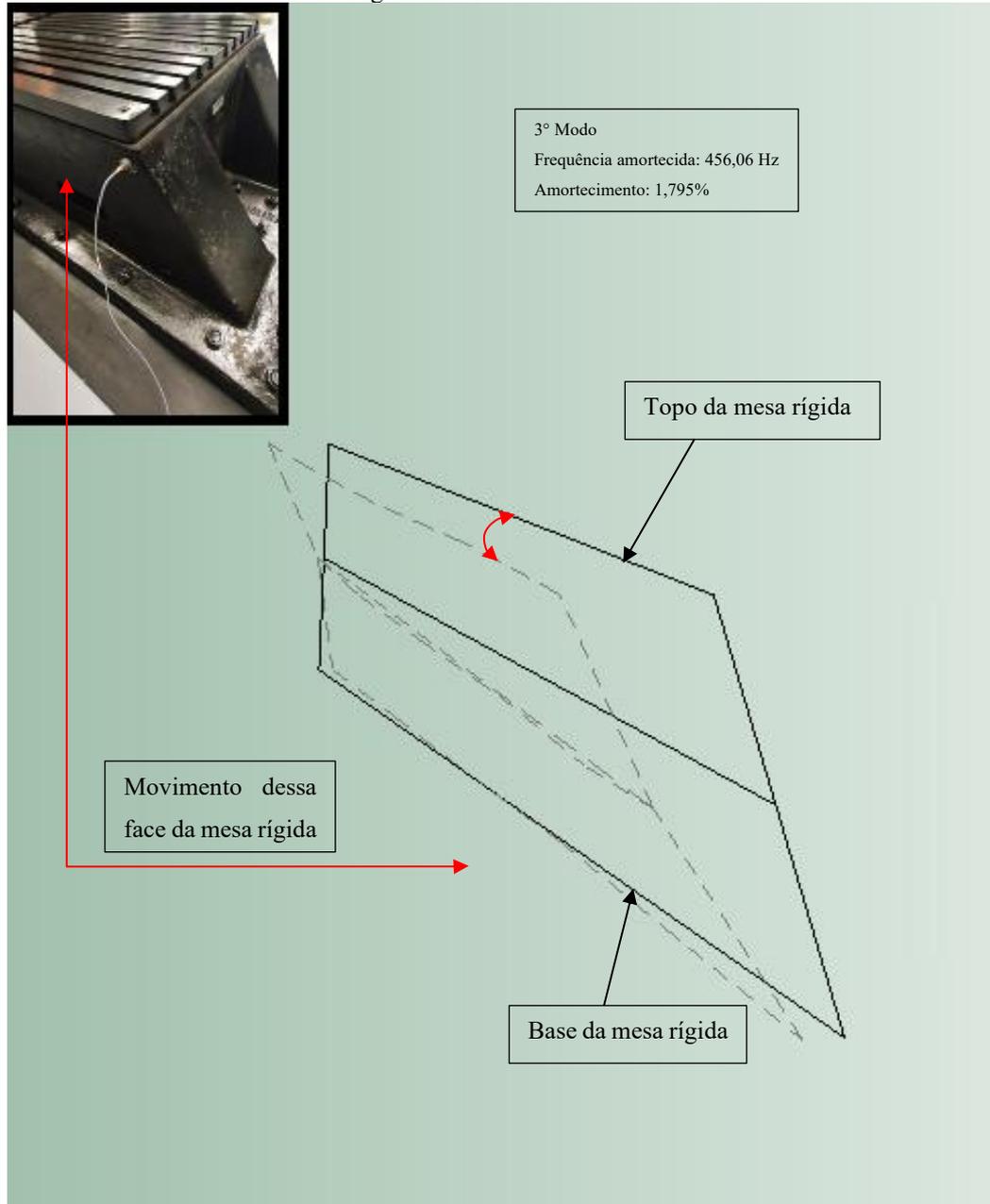
Fonte: Próprio autor.

Para se obter o amortecimento de cada frequência natural, o programa de análise de dados utiliza o método de largura de banda para ressonâncias bem espaçadas. Já apresentado na fundamentação teórica. A precisão desse método depende da resolução da frequência utilizada para a medição, pois isso determina com qual precisão a magnitude de pico ressonante pode ser medida. Normalmente, para estruturas que são levemente amortecidas, é necessária uma análise com alta resolução para medir os picos com precisão, conseqüentemente, deve ser feito uma medição com ampliação para cada ressonância. No entanto, este programa tem um método alternativo que não requer novas medições. Ao utilizar uma função de ponderação de frequência é isolado um único modo da função resposta em frequência, ou seja, é feito um janelamento no pico de interesse. Em seguida é utilizado a transformada de Hilbert para reconstruir, no domínio do tempo, a função da envoltória desse pico de interesse. Essa envoltória, que é um decaimento exponencial, representa um amortecimento viscoso. Quando esse decaimento é transformado para base logarítmica a resposta é apresentada como uma reta e o coeficiente angular dessa reta é o valor do decremento logarítmico que é relacionado com o coeficiente de amortecimento.

Quando se tem fatores de amortecimento muito acima do esperado para estrutura em estudo, pode-se considerar movimento de corpo rígido para os modos de vibrar que apresentam

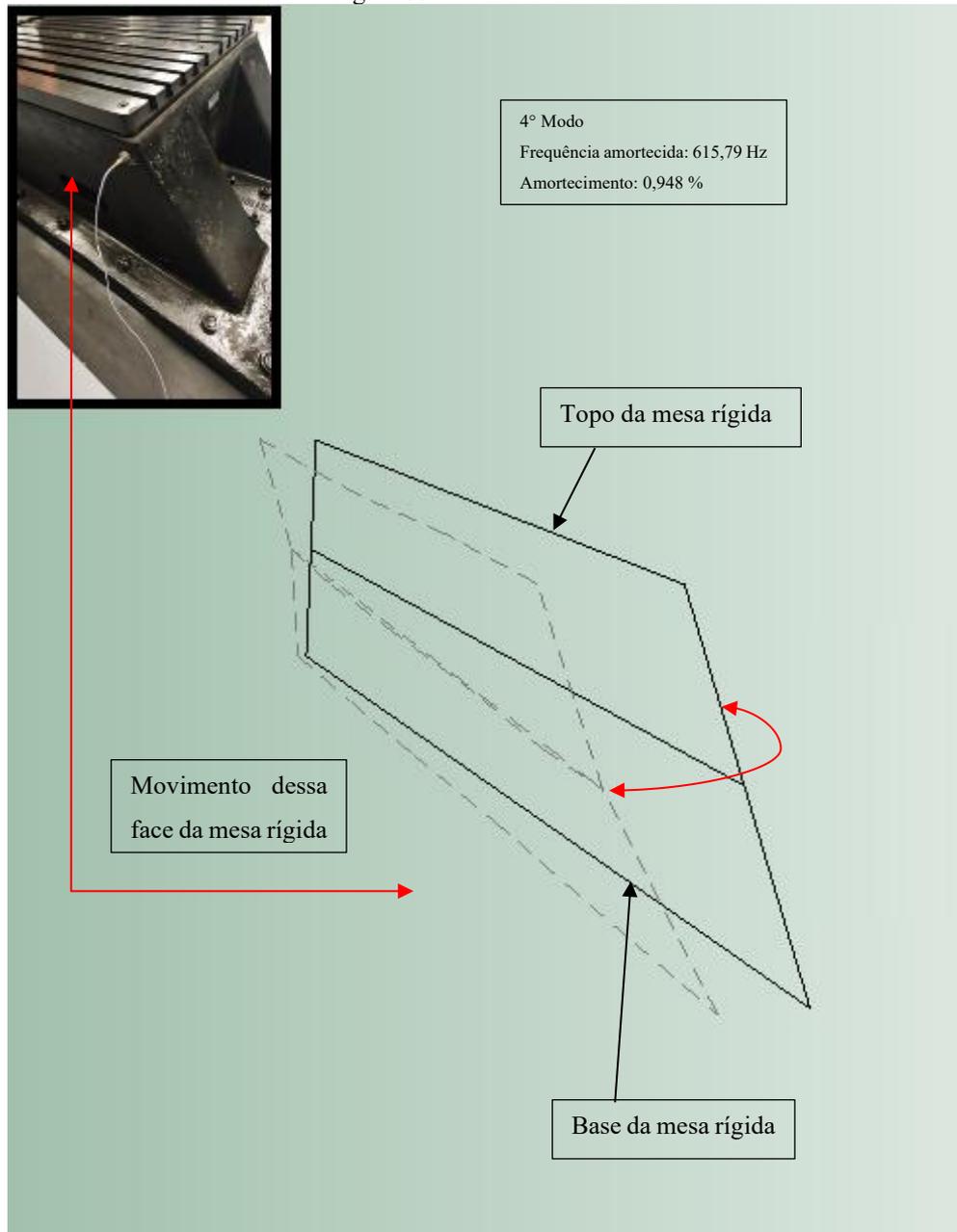
esse amortecimento elevado. Portanto, para mesa rígida, na qual tem características de alta rigidez, pode-se considerar os dois primeiros modos de vibrar como movimento de corpo rígido. As Figuras 54, 55 representam os modos de vibrar 3, 4, respectivamente.

Figura 54 – 3º modo de vibrar



Fonte: Próprio autor.

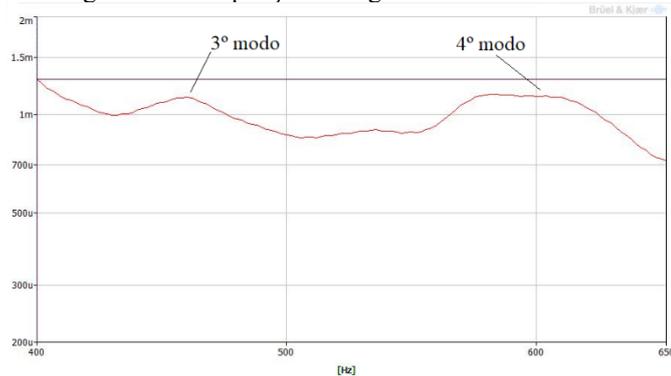
Figura 55 – 4º modo de vibrar



Fonte: Próprio autor.

Essas figuras representam o movimento da face da mesa rígida na qual foi fixado o acelerômetro, conforme demonstrado na Figura 52. Ou seja, os sinais de resposta proporcionam a representação do movimento de cada modo de vibrar. A Figura 56 apresenta a amplificação do gráfico da FRF na região de interesse, pode-se observar os picos do 3º e 4º modo.

Figura 56 – Ampliação da região de interesse na FRF



Fonte: Próprio autor.

Após obtido e analisado os resultados da análise numérica experimental é iniciado a comparação dos resultados numéricos e experimentais.

3.3 COMPARAÇÃO DE RESULTADOS

A comparação de resultado pode ser representada pela Tabela 11. Pode-se perceber que foi comparado o 1º modo da análise modal numérica com o 3º modo da análise modal experimental. Isso, devido as frequências naturais serem próximas e os modos de vibração se assemelharem. O 2º modo do resultado numérico não foi possível assemelhar com algum modo do resultado experimental. Analisando o gráfico da FRF, Figura 56, é observado que a região do 4º modo tem um faixa de frequência formadora do pico, portanto é provável que exista dois modos de vibrar resultantes, ou seja, o movimento do 4º modo pode estar representado o modo de maior frequência ou um acoplamento de dois modos. Analisando o comportamento do 4º modo do resultado experimental verificou uma semelhança com o 3º modo do resultado numérico, portanto os dois foram comparados.

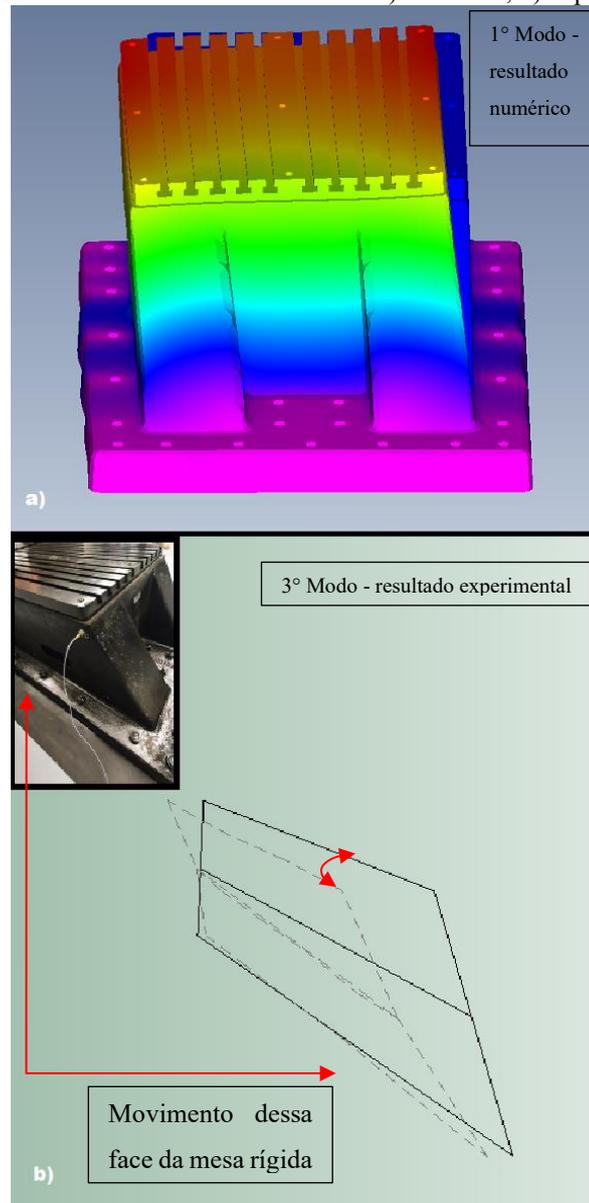
Tabela 11 – Resultados análise modal experimental

Numérico	Experimental	Erro [%]
1º modo: 522,60 Hz	3º modo: 456,06 Hz	17,47
3º modo: 674,06 Hz	4º modo: 615,79 Hz	8,00

Fonte: Próprio autor.

A Figura 57(a) apresenta o deslocamento da mesa rígida no 1º modo do resultado numérico. Pode-se observar a geometria não deformada na cor azul e deformada na escala de cores. A Figura 57(b) apresenta o movimento do 3º modo do resultado experimental. Com isso, nota-se que o deslocamento do resultado numérico é na mesma direção do resultado experimental, ou seja, o movimento do 1º modo do resultado numérico é na mesma direção do 3º modo do resultado experimental.

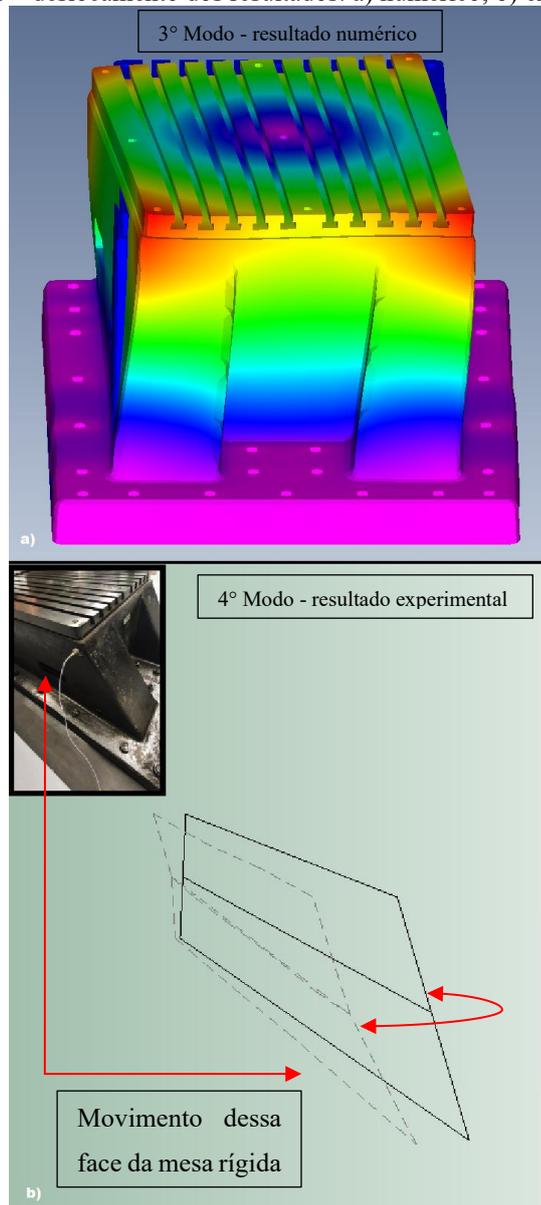
Figura 57 – deslocamento dos resultados: a) numérico; b) experimental



Fonte: Próprio autor.

De forma análoga, a Figura 58 apresenta a comparação do resultado do 3º modo numérico com o 4º modo experimental. Pode-se reparar que o movimento da face representada pelo modelo experimental faz um movimento de torção, similar ao do modelo numérico.

Figura 58 – deslocamento dos resultados: a) numérico; b) experimental



Fonte: Próprio autor.

Portanto, com essas comparações, pode-se dizer que os resultados foram satisfatórios e proporcionam a validação do resultado numérico com o experimental.

No próximo capítulo será apresentado as discussões, conclusões e possíveis projetos futuros.

4 CONCLUSÕES

Nesse capítulo serão apresentadas as discussões e perspectivas sobre os assuntos:

- Alcance dos objetivos;
- Problemas enfrentados no trabalho;
- Síntese Conclusiva;

4.1 ALCANCE DOS OBJETIVOS

Observa-se na Tabela 11 que os resultados foram satisfatórios, as frequências de ressonâncias da mesa rígida ficaram bastante distantes das frequências de giro dos compressores e seus possíveis harmônicos de energia elevada. A frequência de ressonância da mesa de 456,06 Hz ficou 7,60 vezes maior que a frequência de giro mais elevada dos compressores e 41,46 vezes maior que a menor frequência de giro dos compressores. A Tabela 12 ilustra esses resultados.

Tabela 12 – Comparação entre frequência de giro dos compressores e frequência natural da mesa rígida

Frequência de giro compressor [Hz]	Frequência natural da mesa rígida [Hz]	Frequência natural da mesa rígida / Frequência de giro compressor
11	456,06	$456,06 / 11 = 41,46$
60	456,06	$456,06 / 60 = 7,60$

Fonte: Próprio autor.

Com esses resultados e a validação do modelo numérico com os dados experimentais, iniciou-se a comparação numérica entre a mesa tubular (antiga) e a nova mesa rígida. A Tabela 13 compara as três primeiras frequências naturais de cada mesa, contemplando o mesmo compressor acoplado em ambas. Pode-se observar que a mesa rígida teve uma elevação da frequência natural em relação a mesa tubular.

Tabela 13 – Comparação das frequências – mesa tubular / mesa rígida

Mesa tubular dividida + compressor acoplado	Mesa rígida + compressor acoplado
1º modo: 117,58 Hz	1º modo: 400,66 Hz
2º modo: 121,62 Hz	2º modo: 506,02 Hz
3º modo: 241,07 Hz	3º modo: 654,98 Hz

Fonte: Próprio autor.

Portanto, a nova concepção da mesa rígida tem as frequências naturais dessintonizadas das frequências de operação (giro) dos compressores de ar. Mesmo com alguns problemas enfrentados os resultados foram satisfatórios validando o objetivo principal desse trabalho.

4.2 PROBLEMAS ENFRENTADOS

Um dos problemas que impactou diretamente no resultado da frequência natural da mesa rígida foi o material utilizado na construção da base. O ferro fundido especificado para construção não foi atendido e o módulo de elasticidade teve uma queda abrupta. A frequência natural é dependente da rigidez de uma estrutura que, por sua vez, depende do módulo de elasticidade, ou seja, se houver uma diminuição no módulo de elasticidade, haverá uma diminuição na frequência natural.

A especificação era um ferro fundido ABNT FC-150 que tem um módulo de elasticidade aproximado entre 78453 e 102970 MPa. Ao realizar a análise de material detectou-se que um valor de 32170 MPa, muito aquém do esperado, menos da metade do mínimo especificado. Isso, proporcionou uma queda na frequência natural de aproximadamente 40%. No entanto, mesmo com esse problema os resultados obtidos foram satisfatórios, atendendo o objetivo desse trabalho.

Outro problema enfrentado é referente ao solo onde foram fixadas as mesas rígidas. A construtora foi instruída para dividir os solos entre as mesas e entre as demais regiões do piso. Também foi orientado que para cada região de fixação das mesas, blocos de concreto deveriam ser construído para proporcionar sustentação. Por fim, a instrução informada pertinentemente era que as mesas deveriam ser isoladas entre si, ou seja, um solo independente para cada mesa.

A maior parte das solicitações foram atendidas, porém após construído e instalada as mesas rígidas, notou-se propagação de energia de uma mesa para outra. Com isso, questionamos a construtora e a mesma nos informou que abaixo de toda região do bloco de concreto passa uma viga estrutural do prédio. Esse problema é crítico, pois baixas frequências são transmitidas de uma mesa para outra, impactando diretamente nas medições das cargas dos compressores de ar. Com isso, será iniciado, posteriormente a esse trabalho, um estudo para alterar a região de instalação da mesa ou até mesmo um sistema de amortecimento para reduzir a propagação de vibração.

4.3 SÍNTESE CONCLUSIVA

Ao realizar a caracterização modal experimental da mesa rígida, percebeu-se que as frequências naturais atingiram níveis mais baixos do que especificado no projeto, com uma redução de até 40% no valor das frequências naturais. O material especificado no projeto, ferro fundido FC-150, não foi atendido e ocasionou uma perda significativa na rigidez do sistema. Com isso, evidenciou uma queda substancial nas frequências naturais da mesa rígida. Porém, mesmo com essa redução das frequências naturais o objetivo desse trabalho foi atingido, pois ocorreu uma dessintonia entre as frequências de operação dos compressores de ar recíprocos e as frequências naturais da mesa rígida. Essa mesa apresentou frequências naturais no mínimo sete vezes maior que as frequências de operação dos compressores de ar, validando o objetivo desse trabalho.

Após validado o projeto da mesa rígida, optou-se por comparar a mesa rígida tubular (antiga) com a nova concepção. Foi notado que houve um ganho expressivo na elevação das frequências naturais que é exemplificado na Tabela 13. Pode-se notar, que a primeira frequência da mesa tubular foi na ordem de 117 Hz e da nova concepção na ordem de 400 Hz. Assim, comprovando que a nova concepção de mesa rígida é mais favorável a não ressonar com os compressores de ar recíprocos, que tem suas frequências de trabalho na faixa de 11 a 60 Hz.

Os problemas enfrentados no desenvolver desse trabalho dificultaram a precisão e assertividade dos resultados entre o que foi projetado com o que foi executado. Essa diferença resultou em dois problemas mais relevantes. Sendo o primeiro, já citado anteriormente, a respeito do material para confecção da base que não atendeu o especificado do projeto e fez com que a rigidez do conjunto caísse substancialmente. Porém, esse problema pode ser

aceitado, pois as frequências de ressonância da mesa ainda ficaram bem distantes das frequências de operação dos compressores de ar.

Já o outro problema, também já citado acima, referente ao solo onde foi fixado as mesas rígidas, impacta diretamente no objetivo motivacional desse trabalho, que é melhorar o sistema de medição de cargas e esforços em compressores de ar recíprocos. A interferência de um sinal de leitura de uma mesa na outra impacta em erros na aquisição de dados e, conseqüentemente, uma perda na melhora da assertividade em projetos de vasos de pressão. Esse problema é crítico e deve ser sanado, porém para esse trabalho não será possível executar essa correção, pois levará um tempo demasiado e ultrapassará o prazo de entrega desse trabalho.

Portanto, um projeto para solucionar esse problema seria uma ótima oportunidade de trabalho futuro, podendo ser no estudo do desenvolvimento de um solo mais adequado, isolado e que permita realizar testes em compressores sem a interferência de sinais de vibrações de uma mesa para outra.

Também, pode-se estudar em trabalhos futuros, um sistema de atenuadores para amortecer essas vibrações transmitidas, ao ponto que os sinais de vibrações de uma mesa rígida não interfiram na medição da outra. Ou seja, esse trabalho será observar quais as frequências que estão sendo transmitidas e desenvolver atenuadores específicos para amortecer essas frequências indesejadas.

Outra oportunidade seria realizar a análise modal experimental da mesa rígida utilizando um vibrador (*Shaker*), pois assim seria possível controlar a frequência e a amplitude de excitação independentemente uma da outra, dando maior flexibilidade operacional e facilidade para se encontrar as frequências naturais da mesa rígida.

Por fim, pode-se concluir que esse trabalho, apesar dos problemas, foi satisfatório e apresentou melhorias em relação a concepção antiga (tubular) da mesa rígida. O método de obtenção das cargas dos compressores de ar foi aprimorado e ficará melhor ainda após a correção do solo onde é fixado a nova concepção da mesa rígida.

REFERÊNCIAS

- ALVES FILHO, A. **Elementos finitos: a base da tecnologia CAE**, Editora Érica, S. Paulo, 2000. 292p.
- BATHE, J.; WILSON, E. L. **Numerical methods in finite element analysis**. Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1976. 528p.
- BORGES, A. S. **Análise modal baseada apenas na resposta - decomposição no domínio da frequência**. 2006. 106p. Dissertação de mestrado -Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, SP.
- BROWN, R. N. **Compressors Selection & Sizing**. Second Edition, Gulf Publishing Company, Houston, Texas. 1990.
- BRÜEL & KJAER. 2020.** *Brüel & Kjaer an HBK company*. [Online] Abril de 2020. [Citado em: 23 de Outubro de 2022.] <https://www.bksv.com/pt/transducers/vibration/accelerometers/ccl-d-iepe/4508-b>.
- BRÜEL & KJAER. 2021.** *Brüel & Kjaer HBK company*. [Online] Dezembro de 2021. [Citado em: 23 de Outubro de 2022.] <https://www.bksv.com/-/media/literature/Product-Data/bp1524.ashx>.
- CAMARGO, E., JACBSEN, N-J. AND STRAFACCI, D. **Operational Modal Analysis on a Modified Helicopter**. Centro Técnico Aeroespacial, Instituto de Aeronáutica e Espaço. São José dos Campos, SP, 2011.
- CLOUGH, R.; Penzien, J., **Dynamics of Structures**, McGraw-Hill, Book Co., 2a. Edição, 1975.
- COOK, R.D., MALKUS, D.S. AND PLESHA, M.E. **Concepts and Applications of Finite Elements Analysis**, Third Edition, John Wiley & Sons, 1989.
- CRANDALL, S. H., **The Role of Damping in Vibration Theory**, *Journal of Sound and Vibration*, 11 (1), pp. 3-18, 1970
- EWINS, D.J. **Modal Testing: Theory and Practice**, Ninth Edition, John Wiley & Sons, 1995.
- FUNDACENTRO. **Manual Técnico de Caldeiras e Vasos de Pressão**. São Paulo, 2001.
- GRAY IRON FOUNDERS' SOCIETY INC, **The Gray Iron Castings Handbook**. Cleveland, Ohio, 1957. 632p.
- GUESSER, W.L. **Propriedades Mecânicas dos Ferros Fundidos**. 1ª edição. São Paulo, Blucher, 2009.

HIBBELER, R. C. **Dinâmica: mecânica para engenheiros, vol.2.** 10ª edição. São Paulo, Prentice Hall, 2005.

HOMAYOUN, M. R. **Vibro-acoustic Analysis of a Single Cylinder in Multi-stage Reciprocating Compressors.** International Conference on Mechanical and Aerospace Engineering, 3rd. Tehran, Iran. 2018.

JORDAN, R. **Vibrações Mecânicas em Sistemas Lineares.** Versão 2.1. 2003. Apostila – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis – SC.

LARSEN, G. C., HANSEN, M. H. BAUMGART, A., CARLÉN, I. **Modal Analysis of Wind Turbine Blades.** RisØ National Laboratory. Roskilde, Denmark, 2002.

MARCON, J.C. **Análise do Comportamento Dinâmico do Conjunto Bloco e Motor Elétrico de um Compressor Hermético.** 2016. 194p. Dissertação de mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC.

OLIVEIRA, A. **Adição de Amortecimento Estrutural Usando Materiais Viscoelásticos.** 2006. 165p. Dissertação de mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC.

PRESSURE VESSEL GUIDE. 2015. PressureVesselGuide.wordpress. *Pressure Vessel Guide.* [Online] Wordpress, 27 de abril de 2015. [Citado em: 02 de setembro de 2022.] <https://pressurevesselguide.wordpress.com/vessel-types/>.

RADE, D. A. **Formulação do método dos elementos finitos pelo processo direto.** 2009. b. Apostila – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia – MG.

RAFAELLI, R. F. **Projeto e aplicação de um transdutor multiaxial de carregamento em análise estrutural.** 2007. 176p. Dissertação de mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC.

RAO, S. S. **Vibrações mecânicas.** Quarta edição. São Paulo, Pearson Prentice Hall, 2008.

SERRIDGE, M.; LICHT, T.R. **Piezoelectric Accelerometer and Vibration Preamplifier Handbook.** Denmark, Larsen & Sem A/S – DK- 2600 Glostrup, 1987.

SILVA, C.W. **Vibration Damping, control, and design.** Vancouver, Canada: Taylor & Francis Group, 2007.

SILVA, S. **Vibrações Mecânicas.** Versão 2. 2009. Apostila – Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Foz do Iguaçu – PR.

SCHWARZ, B.J.; RICHARDSON, M.H. **Experimental Modal Analysis.** CSI reliability week, Orlando – FL. Outubro, 1999.

SPYRAKOS, C.C. **Finite Element Modeling in Engineering Practice.** West Virginia University Printing Services, 1994.

TAYLOR, J.I. **The vibration analysis handbook**. New York: VCI, 2003. 373 p
44466644

APÊNDICE A – Projeto e Construção da Mesa Rígida

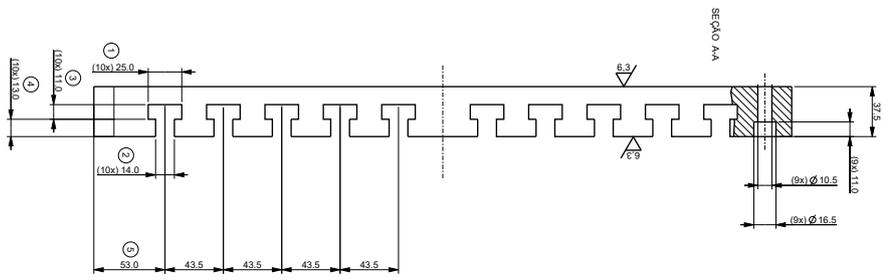
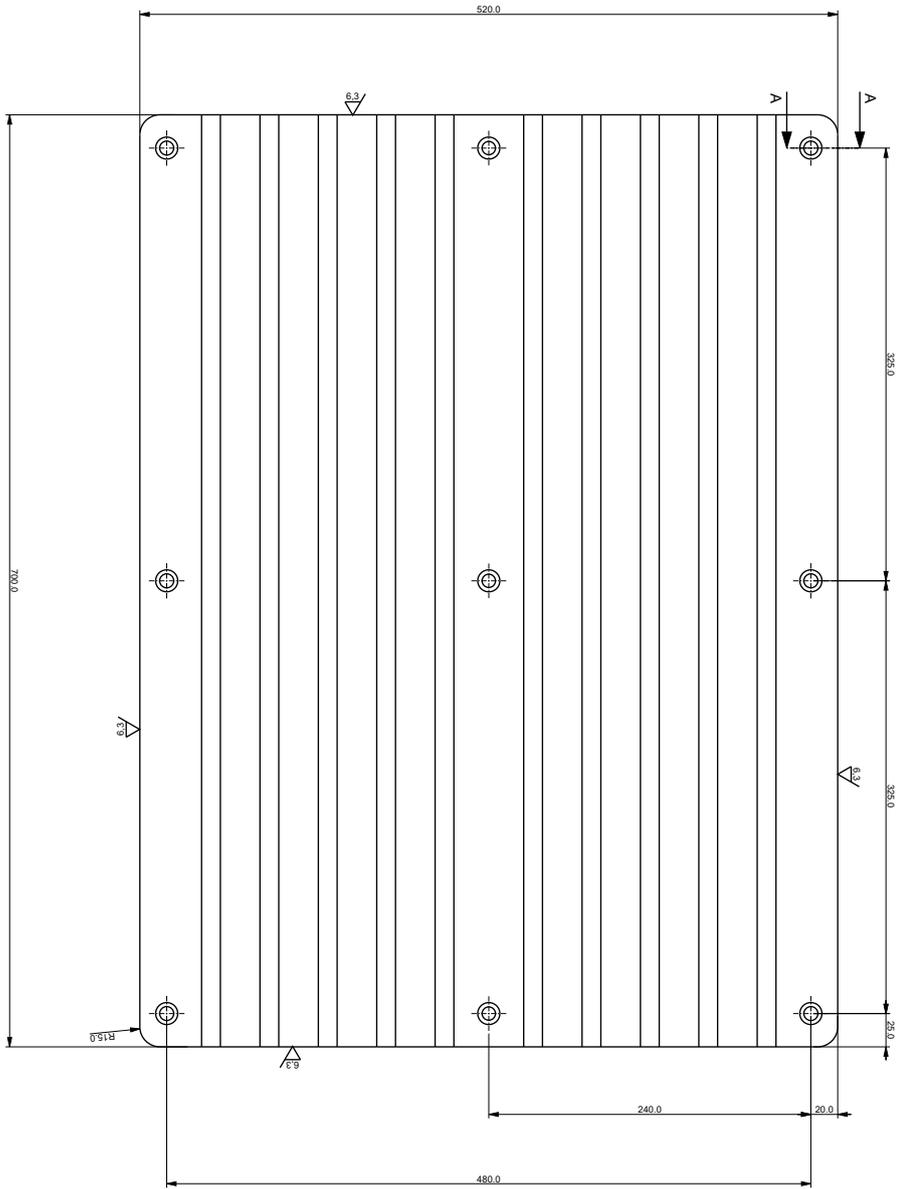
A construção da mesa rígida seguiu o projeto apresentado nesse apêndice. A fundição em molde de areia proporcionou duas mesas rígidas com peso aproximadamente de 1390 kg cada. Essas foram instaladas no laboratório de vibrações e acústica da Schulz Compressores Ltda, localizado no Ágora Tech Park.

O solo foi dividido para que a excitação de uma mesa não interfira no sinal medido pela outra e vice-versa. Chumbadores foram utilizados para fixar a mesa sobre o solo.

Figura 59 – Mesa rígida



Fonte: Próprio autor.



UNDO		DATA		AUT.		FUNÇÃO		MATERIAL		TOLERÂNCIAS	
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5

NOTAS: () - COTAS CRÍTICAS PARA CONTROLE DA QUALIDADE, CONFORME NORMA ISO 14047
 () - COTAS CRÍTICAS PARA OS DEBEMOS REQUISITOS DE PROJETO.

DESENO	PROJETO	REVISÃO	APROVADO
1	1	1	1
2	2	2	2
3	3	3	3
4	4	4	4
5	5	5	5

SCHULZ
COMPRESSORES

MESA 0001B
 CREA: AT

APÊNDICE B – Caracterização de material

Na caracterização do material ferro fundido cinzento foi realizando os ensaios de dureza, tração, composição química e metalografia. Esses dois últimos já foram apresentados no corpo do trabalho, portanto nesse apêndice será dado enfoque no ensaio de dureza e tração.

Um corpo de prova conforme norma ABNT NBR ISO 6892-1 é apresentado na Figura 60. O ensaio de tração foi realizado com aplicação extensômetro, isto para garantir melhor precisam no resultado.

Para obtenção do módulo de elasticidade foi utilizado o método da secante, onde é traçado uma reta secante entre dois pontos, normalmente correspondente a tensão zero e 25% do limite de resistência. Esse método também é conforme norma citada acima. A Figura 61 apresenta o gráfico aplicando esse método.

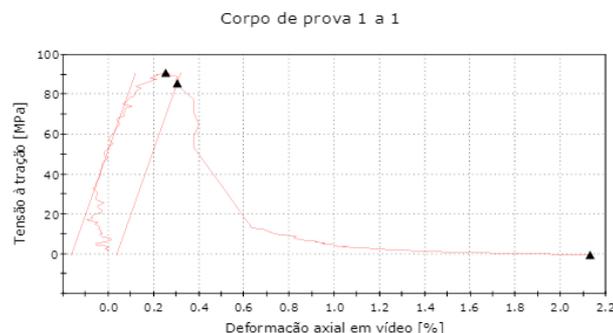
O relatório do ensaio de tração e dureza são apresentados na Figura 62.

Figura 60 – Corpo de prova



Fonte: Laboratório METALAB.

Figura 61 – Método secante para obtenção do módulo de elasticidade



Fonte: Laboratório METALAB.

