

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

JEAN CARLOS MARCON

ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DO CONJUNTO BLOCO E MOTOR ELÉTRICO DE UM COMPRESSOR HERMÉTICO

Florianópolis

2016

Jean Carlos Marcon

ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DO CONJUNTO BLOCO E MOTOR ELÉTRICO DE UM COMPRESSOR HERMÉTICO

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Arcanjo Lenzi, PhD.

Florianópolis

2016

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

Marcon, Jean Carlos

Análise do comportamento dinâmico do conjunto bloco e motor elétrico de um compressor hermético / Jean Carlos Marcon ; orientador, Arcanjo Lenzi - Florianópolis, SC, 2016.

194 p.

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

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Dinâmica de estruturas. 3. Ajuste de modelos numéricos. 4. Análise vibroacústica de componentes estruturais. I. Lenzi, Arcanjo. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Jean Carlos Marcon

ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DO CONJUNTO BLOCO E MOTOR ELÉTRICO DE UM COMPRESSOR HERMÉTICO

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA** na área de concentração de **Vibrações e Acústica** e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 06 de outubro de 2016

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr. Eng.
Coordenador do curso

Prof. Arcanjo Lenzi, PhD.
Orientador

BANCA EXAMINADORA:

Ricardo Mikio Doi, Dr. Eng.
Membro externo – Whirlpool S. A. – Unidade Embraco

Prof. Edison da Rosa, Dr. Eng.
Membro titular – EMC/UFSC

Prof. Roberto Jordan, Dr. Eng.
Membro titular – EMC/UFSC

Aos meus pais Sonia e Jamir
pelo apoio e incentivo dados durante
toda a minha formação pessoal e profissional.

Ao meu primo e irmão Rafael que partiu ao longo desta trajetória.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por me dar condições de alcançar este objetivo.

Agradeço a toda minha família e à Karla pelo incentivo, compreensão e apoio dados ao longo desta jornada.

Agradeço pela oportunidade concedida, pela confiança depositada na minha pessoa e aos grandes ensinamentos do Prof. Arcanjo Lenzi.

Ao aluno de iniciação científica Jamal por todo auxílio e empenho dados durante a execução deste trabalho.

A todos os professores que me forneceram a base para o desenvolvimento desta pesquisa, para a evolução pessoal e profissional.

À companhia de grandes profissionais e parceiros do LVA.

À Whirlpool S/A – Unidade Compressores (Embraco®) e ao CNPQ pelo auxílio financeiro e incentivo.

“Se vi mais longe foi por estar de pé sobre ombros de gigantes.”

Isaac Newton

RESUMO

A análise vibroacústica de estruturas e equipamentos vem adquirindo importância crescente devido à necessidade de desenvolvimento de produtos com maior confiabilidade, eficiência energética e conforto. O uso de métodos numéricos, como o Método de Elementos Finitos (MEF), tem se mostrado essencial por proporcionar menores custo e tempo de desenvolvimento de novos produtos. Este trabalho aborda um estudo do comportamento dinâmico do conjunto bloco e motor elétrico de compressores herméticos. As propriedades mecânicas destes componentes foram obtidas experimentalmente. Atenção especial foi dedicada às propriedades do estator por ser um componente de elevado amortecimento e baixa rigidez. Para isso, um modelo numérico foi ajustado sendo consideradas propriedades ortotrópicas. Os resultados foram validados através de uma sequência de testes de análise modal individual destes componentes bem como do conjunto acoplado. Estes também foram validados através da avaliação de compressores em operação, considerando as cargas reais de compressão do gás de refrigeração e do campo magnético gerado pelo motor elétrico. Os resultados apresentaram boa concordância, o que permitem o uso em análises do comportamento vibroacústico de um compressor completo.

Palavras-chave: Compressor Hermético; Vibrações; Ajuste de modelos numéricos; Motor elétrico.

ABSTRACT

The vibroacoustic analysis of structures and equipment has been gaining increasing importance due to the need to develop products with higher reliability, energy efficiency and comfort. The use of numerical methods such as Finite Element Method (FEM) has been shown to be essential for providing lower cost and development time for new products. This work presents a study of the dynamic behavior of the block and the electric motor of hermetic compressors. The mechanical properties of these components were obtained experimentally. Special attention was given to the stator properties to be a component of high damping and low stiffness. For this, a numerical model was set being considered orthotropic properties. The results were validated using a sequence of individual modal analysis tests for these components as well as coupled together. These were also validated by evaluating compressors in operation, considering the real loads in compression refrigeration gas and magnetic field generated by the electric motor. The results showed good agreement, making possible the use in the analysis of the vibroacoustic behavior of a complete compressor.

Keywords: Hermetic compressor; Vibrations; FE Model Updating; Electric motor.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Representação de um circuito de refrigeração típico de uma geladeira.	34
Figura 2 – Componentes do compressor.	35
Figura 3 – Vista lateral do sistema de compressão de um compressor hermético.	36
Figura 4 – Configuração experimental para a análise modal do bloco.	42
Figura 5 – Identificação dos modos de vibração do bloco a partir do somatório das acelerações.	43
Figura 6 – Três primeiros modos de vibração do bloco determinados experimentalmente.	43
Figura 7 – Fluxo de trabalho do MOGA.	49
Figura 8 – Processo de minimização de resíduos entre frequências naturais numéricas e experimentais.	50
Figura 9 – Diagrama de fluxo para a convergência de geometrias numérica e experimental (DOI, 2011).	53
Figura 10 – Diferenças entre a geometria real e a nominal do bloco: vistas isométricas de a) a d) e escala à direita.	54
Figura 11 – Malha do bloco do compressor com correção de geometria.	55
Figura 12 – Malha do bloco dividido com correção de geometria.	56
Figura 13 – Acelerações para o caso de excitação do bloco no ponto B1 (direção z) e medição de resposta no mesmo ponto (direção z).	59
Figura 14 – Acelerações para o caso de excitação do bloco no ponto B1 (direção z) e obtenção de resposta no ponto B2 (direção x).	60
Figura 15 – Acelerações para o caso de excitação do bloco no ponto B1 (direção z) e obtenção de resposta no ponto B3 (direção y).	60
Figura 16 – Representação dos três primeiros modos de vibração do bloco: experimentais acima e numéricos abaixo.	61
Figura 17 – Estator e bobina.	63
Figura 18 – Diagrama esquemático do estudo efetuado por Gomes (2014).	65
Figura 19 – Vista isométrica da malha experimental e sistema de coordenadas de referência.	67

Figura 20 – Configurações experimentais das análises modais: a) excitação na direção radial; b) excitação na direção transversal, próxima ao parafuso (região mais rígida).....	68
Figura 21 – Sinais de excitação típicos medidos pela célula de carga para cada direção de excitação.....	69
Figura 22 – Aparato experimental utilizado na análise modal unidirecional.	70
Figura 23 – Malha experimental utilizada na análise modal unidirecional.	71
Figura 24 – Configuração experimental para a obtenção da aceleração pontual da lâmina.....	72
Figura 25 – Somatórios das acelerações para as duas referências de excitação sobre o estator.	72
Figura 26 – Análise das FRFs obtidas experimentalmente.	73
Figura 27 – Somatório das acelerações para a referência transversal, submetido ao Método PolyMax do software LMS Test.Lab®, em a). Deslocamentos em frequência durante a estabilização de polos devido aos desvios entre as FRFs experimentais, em b).....	74
Figura 28 – Modos de vibração transversais, radiais e de cisalhamento identificados na análise modal experimental do estator com enrolamento (respostas medidas com acelerômetros triaxiais).	75
Figura 29 – Somatório das mobilidades para excitação e medição de resposta nas direções transversal e radial, na ausência de enrolamento.	76
Figura 30 – Modos de vibração transversais identificados na vista superior do estator, na ausência de enrolamento.....	78
Figura 31 – Influência do enrolamento para o caso de excitação radial e medição de resposta na mesma direção.	79
Figura 32 – Formas de vibração do enrolamento para frequências inferiores a 1000 Hz.....	79
Figura 33 – Comparação do somatório das FRFs para o caso de excitação radial e leitura de resposta na mesma direção, em dois planos radiais distintos.	80
Figura 34 – Modos de vibração identificados através do Método PolyMax, nos planos x-z e y-z (vistas lateral esquerda e frontal) do estator, para o caso do teste com enrolamento.....	82

Figura 35 – Malha em elementos finitos do parafuso e da arruela, em a) e b), respectivamente.....	86
Figura 36 – Alteração de propriedades físicas em função do processo de fabricação de uma lâmina.....	88
Figura 37 – Malha do modelo numérico da lâmina e especificação do ponto de referência.....	88
Figura 38 – Modelo numérico da lâmina ajustado em cor preta (linha tracejada), tendo acelerâncias experimentais pontuais como referência (na cor cinza).....	89
Figura 39 – Formas modais de uma lâmina, cujas características se repetem sobre o pacote de lâminas do estator, segundo a análise modal experimental.....	91
Figura 40 – Representação da união entre as subestruturas S_1 e S_2 pela interface I.....	92
Figura 41 – Modelo numérico do estator simplificado.....	94
Figura 42 – Representação das zonas de contato entre os componentes do estator.....	95
Figura 43 – Definição da interface de contato para a formulação <i>Augmented Lagrange</i>	96
Figura 44 – Definição da interface de contato para a formulação <i>Multi-Point Constraint</i>	96
Figura 45 – Modelo numérico completo do estator, com a presença física do enrolamento, em a). Volume isotrópico do enrolamento, em b).	98
Figura 46 – Correlação entre alguns dos principais modos de vibração do estator: experimentais acima e numéricos abaixo.....	103
Figura 47 – Modo de vibração de alta frequência.....	104
Figura 48 – Principais formas modais do enrolamento no modelo completo, para a banda de 350 a 900 Hz.....	107
Figura 49 – Comparação entre acelerâncias numéricas e experimentais para excitação transversal (direção z) e medição de resposta no ponto E1, direção z.....	108
Figura 50 – Comparação entre acelerâncias numéricas e experimentais para excitação radial (direção y) e medição de resposta no ponto E2, direção y.....	108

Figura 51 – Análise de variabilidade de montagem a partir de sete acelerâncias experimentais, para excitação transversal (direção z) e medição de resposta no ponto E1, direção z.	109
Figura 52 – Análise de variabilidade de montagem a partir de sete acelerâncias experimentais, para excitação transversal (direção z) e medição de resposta no ponto E3, direção x.	110
Figura 53 – Análise de variabilidade de montagem a partir de sete acelerâncias experimentais, para excitação transversal (direção z) e medição de resposta no ponto E4, direção y.	110
Figura 54 – Configuração de montagem das análises experimentais do conjunto bloco e estator: excitação aplicada no bloco nas direções de translação do pistão (ponto B4, direção x) e transversal (ponto B1, direção z), em a) e b), respectivamente.	114
Figura 55 – Vista isométrica da malha experimental e do sistema de coordenadas utilizados na análise modal com acelerômetros triaxiais, em a) e b). Indicação dos pontos de referência e de obtenção de resposta para a análise de não-linearidade, em a), b) e c).	115
Figura 56 – Malha experimental utilizada na análise modal com o vibrômetro a <i>laser</i> nos planos lateral esquerdo e superior do conjunto.	116
Figura 57 – Acelerâncias para o caso de excitação do bloco no ponto B1 (direção z) e obtenção de resposta no mesmo ponto (direção z), na presença e na ausência do estator.	117
Figura 58 – Acelerâncias para o caso de excitação do bloco no ponto B1 (direção z) e obtenção de resposta no ponto B2 (direção x), na presença e na ausência do estator.	117
Figura 59 – Acelerâncias para o caso de excitação do bloco no ponto B1 (direção z) e obtenção de resposta no ponto B3 (direção y), na presença e na ausência do estator.	118
Figura 60 – Identificação dos polos a partir da soma das FRFs obtidas pela excitação da estrutura na direção axial do cilindro.	119
Figura 61 – Acelerâncias soma para as duas referências de excitação do conjunto (B1 e B4).	120
Figura 62 – Modos de vibração do conjunto obtidos pela análise modal com acelerômetros triaxiais.	121

Figura 63 – Formas modais do enrolamento detectadas pela análise modal experimental do conjunto pela medição de respostas de velocidade na vista lateral esquerda (plano x-z) e excitação em plano paralelo.....	122
Figura 64 – Formas modais do conjunto identificadas experimentalmente pelas vistas superior e lateral esquerda (planos x-z e x-y, respectivamente).	123
Figura 65 – Formas modais do conjunto identificadas experimentalmente pela vista lateral esquerda (plano x-z).	123
Figura 66 – Formas modais do conjunto identificadas experimentalmente pelas vistas superior e lateral esquerda (planos x-z e x-y, respectivamente).	124
Figura 67 – Formas modais do conjunto identificadas experimentalmente pela vista superior (plano x-y).	124
Figura 68 – Malha numérica do conjunto bloco e estator, em a). Representação das zonas de contato entre os componentes, em b). Representação do efeito da pré-carga de fixação dos componentes, em c).....	125
Figura 69 – Comparação entre os principais modos de vibração e frequências naturais do conjunto: experimentais acima e numéricos abaixo.	126
Figura 70 – Comparação entre os principais modos de vibração e frequências naturais do conjunto: experimentais acima e numéricos abaixo.	127
Figura 71 – Comparação entre os principais modos de vibração e frequências naturais do conjunto: experimentais acima e numéricos abaixo.	128
Figura 72 – Modos de vibração pouco excitados nas análises modais experimentais.	129
Figura 73 – Indicação dos pontos de referência e de obtenção de resposta para a correlação entre FRFs de aceleração numéricas e experimentais.	130
Figura 74 – Comparação entre acelerações numéricas e experimentais para excitação no ponto B4 (direção x) e medição de resposta no ponto B5, direção x.	131

Figura 75 – Comparação entre acelerações numéricas e experimentais para excitação no ponto B4 (direção x) e medição de resposta no ponto B6, direção y.	132
Figura 76 – Comparação entre acelerações numéricas e experimentais para excitação no ponto B4 (direção x) e medição de resposta no ponto B2, direção x.	132
Figura 77 – Correlação entre acelerações numéricas e experimentais para excitação no ponto B4 (direção x) e medição de resposta no ponto E1, direção x.	133
Figura 78 – Aparato experimental utilizado na aquisição de dados para análise do comportamento vibratório do conjunto em operação. Na imagem ampliada, tem-se a suspensão do <i>kit</i> pelas molas da base e suas ligações com os canais de sucção e de descarga de gás, no interior da caixa de teste.	137
Figura 79 – Vista isométrica da malha experimental e sistema de coordenadas adotado, em a). Pontos estratégicos de medição de resposta de aceleração e referências indicados nas imagens de a) a d).	138
Figura 80 – Espectros de resposta do <i>kit</i> no ponto K1, nas três direções ortogonais x, y e z.	139
Figura 81 – Espectros de resposta do <i>kit</i> no ponto K2, nas três direções ortogonais x, y e z.	139
Figura 82 – Espectros de resposta do <i>kit</i> no ponto K3, nas três direções ortogonais x, y e z.	140
Figura 83 – Espectros de resposta do <i>kit</i> no ponto K4, nas três direções ortogonais x, y e z.	140
Figura 84 – Espectros de resposta do <i>kit</i> no ponto K5, nas três direções ortogonais x, y e z.	141
Figura 85 – Forma modal do conjunto bloco e estator na frequência de 8487,2 Hz. Outras formas modais apresentam deformação semelhantes a partir de 7000 Hz.	142
Figura 86 – Excitação de algumas formas modais do conjunto bloco e estator, próximas a frequências harmônicas de excitação, em condição típica de operação do conjunto interno.	143
Figura 87 – Modelo multicorpos com componentes rígidos e flexíveis.	145

Figura 88 – Representação das conexões entre os componentes e condições de contorno do conjunto interno do compressor.	146
Figura 89 – Locais de aplicação dos esforços devidos ao mecanismo de compressão e ao campo magnético.	147
Figura 90 – Perfil de pressão medido na câmara de compressão e força resultante sobre o pistão.	147
Figura 91 – Perfil típico de tensão magnética atuante em cada dente do estator.	148
Figura 92 – Comparação entre os níveis dos espectros de resposta numérico e experimental no ponto K1, direção z.	149
Figura 93 – Comparação entre os níveis dos espectros de resposta numérico e experimental no ponto K2, direção z.	150
Figura 94 – Comparação entre os níveis dos espectros de resposta numérico e experimental no ponto K3, direção z.	150
Figura 95 – Comparação entre os níveis dos espectros de resposta numérico e experimental no ponto K4, direção z.	151
Figura 96 – Comparação entre os níveis dos espectros de resposta numérico e experimental no ponto K5, direção x.	151

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Conjunto de propriedades do modelo com correção de geometria, para a faixa de 0 a 10 kHz (E é o módulo de elasticidade; G é o módulo de cisalhamento; ρ é a densidade; ν é o coeficiente de Poisson e η_{eq} é o fator de amortecimento estrutural equivalente).	55
Tabela 2 – Conjunto de propriedades do modelo do bloco particionado, com correção de geometria (para a faixa de 0 a 10 kHz).	57
Tabela 3 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais para os três modelos do bloco: inicial, inteiro com correção de geometria e particionado com correção de geometria.	58
Tabela 4 – Propriedades aproximadas para os parafusos e arruelas (E é o módulo de elasticidade; G é o módulo de cisalhamento; ρ é a densidade; ν é o coeficiente de Poisson e η_{eq} é o fator de amortecimento estrutural equivalente).	85
Tabela 5 – Composições químicas típicas da lâmina do estator e sua classificação segundo Campos, Teixeira e Landgraf (2006) e Rezende (2003) (Fonte: Embraco®).	87
Tabela 6 – Propriedades do modelo da lâmina, para a faixa de 0 a 10 kHz (E é o módulo de elasticidade; G é o módulo de cisalhamento; ρ é a densidade; ν é o coeficiente de Poisson e η_{eq} é o fator de amortecimento estrutural equivalente).	89
Tabela 7 – Comparação entre as frequências naturais numérica e experimental dos oito primeiros picos da FRF pontual de referência, após o ajuste de modelo da lâmina.	90
Tabela 8 – Características aproximadas do modelo numérico do estator.	95
Tabela 9 – Procedimento para o ajuste de propriedades ortotrópicas para as regiões externa e interna do pacote de lâminas do estator.	100
Tabela 10 – Propriedades ortotrópicas ajustadas para o pacote de lâminas.	101
Tabela 11 – Correlação entre as frequências naturais e formas modais numéricas e experimentais, para o modelo de estator sem a presença física do enrolamento.	102

Tabela 12 – Propriedades ortotrópicas e isotrópicas ajustadas para o pacote de lâminas e para o volume equivalente do enrolamento, respectivamente.....	105
Tabela 13 – Correlação entre as frequências naturais experimentais, para o modelo do estator com o volume equivalente do enrolamento.	105
Tabela 14 – Condições de contorno equivalentes utilizadas para representar as molas de suspensão e o tubo de descarga (MYRRIA NETO, 2015).....	145

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASTM	<i>American Society for Testing and Material</i>
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
kit	Conjunto de Componentes
Embraco	Empresa Brasileira de Compressores
MAC	<i>Modal Assurance Criterion</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
MMQ	Método dos Mínimos Quadrados
MAM	Método Iterativo de Ajuste de Modelo
MOGA	<i>Multi-objective Genetic Algorithm</i>
MPC	<i>Multipoint Constraint Element</i>
FRF	Função Resposta em Frequência
ISO	<i>International Standard Organization</i>
LVA	Laboratório de Vibrações e Acústica

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto Latino:

H	Função transferência
H_a	Acelerância
H_v	Mobilidade
B_{ij}	Função polinomial complexa
A_{ij}	Função polinomial complexa
z	Domínio complexo
t	Tempo
$b_{ij,n}$	Coefficiente polinomial
N	Ordem do polinômio
E_{ij}	Erro ponderado
W_{ij}	Fator de ponderação
p	Par de frequências naturais
N_p	Número de pares de frequências naturais
m^E	Massa da referência
m^N	Massa do modelo
R^E	Resultado experimental
R^N	Resultado numérico
$[S]$	Matriz de sensibilidade
$[C]$	Matriz de elasticidade
c_{ij}	Constante elástica
$[D]$	Matriz de conformidade
E	Módulo de elasticidade
G	Módulo de cisalhamento
S_i	Subestrutura
I	Interface entre subestruturas
K_n	Rigidez normal
F_n	Força tensora normal
x_p	Penetração entre superfícies

F_t	Força tangencial
v	Velocidade de deslizamento entre superfícies
M_a	Momento de aperto
k_a	Coefficiente de torque

Alfabeto Grego:

ω	Frequência
Δ	Variação
θ	Vetor de coeficientes polinomiais
ϵ	Função erro
ω_p^N	Frequência natural numérica
ω_p^E	Frequência natural experimental
$\Delta\omega_n$	Diferença relativa percentual de frequência natural
$\overline{\Delta\omega_n}$	Desvio médio de frequência natural
	Desvio global entre os pares de frequência natural
ℓ_ω	natural
$\{\psi^N\}$	Autovetor numérico
$\{\psi^E\}$	Autovetor experimental
ℓ_m	Resíduo de massa
ℓ_{ω_p}	Resíduo do par de frequências naturais
$\{\sigma\}$	Tensor das tensões
$\{\epsilon\}$	Tensor das deformações
ν	Coefficiente de Poisson
ρ	Massa específica
η	Fator de amortecimento estrutural
λ	Força
μ	Coefficiente de atrito estático inicial
β	Coefficiente de decaimento exponencial
μ_s	Coefficiente de atrito estático
μ_d	Coefficiente de atrito dinâmico
γ	Função coerência

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	33
1.1 Objetivo geral.....	36
1.2 Objetivos específicos	36
1.3 Estrutura da dissertação.....	37
2 BLOCO	39
2.1 Análise modal experimental.....	39
2.1.1 Procedimentos de medição.....	41
2.1.2 Análise dos resultados	42
2.2 Método dos Elementos Finitos.....	43
2.3 Métodos de correlação	45
2.4 Algoritmo genético aplicado ao ajuste de modelos.....	48
2.5 Leis de Tensão-deformação linear	50
2.6 Ajuste de modelo do bloco.....	52
2.6.1 Verificação de irregularidades dimensionais.....	53
2.6.2 Aplicação do Método dos Elementos Finitos	54
2.6.3 Considerações de validação.....	61
3 ESTATOR.....	63
3.1 Análise modal experimental.....	65
3.1.1 Procedimentos de medição	66
3.1.2 Análise dos resultados	72
3.2 Ajuste do modelo numérico	83
3.2.1 Modelo numérico dos parafusos e arruelas	85
3.2.2 Modelo numérico da lâmina.....	86
3.2.3 Modelo numérico do estator.....	92

3.2.3.1 Acoplamento entre os componentes.....	92
3.2.3.2 Ajuste de propriedades equivalentes.....	99
4 BLOCO ACOPLADO AO ESTATOR	113
4.1 Análise modal experimental	113
4.1.1 Procedimento de medição	113
4.1.2 Análise dos resultados.....	116
4.2 Modelo numérico do conjunto.....	124
5 AVALIAÇÃO DO CONJUNTO EM CONDIÇÃO DE	
OPERAÇÃO.....	135
5.1 Análise do comportamento vibratório do conjunto bloco e estator em condição de operação.....	135
5.2 Modelo multicorpos equivalente.....	144
6 CONCLUSÕES.....	153
6.1 Sugestões para trabalhos futuros.....	158
REFERÊNCIAS.....	159

1 INTRODUÇÃO

Ao longo dos últimos anos, o mercado consumidor de produtos e serviços tem se tornado cada vez mais exigente. Os quesitos necessários aos bens de consumo são bastante variados como, por exemplo, praticidade, confiabilidade, durabilidade, custo, eficiência e o nível de conforto proporcionado. Tendo em vista esta necessidade e um mercado competitivo, as empresas vêm investindo no desenvolvimento de produtos mais sofisticados.

Nesse contexto, destaca-se a qualidade sonora no ambiente doméstico, a qual depende diretamente de eletrodomésticos que produzem baixos níveis de ruído. Os sistemas de refrigeração, mantidos em funcionamento ao longo de todo o dia, produzem distúrbios sonoros perceptíveis principalmente durante a noite, quando o nível de ruído externo é menor (DIESEL; LENZI, 1999).

O compressor hermético, principal componente de um sistema de refrigeração, é uma das principais fontes de ruído sendo responsável pela excitação de todo o sistema. O tipo alternativo é o mais utilizado no ramo da refrigeração de pequeno porte como refrigeradores, congeladores e aparelhos de ar condicionado (RODRIGUES, 2003). O processo consiste no bombeamento de fluido refrigerante ao longo do circuito de refrigeração (Figura 1), na qual a compressão é realizada pelo deslocamento linear e alternado de um pistão.

A temperatura do fluido refrigerante aumenta ao ser comprimido, e quando percorre o condensador, uma parcela da energia térmica é perdida para o meio. Logo, sua temperatura diminui e proporciona a mudança para o estado líquido. Durante o processo, geralmente o gás

passa pelo filtro secador antes do evaporador eliminando a umidade residual que porventura precipite da etapa anterior. Em seguida, passa pelo tubo capilar (dispositivo de expansão) onde a pressão é reduzida. Na passagem pelo evaporador, absorve a energia térmica do interior do refrigerador, encerrando o ciclo de refrigeração (CARVALHO, 2008).

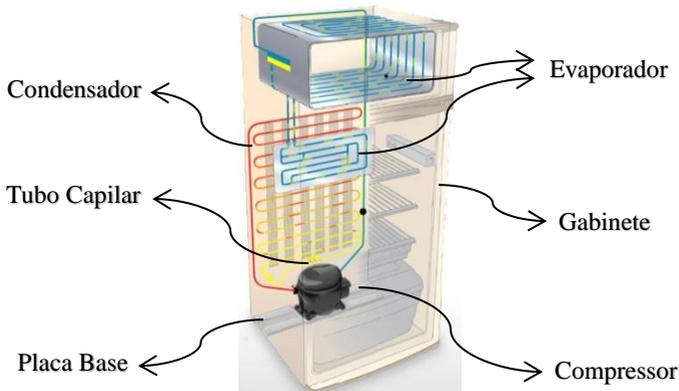


Figura 1 – Representação de um circuito de refrigeração típico de uma geladeira.

A Whirlpool S/A – Unidade Compressores (Embraco®) é uma das maiores fabricantes mundiais e vem investindo maciçamente em pesquisas para melhorar a qualidade de seus produtos e atender às expectativas do mercado consumidor.

Um compressor típico é composto por um conjunto de peças conforme mostrado na Figura 2. O motor elétrico consiste no estator que induz um campo magnético e gera o torque necessário para girar o rotor, localizado em seu centro. Este por sua vez, transmite energia ao pistão através da biela, ou seja, pelo mecanismo de compressão (Figura 3).

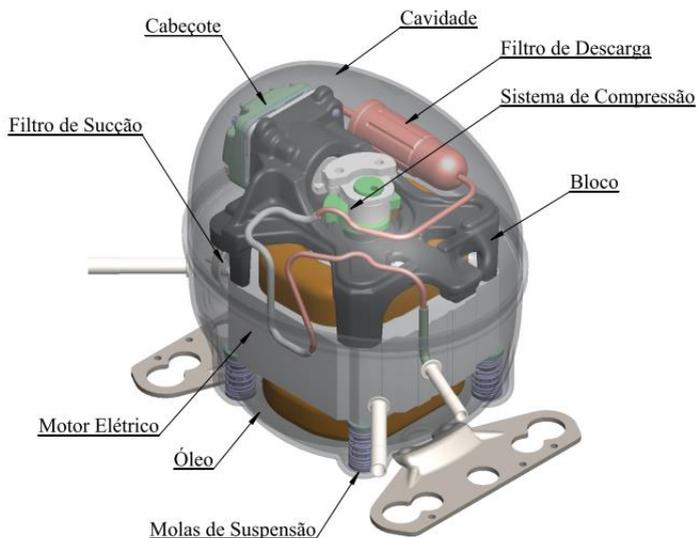


Figura 2 – Componentes do compressor.

Todo o conjunto interno do compressor é sustentado pelo bloco e fixado em molas na parte inferior da carcaça. O bloco possui quatro bases ligadas ao estator que proporcionam troca mútua de energia vibratória. De forma semelhante, seus dois mancais estão ligados ao eixo girante, separados por um filme de óleo pelo qual os esforços são transmitidos. O torque gerado pelo motor elétrico, juntando-se com os efeitos de inércia do rotor, proporciona a compressão do fluido refrigerante contido no cilindro.

Durante cada ciclo, o bloco é excitado por bruscas variações de pressão e pelo fluxo de fluido no sistema de câmaras de sucção e descarga. Nestes instantes, a força resultante sobre o pistão e sobre a placa de válvulas (localizada no cabeçote) apresenta maiores amplitudes e variações temporais, resultando em elevadas capacidades de excitação. Análises realizadas com os sinais de resposta dos componentes, associados aos esforços de pressão, indicam que esses instantes do ciclo interferem diretamente na geração de vibração e ruído (DIESEL; LENZI, 1999; DIESEL, 2000).

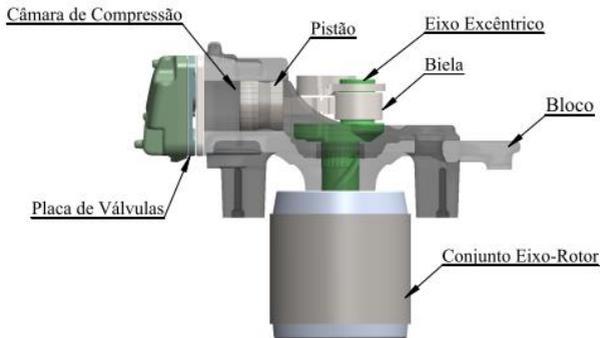


Figura 3 – Vista lateral do sistema de compressão de um compressor hermético.

O irradiador final de ruído ao ambiente externo é a carcaça, cuja excitação provém do conjunto interno de componentes (bloco, estator, batentes de molas e molas), denominado *kit*. A energia vibratória gerada no bloco é transferida à carcaça através das molas, tubo de descarga e excitação acústica do gás contido na cavidade, devido às pulsações do sistema (CARMO, 2001; DIESEL; LENZI, 1999; DIESEL, 2000; FULCO, 2008; FULCO, 2014; RODRIGUES, 2003).

Percebe-se que o conjunto bloco e estator são peças chave para a análise e controle de vibração e ruído proveniente do compressor. Por este motivo, serão objetos de estudo neste trabalho.

1.1 Objetivo geral

Analisar o comportamento dinâmico do conjunto bloco e estator do motor elétrico e determinar as propriedades físicas destes componentes através do ajuste de um modelo numérico, a fim de avaliar as respostas às excitações devidas à compressão do gás e ao campo magnético.

1.2 Objetivos específicos

O objetivo geral é sustentado pelos seguintes objetivos específicos:

- determinar as propriedades físicas ortotrópicas do estator através de resultados de análise modal;
- ajustar um modelo em elementos finitos do conjunto bloco e estator e validar experimentalmente;
- avaliar experimentalmente e numericamente a resposta do conjunto bloco e estator às excitações proporcionadas pela compressão do gás e pelas forças do campo magnético.

1.3 Estrutura da dissertação

Este trabalho encontra-se dividido nos seguintes capítulos:

- Capítulo 2: caracterização do bloco a partir de uma análise modal experimental e ajuste de modelo numérico equivalente em elementos finitos;
- Capítulo 3: o estator é representado numericamente com base em parâmetros modais obtidos por meio de informações experimentais. São sugeridas algumas simplificações de modelo a fim de reduzir a capacidade computacional necessária à utilização do modelo;
- Capítulo 4: é proposto um modelo de conjunto para o bloco conectado ao estator a fim de avaliar o comportamento vibratório. O mesmo é validado através de informações experimentais. Adicionalmente, é feita uma análise vibratória em condições reais de funcionamento do motor com o intuito de verificar a influência do conjunto bloco e estator sobre os níveis de resposta e formas de vibrar do *kit*;
- Capítulo 5: concentra-se na criação de um modelo multicorpos simplificado para o conjunto interno do compressor com base nos resultados dos capítulos anteriores, na tentativa de viabilizar o estudo computacional do compressor atual e proporcionar melhorias de projeto a um custo reduzido;

- Capítulo 6: é apresentada uma síntese dos principais resultados obtidos nesta dissertação e são propostas algumas sugestões para trabalhos futuros.

2 BLOCO

Este capítulo é dedicado ao estudo do bloco do compressor. Foi realizada uma análise modal experimental para a obtenção dos parâmetros modais. Assim, foi possível ajustar propriedades equivalentes de material a fim de representar a peça física através de simulações numéricas.

2.1 Análise modal experimental

Através da discretização da peça física em uma quantidade de pontos suficientes para sua representação geométrica é possível obter um conjunto FRFs de aceleração que caracterizam o sistema, ou seja, uma parcela da matriz de funções de transferência $H(\omega)$. Este conjunto de informações é dado pela razão entre a resposta (aceleração) e a excitação (força).

Ao excitar uma estrutura experimentalmente, a resposta obtida é dada pela combinação do efeito de todos os seus modos de vibrar. Através dessas informações de excitação e resposta é possível obter as formas modais, as frequências naturais e os amortecimentos correspondentes para correlação numérica através do Método de Elementos Finitos (MEF).

Existem vários métodos para a determinação desses parâmetros modais, como o PolyMAX e o MDOF, já implementados em softwares comerciais. Neste trabalho, foi utilizado o Método PolyMAX do softwa-

re Test.Lab (fornecido pela LMS Siemens®). Este é baseado na representação de sistemas dinâmicos através da razão das funções polinômiais complexas $B_{ij}(z_k)$ e $A(z_k)$ para cada grau de liberdade de excitação j e de resposta i , conforme indicado na Eq. 1:

$$H_{ij}(\omega) = \frac{B_{ij}(z_k)}{A(z_k)}, \quad (1)$$

em que $H_{ij}(\omega)$ é a FRF medida experimentalmente, $A(\omega)$ o denominador comum e $B_{ij}(\omega)$ o numerador, ambos definidos pelas Eqs. 2 e 3:

$$A(z_k) = \sum_{n=0}^N a_n z_k^n = a_0 + a_1 z_k + a_2 z_k^2 + \dots + a_N z_k^N, \quad (2)$$

$$B_{ij}(z_k) = \sum_{n=0}^N b_{ij,n} z_k^n = b_{ij,0} + b_{ij,1} z_k + b_{ij,2} z_k^2 + \dots + b_{ij,N} z_k^N, \quad (3)$$

sendo o domínio z representado por $Z_k = e^{j\omega_k \Delta t}$, que considera o sinal amostrado no domínio do tempo com espaçamento temporal Δt constante e $\omega_k = k\Delta\omega$, com espaçamento espectral $\Delta\omega$ constante; $k=1,2,3,\dots,K$; a_n e $b_{ij,n}$ os coeficientes polinômiais; N é a ordem dos polinômios diretamente ligada ao número de modos a serem rastreados.

Por conseguinte, o erro ponderado $E_{ij}(\omega_k)$ é dado pela diferença entre as FRFs experimental e analítica, segundo as Eqs. 4 e 5:

$$w_{ij}(\omega_k) E_{ij}(\omega_k) = A(z_k) H_{ij}(\omega_k) - B_{ij}(z_k), \quad (4)$$

$$E_{ij}(\omega_k) = \frac{1}{w_{ij}(\omega_k)} [A(z_k) H_{ij}(\omega_k) - B_{ij}(z_k)], \quad (5)$$

sendo $w_{ij}(\omega_k)$ um fator de ponderação com a mesma magnitude da FRF na frequência ω_k . Através desta ponderação é dada maior importância aos pontos próximos à ressonância.

Para o caso de análises que consideram diferentes pontos de excitação e resposta, a função erro pode ser redefinida pela Eq. 6:

$$\epsilon(\{\theta\}) = \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J \sum_{k=0}^K |E_{ij}(\omega_k)|^2, \quad (6)$$

em que θ é um vetor de parâmetros que contém os coeficientes polinomiais das Eqs. 2 e 3. Finalmente, o Método PolyMAX determina iterativamente estes coeficientes pela minimização da função erro $\epsilon(\{\theta\})$.

Este método fornece bons resultados tanto em análises de estruturas de baixo como de alto amortecimento. Mais informações podem ser consultadas nos manuais do próprio software.

A seguir, está descrita a análise modal experimental do bloco do compressor e os resultados da aplicação deste método.

2.1.1 Procedimentos de medição

A configuração experimental adotada para a realização da análise modal do bloco é mostrada na Figura 4a. O mesmo foi suspenso por elásticos e impactado por um martelo em um único ponto de referência B1, mostrado na Figura 4b. Além do ponto B1, os pontos B2 e B3 foram usados como referência de resposta para o ajuste de modelo.

No total, as medições de resposta foram realizadas em 70 pontos distribuídos ao longo deste componente. Em cada ponto, a medição foi efetuada com um acelerômetro uniaxial e auxílio de uma pequena peça de Alumínio com ângulos retos permitindo medições nas três direções ortogonais. O uso de acelerômetros triaxiais foi evitado nesta análise a fim de reduzir o efeito de massa detectado no pré-teste.

Após a aquisição, os sinais foram devidamente condicionados pelo analisador LMS Scadas® juntamente ao software Test.Lab. A aquisição ocorreu na faixa de frequências entre 0 e 10 kHz, com resolução de 0,625 Hz e definição de 5 FRFs por média. As especificações do aparato utilizado nos experimentos estão detalhadas no APÊNDICE A.

Todos os cuidados foram tomados a fim de minimizar os erros de medição. Adicionalmente, foi feito um teste de variabilidade experimental entre sete peças, mantendo-se os mesmos pontos B1, B2 e B3 como referência. Os resultados podem ser vistos no próximo item.

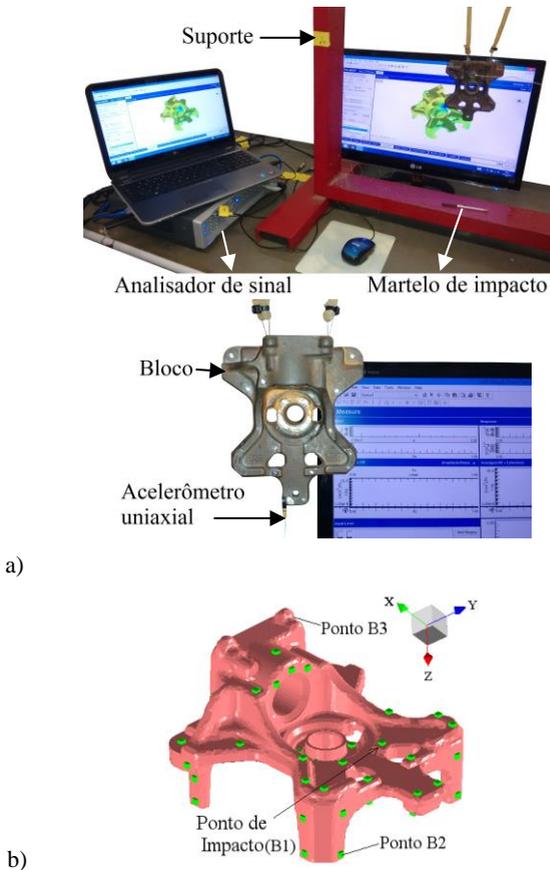


Figura 4 – Configuração experimental para a análise modal do bloco.

2.1.2 Análise dos resultados

Através da aplicação do Método PolyMAX para a extração dos parâmetros modais a partir das acelerações medidas, foi obtido o diagrama de identificação de polos mostrado na Figura 5.

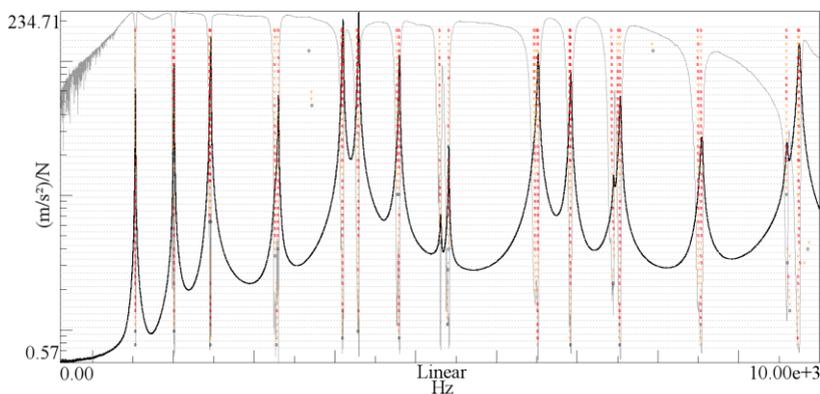


Figura 5 – Identificação dos modos de vibração do bloco a partir do somatório das acelerações.

A estabilização do método ocorreu de forma clara e objetiva, próxima aos picos das amplitudes do somatório das FRFs em cor preta. Ao todo, foram identificados 16 modos de vibração do bloco, claramente definidos pela discretização experimental adotada. Os três primeiros são mostrados na Figura 6 e os demais estão expostos no APÊNDICE B.

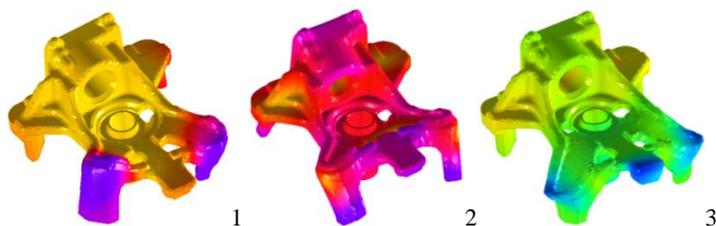


Figura 6 – Três primeiros modos de vibração do bloco determinados experimentalmente.

2.2 Método dos Elementos Finitos

Apesar das dificuldades da representação numérica, o MEF tem se mostrado uma ferramenta de grande potencial para a análise vibroacústica de compressores (DIESEL, 2000; CARMO, 2001; PORTO,

2010; DOI, 2011; LENZI NETO, 2013; HENSE, 2015; MYRRIA NETO, 2015; NARDELLI, 2016).

Este método baseia-se na representação de uma peça física de interesse em um número finito de elementos, que definem sua forma espacial e levam consigo propriedades físicas equivalentes, como massa e rigidez. Os elementos são interconectados e constituídos por nós, que podem transladar e sofrer rotação no espaço dimensional definido. Dependendo do número de nós e de graus de liberdade atribuídos a eles, têm-se formulações diferentes que variam de acordo com a aplicação, ou seja, do perfil da geometria a ser representada.

A informação proveniente do conjunto de elementos é condensada em matrizes de massa e rigidez. Assim, através da solução do sistema linear resultante, obtêm-se os autovalores e os autovetores, que são as frequências naturais quadráticas e os modos de vibração, respectivamente, da peça em estudo. O ajuste do modelo numérico consiste em propor um conjunto de propriedades físicas ótimas, atribuídas aos elementos do modelo, a fim de representar o sistema físico de forma geométrica e dinâmica.

Caso o sistema a ser modelado seja complexo, como o compressor, por exemplo, cada peça é modelada e caracterizada separadamente e, posteriormente, unidas para formar um único sistema. As conexões também possuem características e suas representações devem se aproximar o máximo possível do problema real para a obtenção de resultados mais precisos dentro da capacidade computacional disponível. Esta metodologia de modelagem multicorpos vem sendo bastante aplicada em compressores (DOI, 2011; LENZI NETO, 2013; MYRRIA NETO, 2015), em motores de máquinas lavadoras (SOUZA, 2014), gabinetes de refrigeradores (HENSE, 2015) e motores elétricos em geral (WANG; LAI, 1999; CAI; PILLAY; TANG, 2002; MILLITHALER, 2015).

Os ajustes de modelo são baseados em métodos de correlação, comumente aplicados através de algoritmos de otimização conforme apresentado nos próximos tópicos.

2.3 Métodos de correlação

Para avaliar as diferenças entre os resultados numéricos e experimentais é comum empregar métodos de correlação baseados no confronto de parâmetros modais como frequências naturais, modos próprios, assim como a avaliação direta entre FRFs. A seguir, são descritos de forma sucinta alguns métodos de correlação aplicados aos ajustes de modelos numéricos deste trabalho.

- Correlação das frequências naturais

Para a comparação entre os pares p de frequências naturais numéricas ω_p^N e experimentais ω_p^E , pode-se adotar quantitativamente uma diferença relativa percentual dada pela Eq. 7, que também pode ser expressa graficamente.

$$\Delta\omega_n(\omega_p^N, \omega_p^E) = \frac{\omega_p^N - \omega_p^E}{\omega_p^E}. \quad (7)$$

Outra maneira comum de correlacionar frequências naturais é o cálculo de um desvio médio $\overline{\Delta\omega_n}$, dado pela média simples dos módulos dos desvios individuais dos pares de frequências naturais p , conforme mostrado na Eq. 8:

$$\overline{\Delta\omega_n} = \frac{1}{N_p} \sum_{p=1}^{N_p} |\Delta\omega_n(\omega_p^N, \omega_p^E)|. \quad (8)$$

Segundo DOI (2011), é também indicado o cálculo de um desvio global entre os pares de frequências naturais, conforme indicado na Eq. (9):

$$\ell_\omega = \sqrt{\sum_{p=1}^N \frac{(\omega_p^N - \omega_p^E)^2}{(\omega_p^E)^2}}. \quad (9)$$

- Correlação dos modos próprios

De acordo com a Eq. 10, o grau de correlação entre os modos de vibração numéricos e experimentais é dado pelo Coeficiente de Correlação Modal, MAC (ALLEMANG; BROWN, 1982). Quanto mais próximo da unidade um par p de autovetores (numérico ψ_p^N e experimental ψ_p^E) estiver, mais correlacionadas estão as formas modais; em contrapartida, quanto mais próximo de zero, menor é a correlação. Em geral, MAC superior a 0,7 é satisfatório; entretanto, em caso de modelos complexos, valores superiores a 0,6 são aceitáveis (MILLITHALER, 2015).

$$\text{MAC}(\psi_p^N, \psi_p^E) = \frac{|\{\psi_p^N\}_p^T \{\psi_p^E\}_p|^2}{\{\psi_p^N\}_p^T \{\psi_p^N\}_p \{\psi_p^E\}_p^T \{\psi_p^E\}_p} . \quad (10)$$

Pode-se, também, calcular uma correlação modal média de MAC, para um número de N_p pares de autovetores, aplicando a Eq. 11:

$$\overline{\text{MAC}} = \frac{1}{N_p} \sum_{p=1}^{N_p} \text{MAC}(\psi_p^N, \psi_p^E) . \quad (11)$$

- Correlação das FRFs

Geralmente, a inspeção visual é suficiente para avaliar qualitativamente a concordância entre FRFs numéricas e experimentais. No entanto, caso seja necessário reduzir as diferenças e quantificá-las, podem-se aplicar algumas técnicas tendo a vantagem de comparar diretamente dados experimentais, conseqüentemente obter resultados mais precisos.

- Minimização de resíduos

Os métodos iterativos de ajuste de modelos vêm sendo bastante estudados e aplicados em sistemas vibroacústicos. São baseados na minimização de uma norma calculada a partir de um resíduo ℓ . Este resíduo, geralmente, depende de diferenças entre pares p de grandezas nu-

méricas N e experimentais E que, em geral, está associado às massas totais (Eq. 12), às frequências naturais (Eq. 13), aos modos de vibrar (Eqs. 14 e 15), ou às FRFs e dos coeficientes de correlação entre elas, não abordados neste trabalho (DASCOTTI; STROBBE, 1999; FRISWELL, 1989; LARSSON; SAS, 1992; LIN; EWINS, 1990; LINK, 1998; MOTTHERSHEAD *et al.*, 1996; ZANG *et al.*, 2001).

$$\ell_m = m^N - m^E, \quad (12)$$

$$\{\ell_{\omega_p}\} = \frac{\omega_p^N - \omega_p^E}{\omega_p^E}, \quad (13)$$

$$\{\ell_{\psi_p}\} = \{\psi\}_p^N - \{\psi\}_p^E, \quad (14)$$

$$\{\ell_{MAC_p}\} = \{1 - MAC_p\}. \quad (15)$$

Cada uma das relações de resíduos anteriores apresenta vantagens que dependem da acurácia necessária e do sistema a ser ajustado. Em geral, é suficiente para o ajuste de um modelo a minimização dos resíduos relativos às frequências naturais e modos próprios. Já o resíduo entre massas pode ser reduzido diretamente através da pesagem da peça física.

Consequentemente, o resíduo $\{\ell\}$ pode ser definido através da diferença entre os dados experimentais $\{R^E\}$ e numéricos $\{R^N(\{P\})\}$:

$$\{\ell\} = \{R^E\} - \{R^N(\{P\})\}, \quad (16)$$

na qual $\{R^N(\{P\})\}$ é uma função não-linear dos parâmetros P do modelo, que pode ser simplificado por meio de uma expansão da série de Taylor, como segue:

$$\{\ell\} = \{\Delta R\} - [S]\{\Delta P\}, \quad (17)$$

sendo $\{\Delta R\} = \{R^E\} - \{R^N(\{P_0\})\}$ a diferença entre as respostas experimentais e numéricas, [S] a matriz de sensibilidade e $\{\Delta P\} = \{P_a\} - \{P_0\}$ a modificação dos parâmetros.

Baseando-se nos conceitos apresentados anteriormente, os resíduos a serem minimizados no processo de ajuste de modelos podem ser escritos em função dos parâmetros modais, ou por índices que representam as diferenças entre modos experimentais e numéricos, forma e amplitude das FRFs.

Vários métodos iterativos são encontrados na literatura, os quais visam a minimização desses resíduos. Dentre eles, destacam-se a minimização da variância entre os resultados numéricos e experimentais, o Método dos Mínimos Quadrados (MMQ), os Algoritmos Genéticos e as Redes Neurais. Neste trabalho, foi usado o algoritmo genético, descrito a seguir.

2.4 Algoritmo genético aplicado ao ajuste de modelos

Algoritmos baseados na teoria da evolução genética dos seres vivos vêm sendo bastante aplicados na área da engenharia pelo fato de representar bem os vários tipos de parâmetros de entrada, ser multiobjetivo e já estar disponível em softwares comerciais.

No processo de otimização das propriedades físicas dos modelos numéricos do presente trabalho, foi empregado um algoritmo genético multiobjetivo (*Multi-objective Genetic Algorithm*, MOGA), implementado no software comercial Ansys®. Seu funcionamento pode ser entendido através da observação do diagrama de fluxo da Figura 7.

O primeiro passo consiste em definir o número total de indivíduos da população inicial, que será gerada aleatoriamente para o início da análise. A população inicial do parâmetro de entrada é testada e, a partir dos resultados, dá-se início ao processo iterativo. Nesta etapa, há combinações e mutações entre os candidatos selecionados e resultados mais próximos do objetivo são atingidos a cada iteração.

A minimização dos resíduos entre os resultados numéricos e os parâmetros experimentais de referência ocorre a cada iteração até atingir a convergência. O critério de parada é definido pelo percentual máximo admissível de Pareto, ou seja, representa uma relação percentual do número de variáveis que alcançam certo critério de qualidade (erro rela

tivo entre as frequências naturais, por exemplo) em cada iteração. Adicionalmente, é definido um percentual de convergência que procura a estabilidade da população, com base na média e desvio padrão dos parâmetros de saída. Nas análises destacadas neste trabalho, foram adotadas propriedades de material como parâmetros de entrada e frequências naturais como parâmetros de saída.

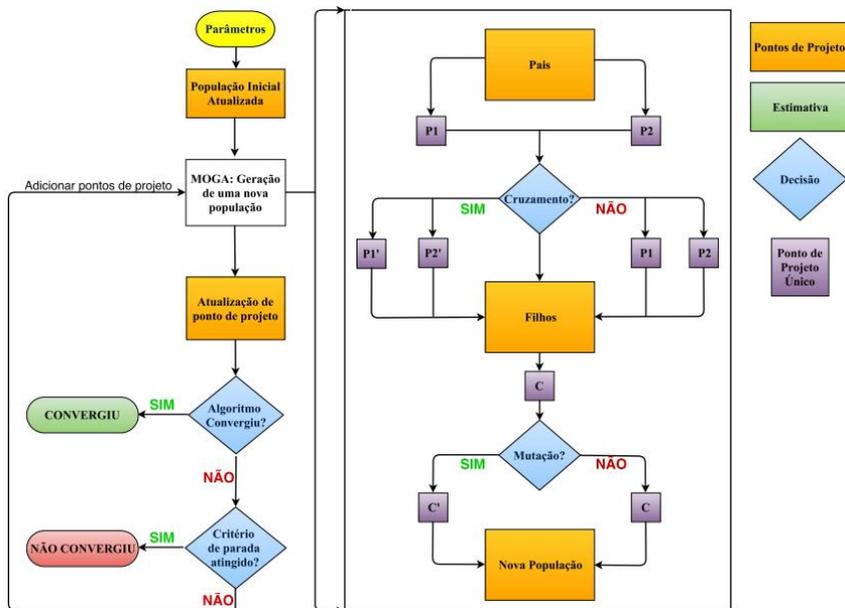


Figura 7 – Fluxo de trabalho do MOGA.

A Figura 8 mostra um exemplo de como é monitorado o parâmetro de saída (em cor vermelha) com relação à meta (em cor azul e linha tracejada). Neste caso, a meta é uma das frequências naturais experimentais, enquanto as propriedades físicas do material da peça modelada são testadas a cada avaliação. Percebe-se que após onze iterações há a estabilização do desvio da grandeza de controle.

Pelo MOGA, associado ao Ansys[®], também é possível verificar o nível de influência de cada parâmetro de entrada sobre o de saída, fornecendo maior sensibilidade ao usuário no processo de ajuste.

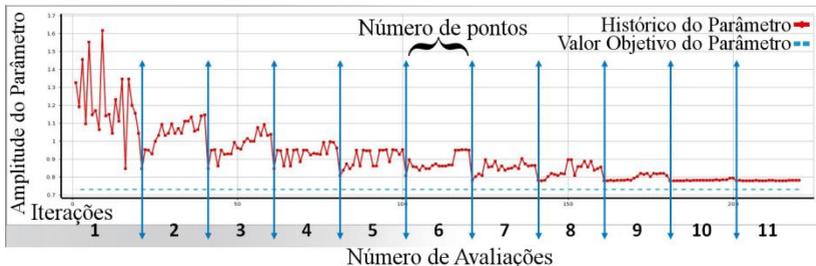


Figura 8 – Processo de minimização de resíduos entre frequências naturais numéricas e experimentais.

Na sequência, tem-se a apresentação das leis de tensão-deformação dos materiais que constituem os componentes do compressor, cujas propriedades físicas são parâmetros de entrada do MOGA.

2.5 Leis de Tensão-deformação linear

Em geral, um corpo sólido pode apresentar seis componentes possíveis de tensão σ e de deformação ε . A relação linear mais simples entre estas componentes é da forma $\{\sigma\} = [C]\{\varepsilon\}$, sendo $[C]$ uma matriz de elasticidade, $\{\sigma\}$ o tensor das tensões e $\{\varepsilon\}$ o tensor das deformações. Assim, a lei de Hooke para materiais anisotrópicos pode ser representada pela Eq. 18, que apresenta 21 constantes elásticas independentes, C_{ij} (POPOV, 1978).

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{23} \\ \sigma_{31} \\ \sigma_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & \cdots & C_{16} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ C_{61} & \cdots & C_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \varepsilon_{23} \\ \varepsilon_{31} \\ \varepsilon_{12} \end{Bmatrix} \quad (18)$$

Em muitos problemas práticos os materiais possuem planos de simetria ao longo de três direções ortogonais, que lhes conferem propriedades ortotrópicas. Assim, a Eq. 18 pode ser simplificada e o inverso da matriz de elasticidade $[C]$ é dado pela matriz de conformidade $[D]$, representada pela Eq. 19:

$$[D] = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_{11}} & -\frac{\nu_{12}}{E_{11}} & -\frac{\nu_{31}}{E_{33}} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-\nu_{12}}{E_{11}} & \frac{1}{E_{22}} & -\frac{\nu_{23}}{E_{22}} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-\nu_{31}}{E_{33}} & -\frac{\nu_{23}}{E_{22}} & \frac{1}{E_{33}} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{0}{E_{33}} & \frac{0}{E_{22}} & \frac{0}{E_{33}} & \frac{1}{2G_{23}} & 0 & 0 \\ \frac{0}{E_{33}} & \frac{0}{E_{22}} & \frac{0}{E_{33}} & 0 & \frac{1}{2G_{31}} & 0 \\ \frac{0}{E_{33}} & \frac{0}{E_{22}} & \frac{0}{E_{33}} & 0 & 0 & \frac{1}{2G_{12}} \end{bmatrix}, \quad (19)$$

na qual E_{ii} é o módulo de Young nas direções principais do material; G_{ij} é o módulo de cisalhamento; ν_{ij} é a razão de Poisson, que obedece as relações da Eq. (20):

$$\nu_{ij} = \nu_{ji} \frac{E_{ii}}{E_{jj}}. \quad (20)$$

Para os materiais isotrópicos as propriedades não variam com as direções ortogonais e são representadas simplesmente por E , ν e G e a matriz $[D]$ pode ser simplificada.

Além do campo de propriedades isotrópicas, o software comercial Ansys® também possui uma interface de entrada para parâmetros ortotrópicos dos materiais, tornando sua aplicação bastante vasta: o bloco, por exemplo, pode ser considerado isotrópico; já um material compósito ou uma estrutura laminada de um estator que normalmente apresentam características ortotrópicas, podem ser representados como tal. Para cada material, podem ser ajustadas nove propriedades para um material linear elástico ortotrópico. Dentre elas, destacam-se os módulos de elasticidade E_x , E_y e E_z , as razões de Poisson ν_{xy} , ν_{yz} e ν_{zx} e os módulos de cisalhamento G_{xy} , G_{yz} e G_{zx} . Os eixos x , y e z do sistema de coordenadas cartesiano correspondem aos índices 1, 2 e 3 das Eq. 18 e 19, respectivamente. No caso dos materiais isotrópicos o conjunto de propriedades se restringe a E , G e ν .

A cada iteração do processo automatizado de ajuste de modelo, algumas restrições sobre as constantes elásticas do material ortotrópico devem ser atendidas. A primeira condição afirma que as constantes elásticas são positivas, conforme indicado pela Eq. 21. A segunda considera

que o determinante da matriz [D] também deve ser positivo, segundo a Eq. 22. Finalmente os requisitos anteriores levam às relações da Eq. 23.

$$E_{11}, E_{22}, E_{33}, G_{12}, G_{23}, G_{31} > 0, \quad (21)$$

$$1 - v_{12}v_{21} - v_{31}v_{13} - v_{23}v_{32} - 2v_{21}v_{32}v_{13} > 0, \quad (22)$$

$$v_{21} < \sqrt{\frac{E_{22}}{E_{11}}}; v_{32} < \sqrt{\frac{E_{33}}{E_{22}}}; v_{13} < \sqrt{\frac{E_{11}}{E_{33}}}. \quad (23)$$

O próximo item descreve a aplicação dos conceitos apresentados anteriormente para a calibração do modelo do bloco.

2.6 Ajuste de modelo do bloco

Um passo importante na elaboração de um modelo numérico preciso é a verificação da sua representatividade geométrica através da comparação entre a geometria de referência real e a reproduzida em elementos finitos, a qual pode perder a consistência física. Falhas na reprodução das peças físicas interferem no ajuste de modelos e tendem a ser compensadas através de propriedades físicas equivalentes que satisfazem os critérios do ajuste, mas não correspondem à realidade.

Nesse contexto, Doi (2011) recomenda a utilização das etapas indicadas na Figura 9 para a realização de um ajuste de modelo: inicialmente, o escaneamento da geometria a fim de reduzir os erros de representação; posteriormente, o modelo é ajustado em relação às informações experimentais; após a correlação, tem-se um modelo melhorado.

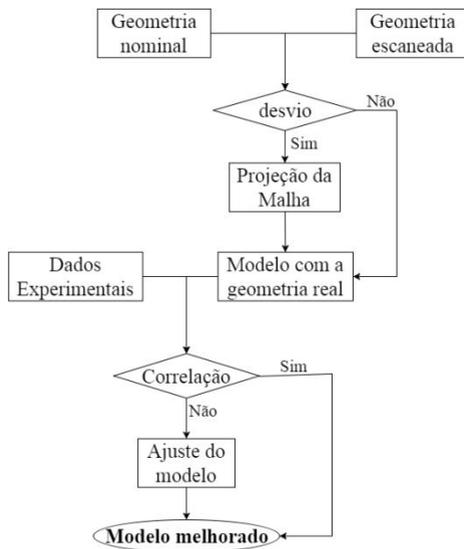


Figura 9 – Diagrama de fluxo para a convergência de geometrias numérica e experimental (DOI, 2011).

2.6.1 Verificação de irregularidades dimensionais

Um escaneamento da peça física de referência foi realizado a fim de mapear e quantificar as variações em relação à geometria nominal, devido ao processo de fabricação, conforme indicadas na Figura 10.

O tom de cor tendendo ao vermelho indica que a região escaneada da peça física está acima da superfície nominal, enquanto o tom de cor tendendo ao azul indica que a mesma está abaixo. Os locais que não foram escaneados com boa precisão estão representados em cinza claro, neste caso apenas no interior dos furos da peça.

Observando de forma global, as regiões de superfícies planas da peça apresentam pequenas diferenças, entre $-0,33$ e $+0,54$ mm. Entretanto, as maiores diferenças encontram-se nas arestas da peça, conforme indicado pelas setas nas Figuras 10a a 10d. Os fatores que influenciam significativamente no processo de ajuste do modelo são as diferenças da ordem de -2 e $+1$ mm, localizados nas regiões frontal (Figuras 10a e 10c) e traseira (Figuras 10a e 10b) do bloco.

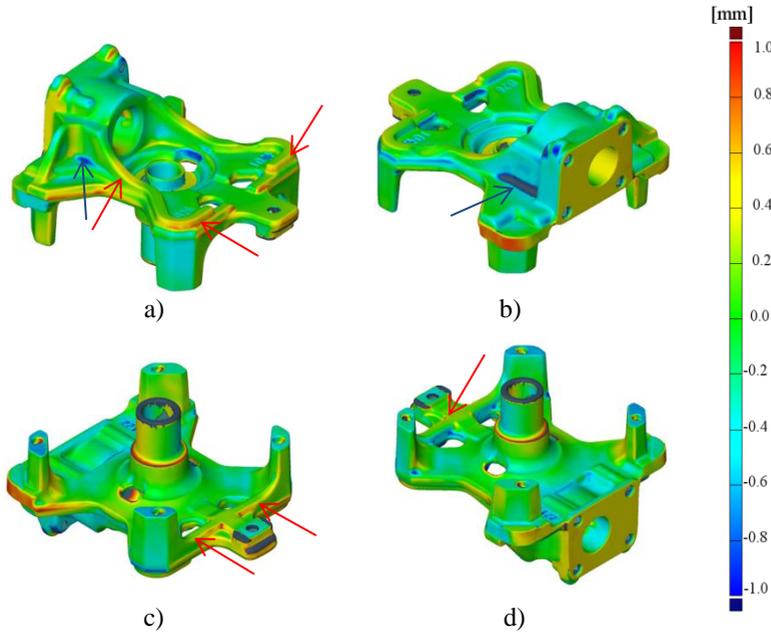


Figura 10 – Diferenças entre a geometria real e a nominal do bloco: vistas isométricas de a) a d) e escala à direita.

Os cinco primeiros modos de vibração são os mais influenciados, sendo que a falta de material na região frontal do bloco nominal pode ser compensada estabelecendo-se uma rigidez mais elevada e o excesso de material na região traseira pode ser compensada por uma rigidez menor no modelo. O quarto modo foi o mais influenciado com um desvio máximo de 300 Hz.

Na ausência da geometria escaneada diretamente em CAD (que seria a mais indicada para o ajuste de modelo), a geometria nominal existente foi corrigida localmente nas localidades indicadas na Figura 10 com o auxílio do software SpaceClaim[®]. Mesmo assim, várias discordâncias dimensionais permaneceram.

2.6.2 Aplicação do Método dos Elementos Finitos

O bloco foi modelado por meio do MEF usando o software comercial Ansys[®]. Primeiramente, a densidade do bloco foi corrigida em

função do volume da geometria nominal e da massa real. Posteriormente, criou-se a malha com elemento tetraédrico quadrático (Figura 11), visando-se manter a representatividade da geometria nominal corrigida. Para tanto, aplicou-se um maior refinamento em locais com curvaturas e irregularidades.

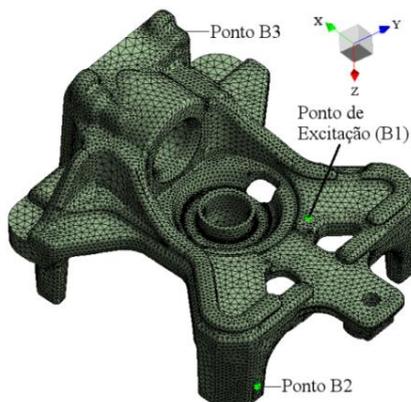


Figura 11 – Malha do bloco do compressor com correção de geometria.

Para a minimização das diferenças relativas entre as 16 primeiras frequências naturais numéricas e experimentais, aplicou-se o método MOGA. A população inicial foi de 100 conjuntos de propriedades, o número de amostras por iteração foi de 50, o número máximo de iterações foi definido em 20 e os desvios aceitáveis de frequência foram de $\pm 2\%$. Assim, 371 avaliações foram suficientes para satisfazer pelo menos 70% dos critérios estabelecidos. As propriedades otimizadas (módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson) são mostradas na Tabela 1.

Tabela 1 – Conjunto de propriedades do modelo com correção de geometria, para a faixa de 0 a 10 kHz (E é o módulo de elasticidade; G é o módulo de cisalhamento; ρ é a densidade; ν é o coeficiente de Poisson e η_{eq} é o fator de amortecimento estrutural equivalente).

E (GPa)	G (GPa)	ρ (kg/m ³)	ν	η_{eq}	N. Elementos	N. Nós

Entretanto, o oitavo e o nono modos de vibração tiveram a ordem invertida em relação aos resultados experimentais. Para contornar esta limitação, existem técnicas de ajuste de modelo que levam em consideração a divisão da peça em regiões para atualização de propriedades em nível local, tendo como resultado representações mais fiéis do que ocorre fisicamente (DOI, 2011; MILLITHALER, 2015). Considerando que as propriedades são heterogêneas ao longo do volume devido ao processo de manufatura, o bloco foi dividido em 3 regiões: traseira, central e frontal, conforme mostrado na Figura 12:

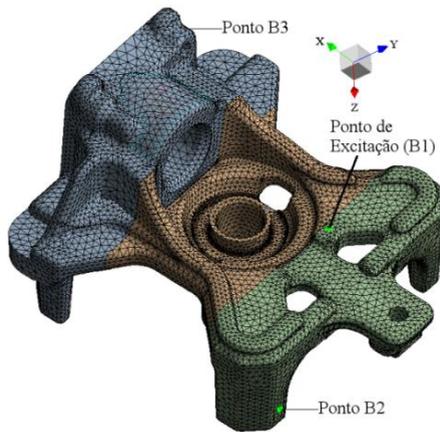


Figura 12 – Malha do bloco dividido com correção de geometria.

As frequências naturais mostraram-se mais sensíveis para o módulo de elasticidade e menos sensíveis para o coeficiente de Poisson. Dessa forma, o ajuste de propriedades do bloco particionado foi direcionado ao módulo de elasticidade para cada região da peça. Com a mesma configuração do método MOGA especificada anteriormente, obteve-se um novo conjunto de propriedades em 571 iterações, as quais são típicas de ferros fundidos (GUESSER, MELLERAS, *et al.*, 2011) e estão contidas na Tabela 2.

Tabela 2 – Conjunto de propriedades do modelo do bloco particionado, com correção de geometria (para a faixa de 0 a 10 kHz).

Propriedade / Região	Traseira	Centro	Frontal
E (GPa)			
G (GPa)			
ρ (kg/m³)			
ν			
η_{eq}			
N. Elementos			
N. Nós			

As variações de módulo de elasticidade na traseira, no corpo e na região frontal do bloco eram esperadas. Isto porque ainda restam imperfeições de geometria e possíveis concentrações de tensões ao longo da peça, devido ao processo de resfriamento, por exemplo. O resultado mostra que a parte frontal da peça real necessita ser enrijecida e a traseira ter reduzida a rigidez.

A Tabela 3 destaca as diferenças relativas entre as frequências naturais numéricas e experimentais para três configurações do modelo do bloco: inicial, inteiriço e particionado. O desvio global entre as frequências naturais do modelo inicial é de 11,2%, o desvio médio é de 1,9%, com desvio máximo de 9,1% e mínimo de 0,3%. No caso do bloco inteiriço com correção de geometria, o desvio global foi reduzido a 6,2%, o desvio médio reduzido a 1,4%, o desvio máximo passou a ser 3,0% e o mínimo -0,2%. Com o bloco particionado, todas as formas modais numéricas passaram a ter a mesma ordem do sequenciamento empírico. Além disso, têm-se os desvios médio e global reduzidos a 1,2 e 5,4%, respectivamente. O desvio máximo é de 2,4% e mínimo 0,0%. Não houve alteração significativa para o MAC médio entre os modelos do bloco inteiriço e particionado, permanecendo em 68,1% (a correlação completa está no APÊNDICE C). Na configuração partida o MAC máximo é de 90,8% e o mínimo 32,5%.

Os fatores de amortecimento η para cada modo de vibração foram calibradas diretamente no modelo numérico e estão condizentes com os resultados obtidos experimentalmente. Entretanto, estes valores são úteis para testes somente no domínio da frequência em análises harmônicas pelo método da superposição modal. Um fator de amortecimento equivalente η_{eq} (associado ao material) possui o valor aproximado de 0,0009 (para o bloco inteiro) e pode ser utilizado em análises tanto no domínio do tempo como na frequência. Para o bloco particionado, o amortecimento estrutural equivalente é de 0,0006.

Tabela 3 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais para os três modelos do bloco: inicial, inteiro com correção de geometria e particionado com correção de geometria.

Ordem	ω^E (Hz)	Inicial		Inteiro		Particionado			η
		ω^N (Hz)	$\Delta\omega_n$ (%)	ω^N (Hz)	$\Delta\omega_n$ (%)	ω^N (Hz)	$\Delta\omega_n$ (%)	MAC (%)	
1			-1,3		-1,3		-1,6	90,8	
2			-0,8		1,9		2,1	78,2	
3			-3,6		-2,1		-0,9	73,0	
4			9,1		1,4		-0,1	60,8	
5			1,1		2,3		2,4	75,7	
6			-0,4		-0,8		-0,7	69,9	
7			-1,4		-1,3		-0,9	77,4	
8			-2,1		-0,9		-1,0	51,0	
9			-0,4		-1,7		-1,3	32,5	
10			-2,1		-1,0		0,0	74,1	
11			-0,8		-0,6		-0,4	79,4	
12			1,3		-0,2		-1,5	57,1	
13			1,4		0,9		1,0	66,1	
14			3,0		3,0		2,0	76,7	
15			0,3		0,7		0,6	47,3	
16			1,7		2,1		2,1	79,7	
Média:			1,9		1,4		1,2	68,1	

ℓ_{ω} (%):		11,2	6,2	5,4		
η_{eq}	0,0000	0,0009	0,0006			

Analisando a superposição de FRFs foi possível verificar a variabilidade das peças pela análise de seis amostras distintas e avaliou-se a representatividade dos modelos, segundo as Figuras 13, 14 e 15. Percebe-se que há incertezas oriundas da variabilidade de geometria e imperfeições provenientes do processo de fabricação, que são mais relevantes para o quarto modo de vibração.

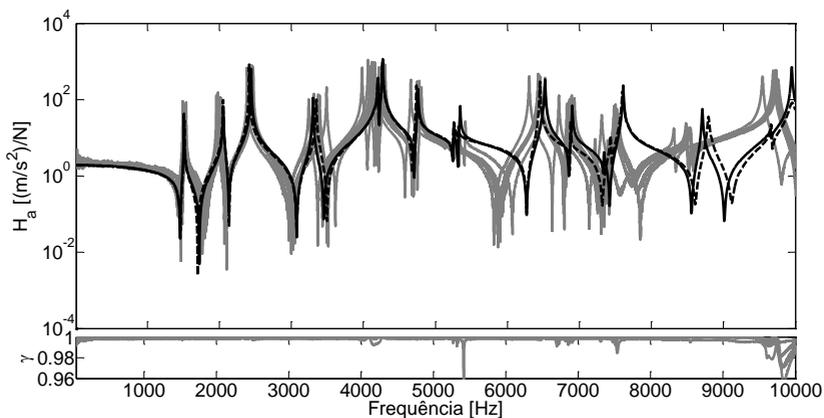


Figura 13 – Acelerâncias para o caso de excitação do bloco no ponto B1 (direção z) e medição de resposta no mesmo ponto (direção z).

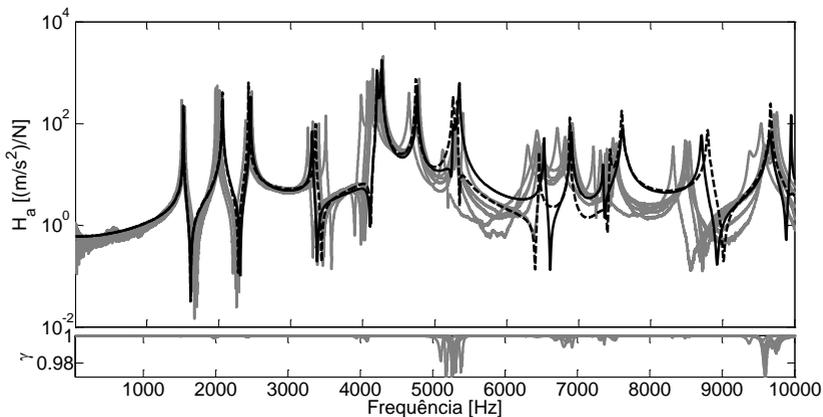


Figura 14 – Acelerâncias para o caso de excitação do bloco no ponto B1 (direção z) e obtenção de resposta no ponto B2 (direção x).

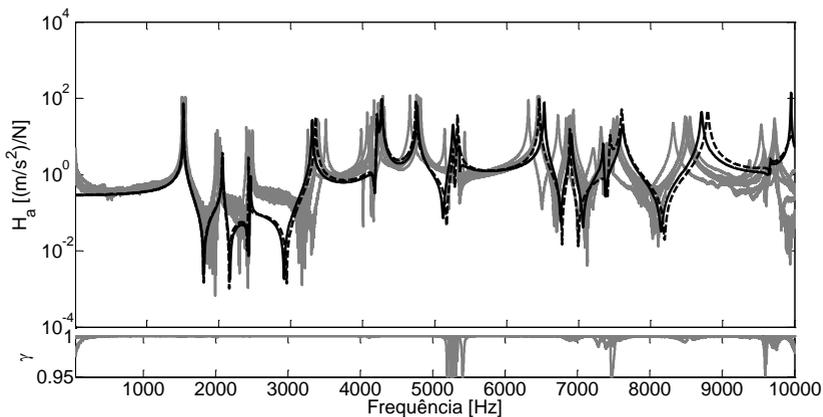


Figura 15 – Acelerâncias para o caso de excitação do bloco no ponto B1 (direção z) e obtenção de resposta no ponto B3 (direção y).

Os ajustes do bloco inteiro (em cor preta, linha tracejada) e particionado (em cor preta, linha contínua) são muito semelhantes e satisfatórios quando observados os pontos B1, B2 e B3, para o caso de excitação do sistema no ponto B1.

As Figuras 16a, 16b e 16c indicam os três primeiros modos de vibração. Na parte superior de cada item, tem-se os resultados experimentais e na parte inferior os numéricos, para o modelo do bloco parti-

cionado. Todas as formas modais podem ser visualizadas no APÊNDICE B.

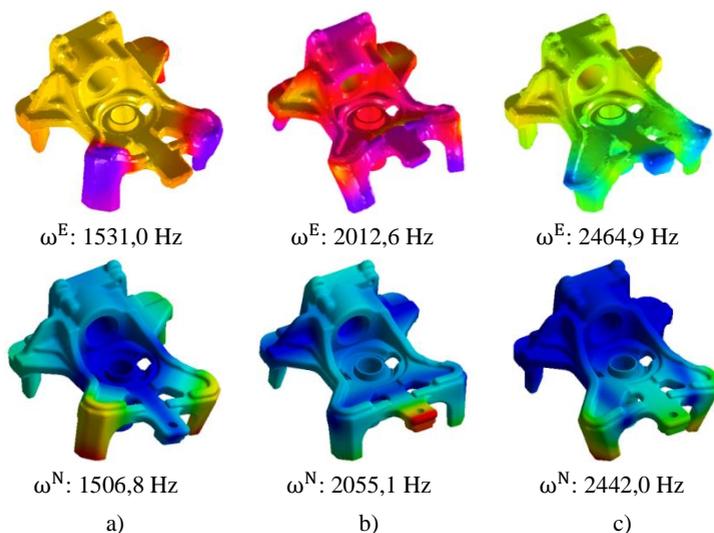


Figura 16 – Representação dos três primeiros modos de vibração do bloco: experimentais acima e numéricos abaixo.

2.6.3 Considerações de validação

O modelo foi considerado validado obedecendo aos seguintes critérios:

- as diferenças relativas entre as frequências naturais experimentais e numéricas não devem ser superiores a $\pm 7\%$;
- os valores de MAC calculados na comparação entre modos experimentais e numéricos devem ser maiores que 60%;
- a diferença entre a massa total medida e a do modelo numérico deve ser inferior a 1%.

O cumprimento desses critérios depende da complexidade da estrutura analisada, sendo muitas vezes impraticável. No caso do ajuste de modelo do estator (próximo tópico) foram obedecidos os mesmos critérios.

Vale ressaltar que na prática são feitas algumas simplificações para a validação dos componentes, as quais são destacadas a seguir:

- a) o efeito de variação de espessura e demais imperfeições provenientes do processo de fabricação não foram totalmente corrigidas;
- b) não foi considerado o efeito dinâmico das tensões residuais no modelo;
- c) a massa dos transdutores não interfere significativamente na obtenção dos dados experimentais;
- d) o ajuste de modelo foi feito à temperatura ambiente (entre 20 e 30 °C).

A princípio, costuma-se analisar componentes individuais para o posterior estudo e validação do conjunto de componentes. Desta forma, o ponto de partida deste trabalho é a validação do bloco e do estator a fim de verificar o posterior comportamento dinâmico do conjunto nos capítulos subsequentes.

3 ESTATOR

Este capítulo é dedicado à caracterização do estator, mostrado na Figura 17.



Figura 17 – Estator e bobina.

A peça em estudo possui 92 lâminas empilhadas. Cada uma apresenta 0,5 mm de espessura, 24 dentes e é fabricada de liga de Ferro-Silício, também conhecida comercialmente como E230C4. Com as lâminas empilhadas, na região dos dentes é alojado o enrolamento de fios de cobre, isolados eletricamente e com diâmetro de 0,5 mm. O mesmo forma as bobinas principal e de partida.

Esse pacote de lâminas, separadas por superfícies oxidadas, é comprimido ao ser fixado ao bloco do compressor por 4 parafusos M5, com um torque de aperto padronizado de 100 kgf.cm. O torquímetro utilizado neste trabalho é da marca AOK®, cujas informações técnicas podem ser vistas em TorkFort (2015) e no APÊNDICE D.

As regiões de contato entre as lâminas proporcionam descontinuidades que geram não linearidades, dissipação e perdas de transmissão de energia vibratória entre as lâminas.

É importante ter um modelo adequado do estator caso o objetivo seja avaliar os demais componentes conectados. Assim, este tópico destina-se à caracterização desta peça, servindo de base para o estudo dinâmico do conjunto interno (*kit*) do compressor.

O modelo do estator estudado por Gomes (2014) é bastante semelhante ao destacado na Figura 17, possuindo apenas uma pequena alteração geométrica. O mesmo desenvolveu um modelo de estator com a definição de propriedades de massa, módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson para três faixas de frequências distintas, entre 0 e 5 kHz, nas quais se concentram todos os modos identificados experimentalmente. Tanto o enrolamento como os parafusos, que servem para impor o aperto sobre as lâminas, foram representados por elementos lineares, de forma simplificada. Por fim, Gomes (2014) enfatiza que o enrolamento deste componente possui um efeito predominantemente de massa e de amortecimento, em comparação com o de rigidez, sobre o conjunto de lâminas.

Para outros modelos de estator, Girgis e Verma (1978) e Verma e Balam (1998) também verificaram a influência do amortecimento do enrolamento sobre a estrutura laminada e enfatizam que o efeito é mais dependente da forma modal do que da frequência.

Estudos sobre motores elétricos de indução efetuados por Wang e Lai, 1999, Cai, Pillay e Tang (2002), Nau (2007), Franck, Giet e Hameyer (2010), Dupont, Bouvet e Humbert (2012) revelam que caso o enrolamento possua efeito predominantemente de massa sobre os modos de vibração rastreados, pode-se obter boa aproximação através da representação do mesmo como uma massa adicional uniformemente distribuída sobre todo o estator ou nos seus dentes.

A partir do modelo proposto por Gomes (2014), Myrria Neto (2015) propôs uma modificação no modelo numérico do estator, com a consideração do efeito de massa dos enrolamentos sobre o conjunto de lâminas, sem a representação dos parafusos e de seu aperto. Assim, uma massa equivalente dos enrolamentos foi distribuída uniformemente na região das lâminas, aumentando sua densidade original. Porém, o modelo proposto por Myrria Neto (2015) foi limitado para a faixa de frequên-

cia de 3 a 5 kHz. Com base na correlação direta entre FRFs numéricas e experimentais, e resultados analíticos de referência, considera-se que o modelo é válido para os modos de vibração radiais que estão presentes na faixa de frequência em destaque.

Neste contexto, uma das maiores dificuldades na modelagem e estudo do *kit* é a correta representação do estator em toda a faixa de frequência de interesse (entre 0 e 10 kHz) com um único conjunto de propriedades equivalentes. Essa abordagem traria resultados mais consistentes e facilitaria a análise deste componente tanto no domínio da frequência como no domínio do tempo. Ainda, tornaria a condição de contorno das peças conectadas a ele mais representativa, auxiliando nas alterações de projeto.

Com o intuito melhorar a representatividade, nesta dissertação foi proposto um novo modelo numérico pelo MEF, a partir da correlação com os resultados dos testes experimentais.

3.1 Análise modal experimental

Gomes (2014) também realizou um estudo específico sobre efeitos de montagem e operação, resumido na Figura 18:

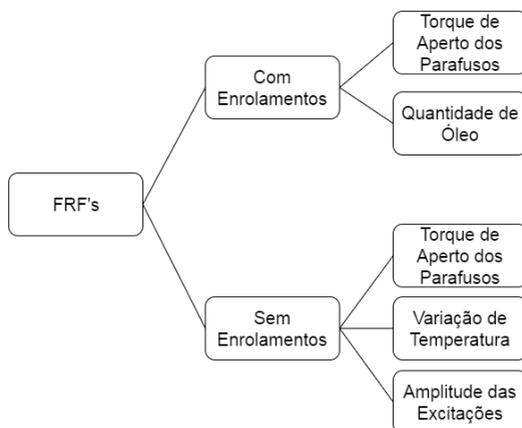


Figura 18 – Diagrama esquemático do estudo efetuado por Gomes (2014).

Esta análise feita com FRFs experimentais proporcionou algumas conclusões importantes que serão levadas em consideração nos experimentos aqui realizados:

- os modos de vibração rastreados do estator foram classificados em três tipos: transversal, cisalhamento e radial;
- o enrolamento possui efeito de massa, rigidez e amortecimento sobre as formas modais;
- o comportamento dinâmico é pouco influenciado pela temperatura. As análises e ajustes foram realizados à temperatura ambiente (entre 20 e 30 °C);
- a variação do torque de aperto apresenta influência sobre o amortecimento e as frequências naturais. Portanto, deve-se aplicar o aperto nominal de produção de 100 kgf.cm;
- a quantidade de óleo possui efeito de adição de massa, aumento de amortecimento e redução de rigidez para os modos transversais e apresenta baixa influência sobre os modos radiais e de cisalhamento. Nas análises modais do presente trabalho, considerou-se a presença de óleo apenas nas juntas dos componentes;
- há efeito de não linearidades que são dependentes da amplitude de excitação, especificadas com uma rigidez cúbica para os modos transversais e de cisalhamento. Já os modos radiais têm rigidez linear.

Nos próximos tópicos são apresentados os procedimentos de medição e os resultados da análise modal experimental.

3.1.1 Procedimentos de medição

Para a realização da análise modal experimental a peça física foi discretizada em 50 pontos distribuídos radialmente para a medição das respostas dinâmicas. Foram adotadas duas referências do tipo força, uma

na direção radial e outra na transversal, conforme mostrado na Figura 19. Os pontos E1 e E2 foram escolhidos para a comparação direta entre FRFs experimentais e numéricas.

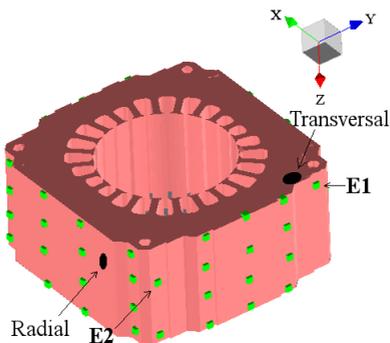


Figura 19 – Vista isométrica da malha experimental e sistema de coordenadas de referência.

A adoção de referências em direções distintas é importante para a detecção de modos de vibração (transversais, de cisalhamento ou radiais) que, possivelmente, estejam mascarados para uma determinada configuração de excitação. Além dos arranjos, as Figuras 20a e 20b evidenciam os equipamentos básicos utilizados nos ensaios, a destacar o *shaker*, a célula de carga, a peça com suporte e os acelerômetros. A aquisição e o tratamento do sinal foram efetuados com o hardware LMS Scadas[®], um computador e um amplificador de potência. Para mais informações do aparato, deve-se consultar o APÊNDICE D.

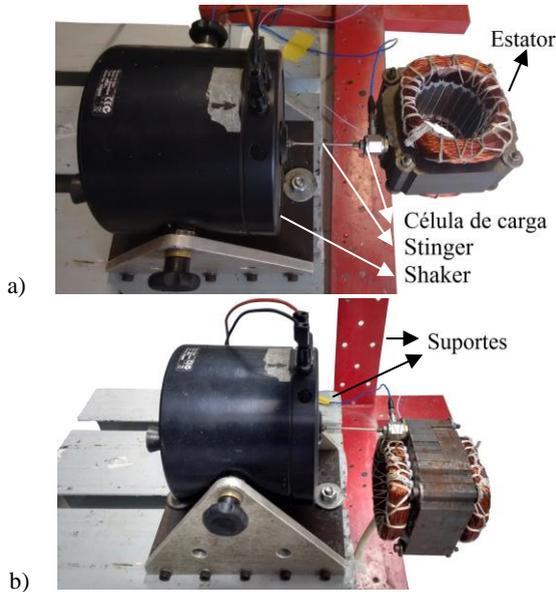


Figura 20 – Configurações experimentais das análises modais: a) excitação na direção radial; b) excitação na direção transversal, próxima ao parafuso (região mais rígida).

O espectro do sinal de excitação aplicado à peça é mostrado na Figura 21. Adotou-se o tipo ruído branco pela observação de melhores coerências entre excitação e resposta, e por fornecer bons resultados na literatura investigada (WANG; LAI, 1999; CAI; PILLAY; TANG, 2002; NESSLER; DEEL, 2003). O mesmo foi gerado apenas para frequências superiores a 70 Hz, evitando-se a possível interferência de formas modais do acoplamento estrutural que ocorrem em frequências inferiores, ou seja, oriundos da conexão entre o *shaker*, o *stinger* e a peça. Para manter a estabilidade e um baixo nível de ruído e distorção, a força aplicada foi mantida em níveis intermediários (VERMA; GIRGIS, 1981), segundo a Figura 21.

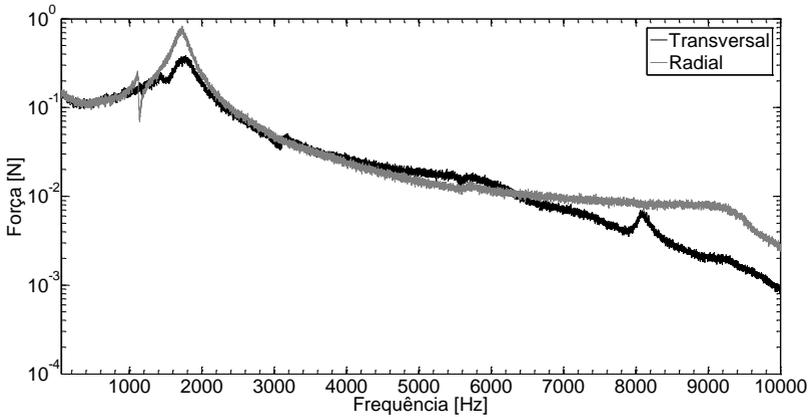


Figura 21 – Sinais de excitação típicos medidos pela célula de carga para cada direção de excitação.

A aquisição dos sinais de força e de aceleração ocorreu na faixa de frequência entre 0 e 10 kHz, com resolução de 0,625 Hz, totalizando 60 FRFs por média. Não foram coletadas informações de resposta pelo uso de acelerômetros triaxiais diretamente da superfície plana da lâmina para evitar erros de medição causados por possíveis desprendimentos, tendo em vista que não existe cola de fixação entre as lâminas. Estas estão fortemente ligadas pelo aperto dos parafusos e pela rigidez de fixação do enrolamento, porém podem apresentar pequenos deslocamentos relativos, principalmente em altas frequências.

Ainda, há dificuldades experimentais associadas à falta de excitação realimentada do *shaker* em relação aos sinais de resposta, a fim de minimizar os efeitos das não-linearidades e da massa dos acelerômetros na obtenção dos parâmetros modais (NESSLER; DEEL, 2003).

Com o intuito de melhorar a definição das formas modais rastreadas anteriormente, principalmente entre 400 e 900 Hz, foi realizada uma análise modal simplificada com um vibrômetro a *laser* PSV-500 (fabricante Polytec®, para mais detalhes veja o APÊNDICE D), considerando apenas três planos ortogonais da peça.

O vibrômetro a *laser* possui o princípio de funcionamento que favorece a obtenção de medições precisas e localizadas. A partir de um

raio *laser* incidente em uma superfície de interesse, é possível quantificar a velocidade pontual de vibração na direção de incidência. A região do ponto especificado ocupa uma área pequena, sendo vantajosa a varredura de superfícies de peças com tamanho e massa reduzidos e proporciona a possibilidade de criação e medição de malhas mais refinadas que facilitam a identificação modal, superando as limitações do emprego de acelerômetros (massa e área ocupada).

Em contrapartida, as medições são realizadas em apenas uma direção (1D). A ausência de informação pontual nos outros dois eixos ortogonais pode dificultar a análise no caso do estudo de peças nas quais a quantificação de vibração é importante a nível tridimensional (3D), não plano. Assim, as análises realizadas com o estator foram feitas cuidadosamente e complementam o estudo modal com acelerômetros triaxiais.

Conforme mostrado na Figura 22, a configuração do experimento é semelhante à da análise modal anterior, com exceção da quantificação e tratamento dos sinais de força e de resposta, que são processados pelo vibrômetro PSV-500.

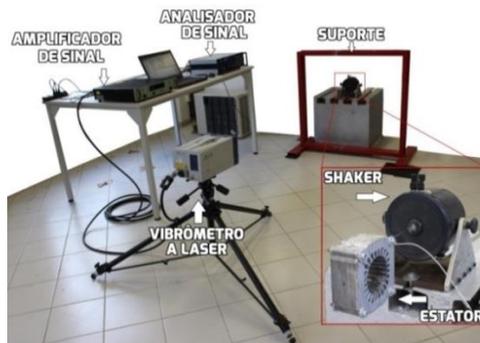


Figura 22 – Aparato experimental utilizado na análise modal unidirecional.

Dois exemplos da malha experimental, com 221 pontos, criada no software da Polytec® são mostrados nas Figuras 23a e 23b. Na Figura 23a, tem-se a malha definida sobre o pacote de lâminas e, na Figura 23b, tem-se a adição de 89 pontos a serem medidos no enrolamento, cuja instrumentação com acelerômetros é inviável. Ambas as malhas são

bastante refinadas proporcionando boas definições das formas modais no plano de referência.

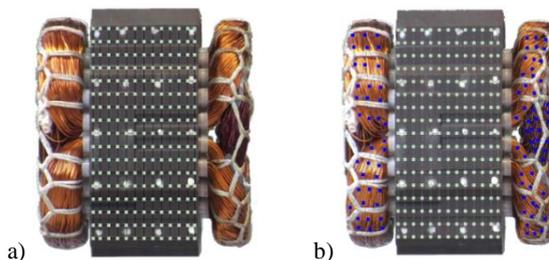


Figura 23 – Malha experimental utilizada na análise modal unidirecional.

Acredita-se que as propriedades radiais do estator são próximas à de uma lâmina no mesmo plano. Assim, com o intuito de reduzir o número de variáveis no processo de ajuste de modelo do estator, sete lâminas foram caracterizadas a fim de avaliar a viabilidade de fixar o módulo de elasticidade nas duas direções do plano radial e o respectivo coeficiente de Poisson. Para tanto, as lâminas foram penduradas no suporte da Figura 24 e, com o mesmo martelo utilizado no ensaio do bloco, foram impactadas no mesmo ponto de medição da resposta. Através das acelerações pontuais obtidas pela fixação de um acelerômetro uniaxial (APÊNDICE D), pode-se analisar a variabilidade de fabricação entre as lâminas e ajustar o modelo numérico para estimar suas propriedades equivalentes. Cada FRF atribuída a uma lâmina é resultado de uma média de cinco impactos com o martelo.

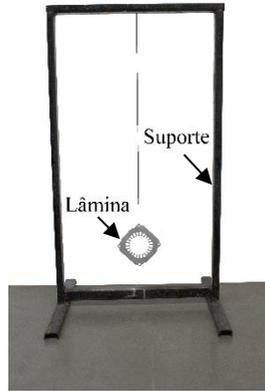


Figura 24 – Configuração experimental para a obtenção da aceleração pontual da lâmina.

3.1.2 Análise dos resultados

As funções de resposta em frequência e respectivas coerências, para as duas referências adotadas sobre o estator, foram satisfatórias. Os somatórios das FRFs são mostrados na Figura 25.

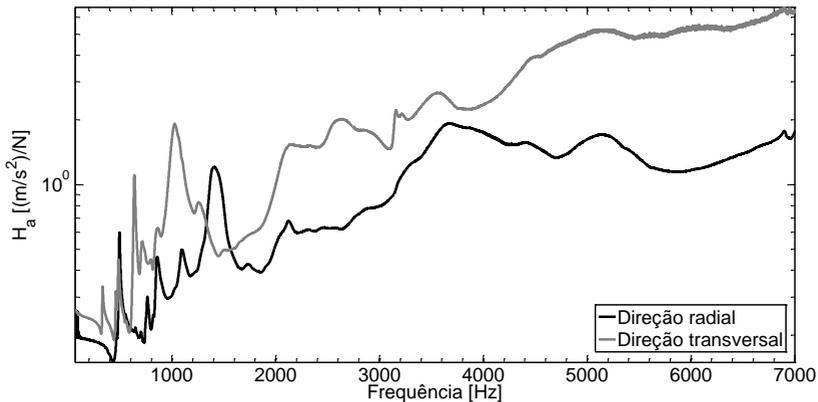


Figura 25 – Somatórios das acelerações para as duas referências de excitação sobre o estator.

De acordo com a Figura 26, as quedas de coerência aparecem principalmente nos “vales” das FRFs, conforme esperado. Em poucos

pontos as FRFs medidas apresentaram falta de clareza. Sabendo-se que o processo de medição foi realizado de forma adequada, considera-se que há efeitos de não-linearidade (WORDEN; TOMLINSON, 2000), principalmente em intervalos específicos de frequência (entre 3 e 5 kHz e acima de 6 kHz). O atrito do enrolamento e das lâminas também contribui para o aparecimento de ruído nas medições, principalmente em altas frequências (acima de 6 kHz).

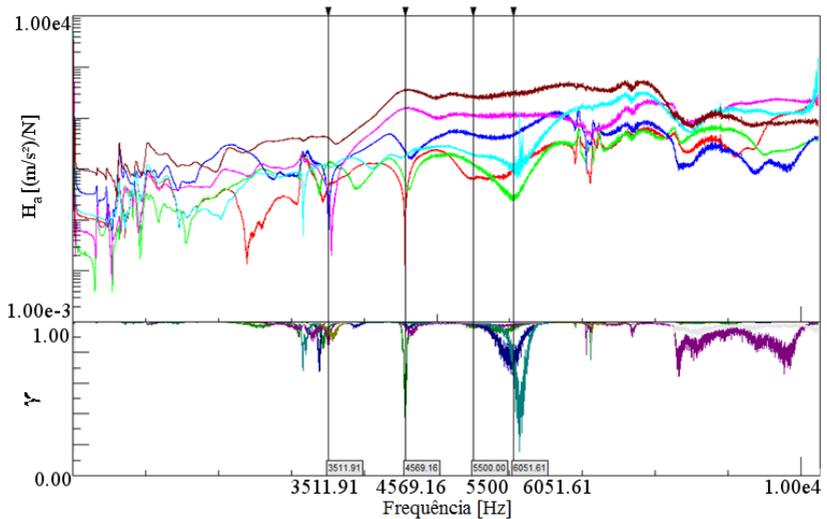
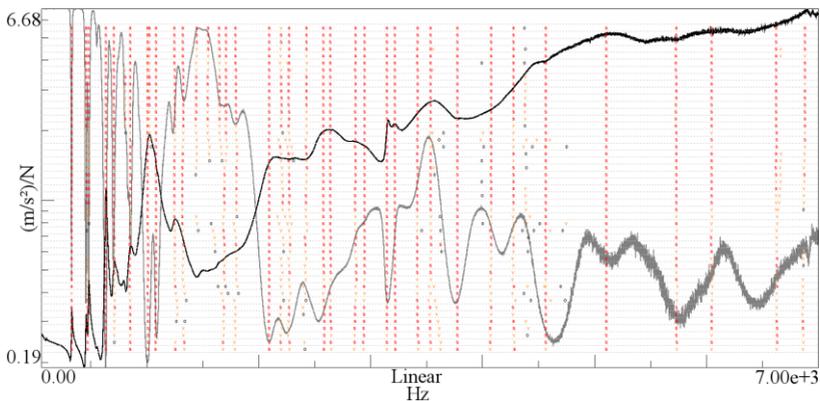


Figura 26 – Análise das FRFs obtidas experimentalmente.

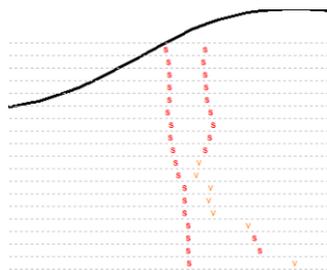
Houve bastante dificuldade na identificação de polos para ambas as direções de excitação adotadas (Figura 27a). Segundo Nessler e Deel (2003), para uma estrutura na qual os parâmetros modais são uma função da amplitude de resposta, ou seja, com certo grau de não-linearidade, recomenda-se controlar o nível de resposta em circuito fechado durante um ensaio para assegurar um conjunto de dados consistente, principalmente se o teste é feito em várias etapas. Por exemplo, entre uma medição e outra, quando a posição dos acelerômetros é modificada, o nível de excitação é redefinido antes de cada execução de teste, garantindo que os dados adquiridos são consistentes com os previamente adquiridos.

De acordo com Nessler e Deel (2003), deslocamentos em frequência da ordem de 0,2% são suficientes para gerar inconsistências no cálculo e identificação de polos. Uma ilustração deste efeito está em destaque na Figura 27b.

Os testes aqui realizados foram feitos de forma tradicional, sem o controle dos níveis de resposta. Apesar da adoção de um número elevado de FRFs para a obtenção de valores médios em cada ponto medido, os resultados obtidos sofreram interferência dos efeitos do elevado amortecimento, das condições de contorno e de não-linearidades presentes no sistema, na forma de pequenos desvios das frequências naturais. Mesmo assim, o conjunto de acelerâncias resultante foi satisfatório para o ajuste do modelo numérico equivalente.



a)



b)

Figura 27 – Somatório das acelerâncias para a referência transversal, submetido ao Método PolyMax do software LMS Test.Lab[®], em a). Desloca-

mentos em frequência durante a estabilização de polos devido aos desvios entre as FRFs experimentais, em b).

Segundo a Figura 28, o número de formas modais identificadas com o auxílio de acelerômetros triaxiais é bastante reduzido, devido às limitações experimentais destacadas anteriormente. Os modos de vibração sem deformação aparente nas Figuras 28a e 28b, são oriundos do enrolamento, nas frequências de 493,4 e 552,4 Hz. Na Figura 28c, tem-se a primeira forma modal do pacote de lâminas identificada em 1084,0 Hz, denominada como transversal. Em 1477,3 Hz (Figura 28d), tem-se um modo de vibração de cisalhamento no plano das lâminas. Por fim, aparecem três formas modais radiais nas frequências de 3621,4, 3848,4 e 5129,3 Hz, indicadas nas Figuras 28e a 28g.

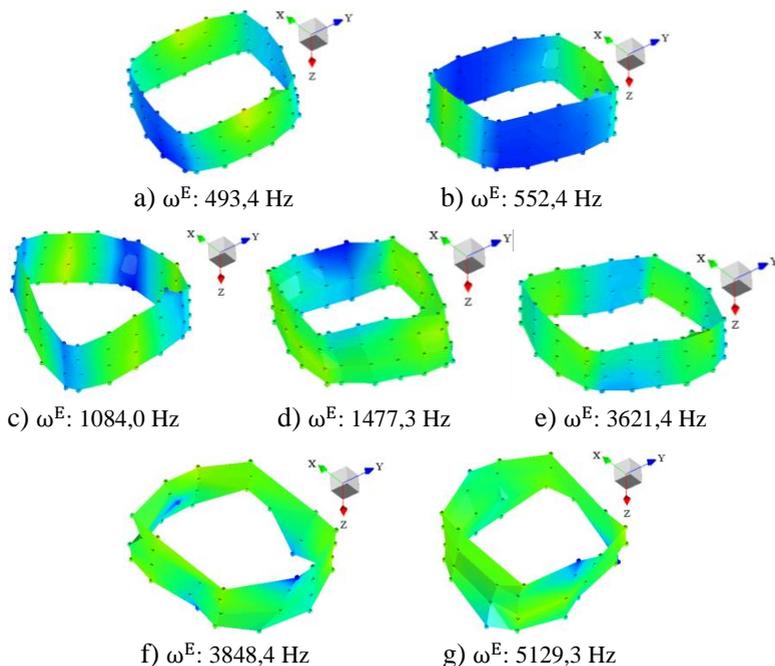


Figura 28 – Modos de vibração transversais, radiais e de cisalhamento identificados na análise modal experimental do estator com enrolamento (respostas medidas com acelerômetros triaxiais).

Estas formas modais também foram identificadas experimentalmente por Gomes (2014) em frequências menores, devido às diferenças entre os modelos de estator, com exceção dos resultados abaixo de 1000 Hz. Formas modais transversais mal definidas foram encontradas em frequências inferiores a 1000 Hz, mas não se pode afirmar que são oriundas do conjunto de lâminas. Para esclarecer esta diferença de resultados e identificar formas modais que passaram despercebidas pelo teste tradicional com acelerômetros, foi realizada uma análise modal com alta resolução nos planos superior (x-y), frontal (y-z) e lateral esquerdo (x-z), com o auxílio do vibrômetro a *laser*.

Primeiramente, fez-se um ensaio do estator sem enrolamento para a configuração de excitação e medição de resposta no mesmo plano. Os somatórios das mobilidades nas direções transversal e radial são mostrados na Figura 29:

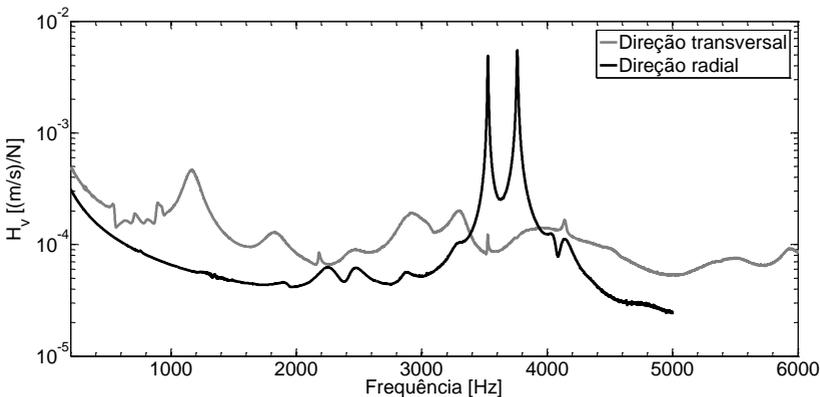


Figura 29 – Somatório das mobilidades para excitação e medição de resposta nas direções transversal e radial, na ausência de enrolamento.

Na direção transversal (FRF na cor cinza), que corresponde à vista superior, fica evidente a presença de vários relevos que são potencialmente modos de vibração bastante amortecidos do estator. Em frequências abaixo de 1000 Hz, os pequenos picos não evidenciaram formas modais bem definidas da estrutura, sendo que as pequenas deformações visualizadas são semelhantes a um polo próximo (1184,0 Hz),

pertinentes às condições de assimetria ou forma construtiva da peça (VERMA; GIRGIS, 1981). Vale destacar que as lâminas são empilhadas e agrupadas apenas pelo aperto dos parafusos o que pode interferir nos resultados e na identificação das formas modais, caso alguma região da lâmina externa fique solta. Para tentar minimizar este efeito, a excitação transversal foi efetuada sobre o parafuso.

Sete modos de vibração transversais puderam ser visualizados com clareza no intervalo de 1100 a 3600 Hz, indicados nas Figuras 30a a 30g. O primeiro, em 1166,0 Hz, corresponde ao identificado anteriormente no teste tradicional, em 1084,0 Hz. O restante, destacado nas Figuras 30b a 30g, apresenta deformações bastante semelhantes entre si. As formas modais transversais selecionadas consideram a deformação da região de alta rigidez em torno do parafuso, aumentando a confiabilidade dos resultados.

Verificando a FRF na cor preta da Figura 29, que representa o somatório das mobilidades na direção radial, nota-se que não há ondulações, picos e nem formas modais em frequências abaixo de 1000 Hz. Isto evidencia a inexistência de modos radiais e de cisalhamento do conjunto de lâminas na ausência de enrolamentos, abaixo desta frequência.

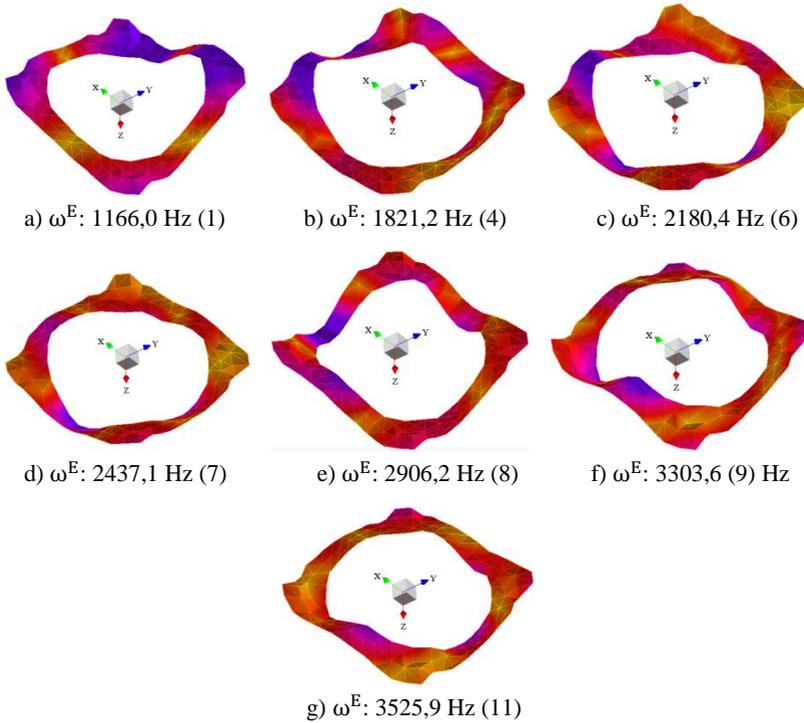


Figura 30 – Modos de vibração transversais identificados na vista superior do estator, na ausência de enrolamento.

Na Figura 31, observando o somatório das FRFs do plano lateral esquerdo (x-z), nota-se que a presença de enrolamento amortece a resposta da estrutura e surgem pequenos picos em frequências inferiores a 1000 Hz.

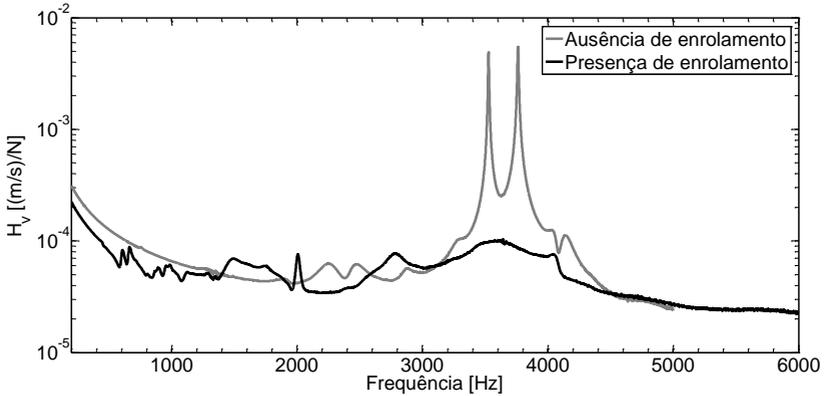


Figura 31 – Influência do enrolamento para o caso de excitação radial e medição de resposta na mesma direção.

As repostas estruturais correspondentes aos picos da faixa de 70 a 1000 Hz se encontram nas Figuras 32a, 32b e 32c. Estas evidenciam as deformações dominantes dos enrolamentos. Isto ocorre porque a massa dos mesmos prevalece nas partes superior e inferior da peça e estão conectadas com certa rigidez entre os dentes. A frequência de 819,3 Hz (Figura 32b) corresponde à forma modal recíproca no plano frontal do estator.

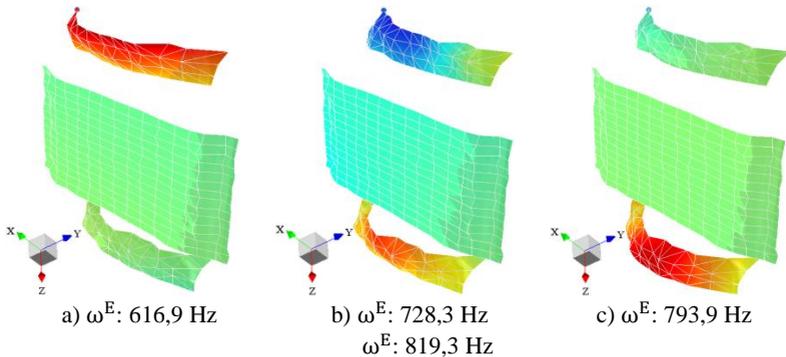


Figura 32 – Formas de vibração do enrolamento para frequências inferiores a 1000 Hz.

Ainda na Figura 31, verifica-se que a resposta é amplificada na faixa de 1500 a 2000 Hz e entre 2700 e 3000 Hz, com a presença do enrolamento. Ainda, nota-se uma adição de amortecimento na região das principais formas modais radiais, entre as frequências de 3000 e 4500 Hz. Do ponto de vista vibroacústico, esta dissipação de energia é benéfica, mas do ponto de vista da caracterização, dificulta a identificação de formas modais e o próprio ajuste de modelo, conforme mencionado anteriormente.

Observando com cuidado a Figura 33, fica evidente que quando se muda o plano de análise, ou seja, quando se troca a vista lateral esquerda (plano x-z) pela vista frontal (plano y-z), os somatórios das mobilidades diferem de forma considerável para frequências inferiores a 1000 Hz. Picos distintos ficam evidenciados entre os resultados dos dois planos, mas as formas de vibração são semelhantes às indicadas na Figura 32. Isso pode ser explicado devido à assimetria de distribuição de massa e de rigidez do enrolamento ao longo da estrutura, conforme mostrado na Figura 20. Este resultado também justifica a detecção das duas formas modais de rotação pura do pacote de lâminas no teste com acelerômetros triaxiais (Figuras 28a e 28b).

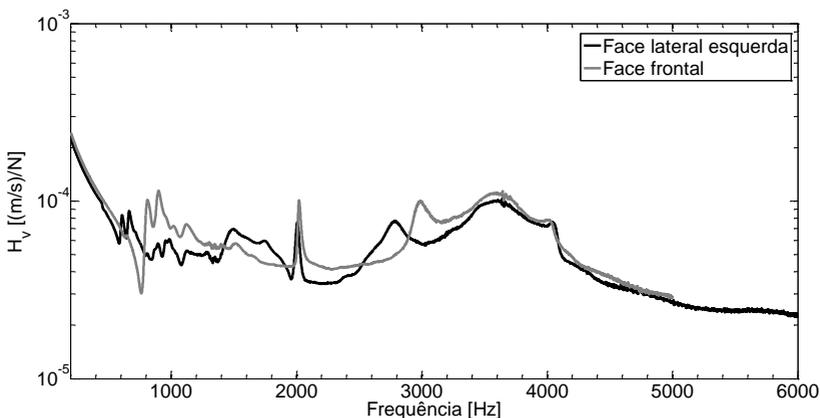


Figura 33 – Comparação do somatório das FRFs para o caso de excitação radial e leitura de resposta na mesma direção, em dois planos radiais distintos.

Analisando os somatórios das FRFs, oriundos da análise modal feita com acelerômetros triaxiais, percebe-se que a amplitude dos picos originados pelos enrolamentos é consideravelmente inferior ao restante da banda, em frequências entre 1 e 10 kHz.

Com o auxílio do vibrômetro a *laser* foram identificadas 9 formas modais distintas nos dois planos radiais mencionados, indicadas nas Figuras 34a a 34f, com as respectivas ordens de identificação à direita de cada frequência de ressonância. Na Figura 34a, tem-se a característica de duas formas modais de cisalhamento, uma no plano x-z (1473,3 Hz) e outra no plano y-z (1505,3 Hz). Deformações bastante semelhantes às indicadas na Figura 34b pertencem às formas modais de 2739,2 e 2792,2 Hz (por este motivo foi usada apenas uma imagem representativa). O efeito do modo transversal detectado anteriormente na frequência de 1166,0 Hz (plano x-y), foi reconhecida como uma deformação de baixa amplitude radial indicada na Figura 34c, na frequência de 1104,9 Hz (note que a presença do enrolamento reduziu a frequência deste polo). Esta deformação radial também caracteriza uma forma modal puramente cisalhante na frequência de 2007,7 Hz. As formas modais mostradas nas Figuras 34d e 34e são predominantemente radiais, identificados anteriormente com o auxílio dos acelerômetros triaxiais, em frequências próximas. O modo de vibração indicado na Figura 34f (4084,8 Hz) é semelhante ao deduzido anteriormente na frequência de 5129,3 Hz e acredita-se que ambos são polos distintos.

A partir dos índices de identificação, pode-se relacionar formas modais radiais com as transversais (Figura 30) para investigar a possível coincidência de modos. Lembrando que a análise transversal foi realizada na ausência de enrolamento e a radial na sua presença, nota-se que as formas modais com índice 1, 8, 9 e 10 provavelmente são as mesmas, apesar da mudança das frequências de ressonância, que são funções da massa e da rigidez da peça.

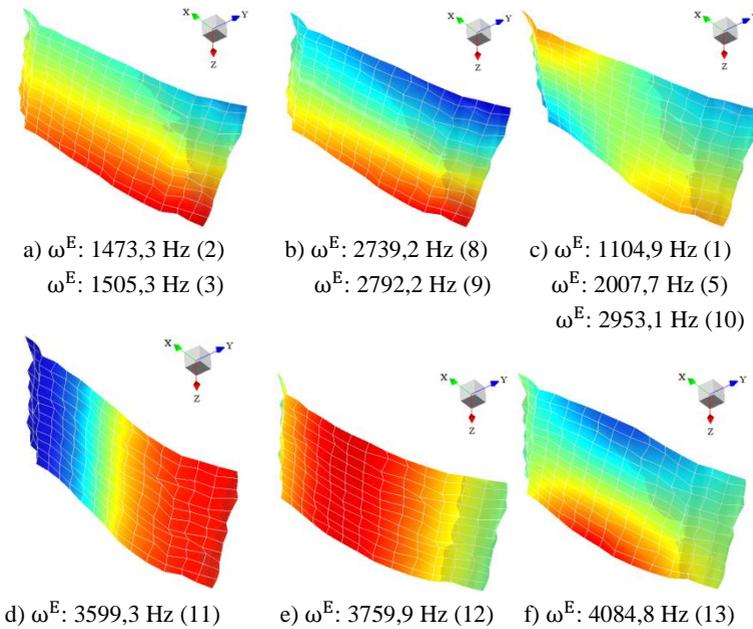


Figura 34 – Modos de vibração identificados através do Método PolyMax, nos planos x-z e y-z (vistas lateral esquerda e frontal) do estator, para o caso do teste com enrolamento.

Verificou-se que o enrolamento adiciona um efeito de amortecimento considerável devido à redução da amplitude do somatório das FRFs medidas. Também fica evidente que há um efeito predominante de massa para os modos de vibração transversais, em comparação com a rigidez, fazendo com que as frequências naturais sejam reduzidas com a adição de enrolamento. As formas modais que puderam ser detectadas foram as menos amortecidas e não se pode destacar a existência de outras neste tipo de estrutura.

As pequenas discrepâncias presentes nos resultados experimentais, quando comparados com o trabalho de Gomes (2014), se devem às possíveis diferenças no torque de aperto dos parafusos, variações de massa, rigidez e geometria oriundas do processo de fabricação do componente.

O processo de ajuste de modelo foi baseado nos resultados obtidos nos testes com acelerômetros triaxiais, que fornecem informações mais completas das deformações da peça em estudo. Portanto, o modelo numérico do estator foi calibrado para minimizar as diferenças entre as frequências naturais numéricas e as experimentais.

3.2 Ajuste do modelo numérico

Sabe-se que é um grande desafio analisar o comportamento dinâmico de estruturas complexas constituídas por numerosos e pequenos componentes, além do desconhecimento de propriedades de montagem.

Segundo Dupont, Bouvet e Humbert (2012) e Gomes (2014), é inviável criar um modelo em MEF considerando todas as lâminas físicas, enrolamentos e contatos entre os componentes. O número de graus de liberdade seria muito elevado chegando em torno de 75 milhões de elementos para o modelo em estudo (GOMES, 2014), demandando uma capacidade de processamento muito maior que a disponível atualmente. Para efeito de comparação, um modelo completo ajustado do compressor aqui estudado não passaria de 1 milhão de elementos e necessitaria de uma capacidade computacional bastante elevada.

Em contrapartida, quanto mais detalhes estruturais forem incluídos na modelagem, especialmente para motores de pequeno e médio porte, mais representativo tende a ser o modelo (Wang; Lai, 1999). Assim, à medida que a capacidade computacional aumenta, mais detalhes podem ser considerados.

Wang (2002) realizou um estudo experimental dos efeitos de vibração entre lâminas anulares conectadas para comparação com os resultados do modelo equivalente em elementos finitos. Fez comparações de acoplamento a vácuo para investigar o efeito da espessura e da quantidade de lâminas conectadas, eliminando o efeito da presença física dos parafusos. Foi verificado que o efeito do aperto e do número de lâminas atingem os modos de vibração transversais de forma mais efetiva quando comparados às formas modais radiais,

coincidindo com os resultados aqui obtidos. Estes efeitos estão diretamente relacionados ao amortecimento e ao cisalhamento da estrutura laminada. O mesmo autor também identificou a projeção dos modos individuais de uma lâmina sobre os modos globais do conjunto. Logo, um primeiro passo para a verificação do comportamento dinâmico e ajuste de um modelo numérico de um estator seria a investigação da própria lâmina.

Acredita-se que a adoção de propriedades físicas da lâmina no plano radial seria uma boa estimativa para as propriedades no mesmo plano do conjunto de lâminas do estator. Um benefício disto seria a redução do número de variáveis a serem estimadas no processo de ajuste e otimização do modelo numérico.

Recentemente, os métodos de homogeneização obtiveram melhor desempenho na representação de estruturas ortotrópicas multicamadas. Os mesmos visam recriar o comportamento dinâmico reduzindo a multiplicidade de seus componentes através da definição de propriedades heterogêneas ao longo da estrutura contínua, reduzindo drasticamente o número de graus de liberdade necessários. Sua aplicação se mostrou bastante satisfatória na modelagem de materiais compósitos (KALAMKAROV; ANDRIANOV; DANISHEVS'KYY, 2009) e estatores laminados (GOMES, 2014; MILLITHALER *et al.*, 2015; MILLITHALER, 2015).

Neste trabalho, o método da homogeneização será aplicado para representar o conjunto de lâminas como uma estrutura contínua com propriedades ortotrópicas equivalentes que representem seu comportamento físico, a partir dos resultados experimentais. Para se ter uma noção deste efeito, pode-se imaginar uma estrutura contínua composta por infinitas lâminas no plano radial, dentro dos limites da geometria. Esta simplificação elimina a necessidade de representar os contatos entre lâminas e possibilita a utilização de elementos finitos maiores, viabilizando a modelagem. Com o objetivo de ser o mais fiel possível à sua constituição física, cada componente do estator foi caracterizado separadamente. As arruelas, os parafusos e as lâminas foram caracterizados

para, então, serem agregados ao volume que representa o conjunto de lâminas.

O método da homogenização também foi utilizado para representar o enrolamento de cobre através de um volume homogêneo, com propriedades isotrópicas equivalentes. Para simplificar ainda mais o modelo do estator, foi proposto um novo ajuste de propriedades pela consideração do efeito de massa, amortecimento e rigidez do enrolamento diretamente no volume das lâminas.

3.2.1 Modelo numérico dos parafusos e arruelas

Os parafusos que unem o estator ao bloco do compressor serão considerados como parte integrante do modelo do estator. O mesmo apresenta cabeça cilíndrica com sextavado interno e é normalmente aplicado em fixações submetidas a elevadas forças de trabalho (ISO 4762, 2004). O material que o compõe é aço liga de alta qualidade tratado termicamente (temperado e revenido), com classe de resistência de 12.9 (39-44 HRC). De acordo com a norma ISO 898 (2013), as propriedades físicas deste modelo de parafuso devem se aproximar aos valores especificados na Tabela 4.

Tabela 4 – Propriedades aproximadas para os parafusos e arruelas (E é o módulo de elasticidade; G é o módulo de cisalhamento; ρ é a densidade; ν é o coeficiente de Poisson e η_{eq} é o fator de amortecimento estrutural equivalente).

Componente	E (GPa)	G (GPa)	ρ (kg/m ³)	ν	η_{eq}
Parafuso					
Arruela					

A arruela lisa (tipo M5) suporta a carga da cabeça do parafuso e a transmite para o pacote de lâminas. É composta por aço carbono e suas dimensões são especificadas pela norma ISO 7090 (2000). Suas propriedades físicas típicas se encontram na Tabela 4. Da mesma maneira que o parafuso, sua densidade foi calibrada.

As malhas do parafuso e da arruela são mostradas nas Figura 35a e 35b, respectivamente. Na sua construção, levou-se em consideração o número de nós entre as superfícies de contato a fim de garantir um comportamento dinâmico representativo. Conforme evidenciado na Figura 35a, a área superficial do parafuso foi dividida em várias faces para restringir a região de contato entre as duas arruelas e o parafuso, quando estiverem imprimindo aperto sobre o volume de lâminas. A área na cor azul foi escolhida para a aplicação da pré-tensão. No caso do acoplamento futuro com o bloco, a área em cinza será selecionada e a área em amarelo claro será inclusa na região de aplicação da pré-tensão.



Figura 35 – Malha em elementos finitos do parafuso e da arruela, em a) e b), respectivamente.

Para estimar as propriedades físicas do estator no plano radial, algumas lâminas foram caracterizadas conforme mostrado a seguir.

3.2.2 Modelo numérico da lâmina

A lâmina normalmente é fabricada com dois tipos de aço, em função da sua composição química: semi-processado ou totalmente processado (CAMPOS; TEIXEIRA; LANDGRAF, 2006), conforme indicado na Tabela 5.

Tabela 5 – Composições químicas típicas da lâmina do estator e sua classificação segundo Campos, Teixeira e Landgraf (2006) e Rezende (2003) (Fonte: Embraco®).

Classe / Elemento Químico	C (%)	S (%)	Mn (%)	P (%)	Si (%)
Aço semi-processado					
Aço totalmente processado					

O tipo do aço fornecido pela Embraco® é E230C4 ou M600-65A, cuja definição está relacionada com a norma adotada pelo fabricante e se refere a um aço elétrico totalmente processado. A norma ASTM A677 (2012) classifica e especifica as principais características de aços elétricos de grão não-orientado, laminados e totalmente processados, assim como outras normas equivalentes. Este material possui um tratamento térmico adequado para ajustar o tamanho do grão do material a fim de proporcionar um melhor desempenho magnético durante o funcionamento do motor elétrico (CAMPOS; TEIXEIRA; LANDGRAF, 2006).

Relatórios de fabricantes como Aperam (2015) e a AK Steel (2015) indicam que o aço totalmente processado do tipo E230C4 possui diferença de propriedades no plano de laminação, que podem ser alteradas e homogenizadas em tratamentos térmicos subsequentes. Por exemplo, observando a Figura 36, propriedades comuns para este tipo de aço pode ser de 190 GPa na direção de laminação e 210 GPa na direção transversal à de laminação, segundo os fabricantes mencionados. Ainda, a norma ASTM A677 (2012) fornece uma densidade típica de 7750 kg/m³ para este tipo de material, a qual varia de acordo com a concentração de Silício e Alumínio em sua composição.

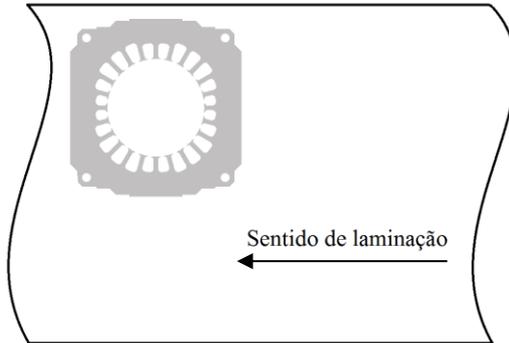


Figura 36 – Alteração de propriedades físicas em função do processo de fabricação de uma lâmina.

Com o intuito de estimar as propriedades físicas da lâmina e associá-las ao comportamento radial do estator, posteriormente, foi proposto um modelo em elementos finitos, representado na Figura 37, para a correlação direta entre a FRF numérica e as experimentais. Neste ponto, vale lembrar que foram ensaiadas sete lâminas diferentes, mantendo-se a mesma referência.

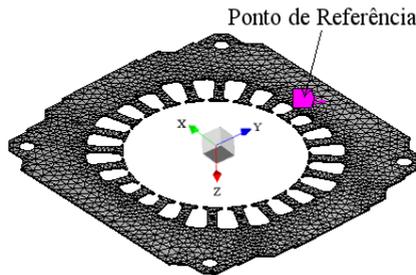


Figura 37 – Malha do modelo numérico da lâmina e especificação do ponto de referência.

Com o auxílio do Algoritmo Genético, os oito primeiros picos da FRF numérica foram aproximados aos equivalentes da FRF experimental média, tendo como critério de convergência a minimização do somatório dos erros relativos. A comparação entre as FRFs pode ser visualizada na Figura 38. Nela, fica evidente que o ajuste perde precisão

em termos de amplitude a partir de 6 kHz e que a variação do comportamento vibratório devido ao processo de fabricação é pequena.

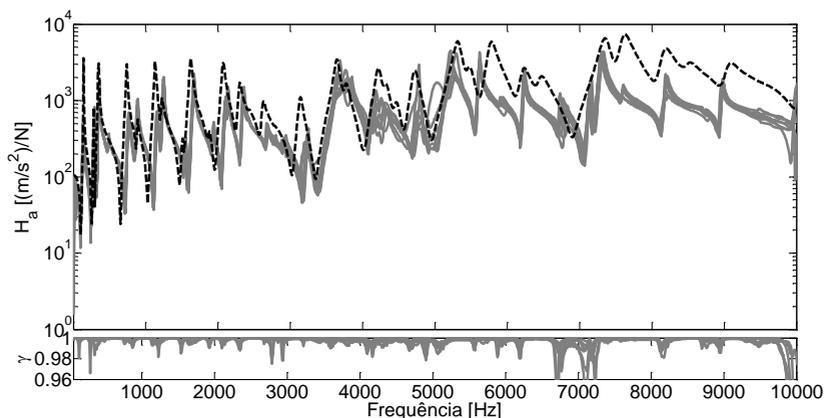


Figura 38 – Modelo numérico da lâmina ajustado em cor preta (linha tracejada), tendo acelerações experimentais pontuais como referência (na cor cinza).

Para a obtenção das propriedades físicas ótimas da lâmina (módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson), foi adotada uma população inicial com 130 candidatos, 50 amostras por iteração com a finalidade de obter soluções satisfatórias durante um total de 20 iterações. Após 516 avaliações e 10 iterações, dentre as soluções finalistas, foi selecionado o conjunto de propriedades mostradas na Tabela 6.

Tabela 6 – Propriedades do modelo da lâmina, para a faixa de 0 a 10 kHz (E é o módulo de elasticidade; G é o módulo de cisalhamento; ρ é a densidade; ν é o coeficiente de Poisson e η_{eq} é o fator de amortecimento estrutural equivalente).

E (GPa)	G (GPa)	ρ (kg/m ³)	ν	η_{eq}	N. Elementos	Tipo El.	N. Nós
					19257 4340	Tetraédrico Quadrático / Hexaédrico Quadrático	42767 33123
					6214	Linear Triangular	3878

Percebe-se que as propriedades de módulo de elasticidade convergiram para valores muito próximos, independentemente do tipo de elemento utilizado no modelo. Estes valores foram arredondados, conforme especificado na Tabela 6. Acredita-se que possíveis explicações para a convergência de propriedades para o mesmo valor seria a homogeneização causada pelo tratamento térmico realizado durante o processo de fabricação das peças, ou a limitação do processo de ajuste aos oito primeiros picos da FRF. Entretanto, o modelo numérico se mostra representativo juntamente com o conjunto de propriedades determinado.

Na Tabela 7, encontram-se os valores das frequências naturais referentes às FRFs de referência experimental e numérica, com os respectivos erros relativos minimizados. Percebe-se que tanto o desvio médio de 2,78% como o global de 11,67% são satisfatórios.

Tabela 7 – Comparação entre as frequências naturais numérica e experimental dos oito primeiros picos da FRF pontual de referência, após o ajuste de modelo da lâmina.

Ordem	ω^E (Hz)	ω^N (Hz)	$\Delta\omega_n$ (%)
1			-10,15
2			-3,33
3			-4,08
4			-0,54
5			0,47
6			-0,81
7			1,04
8			-1,77
Média (%):			2,78
ℓ_ω (%):			11,67

Conforme constatado por Wang (2002), algumas formas modais de uma lâmina podem ter características muito próximas às identificadas no caso do acoplamento de múltiplas lâminas. Na Figura 39, tem-se

algumas formas modais transversais e radiais da lâmina, encontradas numericamente, que são semelhantes às obtidas experimentalmente com o estator. Apesar dos modos de vibração transversais (Figuras 39a, 39b e 39c) ocorrerem em frequências muito distintas, nota-se que os radiais (Figuras 39d e 39e) aparecem em frequências muito próximas às correspondentes ao conjunto de lâminas do estator, ou seja, em 3621,4 e 3848,4 Hz, respectivamente. Estas formas modais devem ser visualizadas no estator após o ajuste de modelo, descrito no próximo tópico.

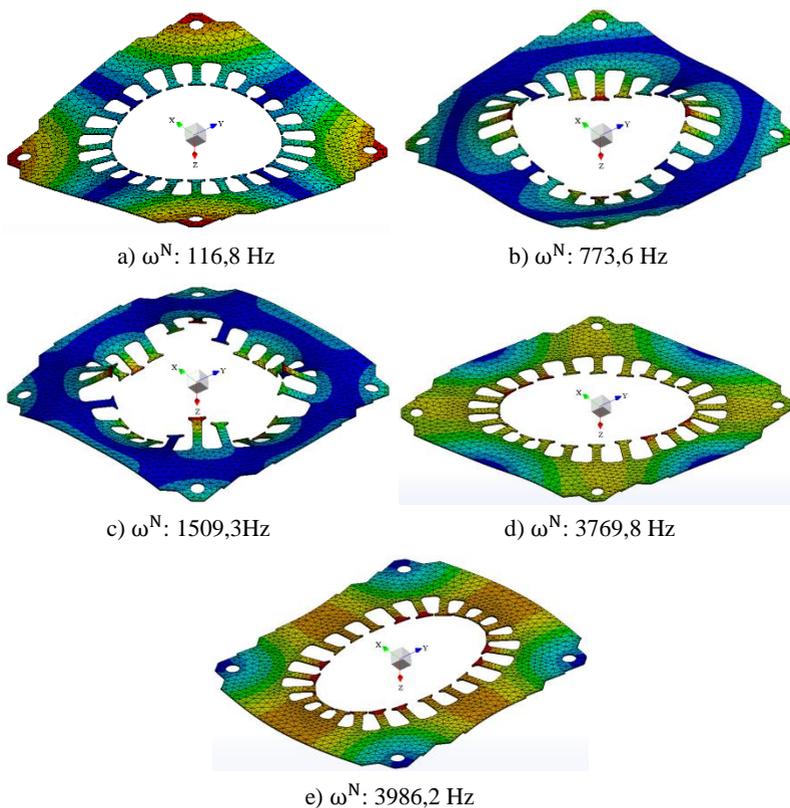


Figura 39 – Formas modais de uma lâmina, cujas características se repetem sobre o pacote de lâminas do estator, segundo a análise modal experimental.

Devido à proximidade de características modais, as propriedades radiais de uma lâmina serão adotadas como estimativas aproximadas

para o conjunto de lâminas no mesmo plano. Assim, além da densidade que pode ser calibrada diretamente com a pesagem, tem-se como parâmetros fixos de ajuste o coeficiente de Poisson e o módulo de elasticidade no plano radial.

3.2.3 Modelo numérico do estator

As características geométricas do estator são fielmente representadas pela geometria nominal, minimizando erros de ajuste de modelo relacionados às imperfeições geométricas.

Através da aplicação do método da homogenização, o modelo do estator foi baseado em uma geometria simplificada (corpo sólido que representa o conjunto das lâminas sobrepostas), a qual considera apenas a condição de contorno dos parafusos e do enrolamento. A validação foi baseada nos resultados experimentais apresentados.

3.2.3.1 Acoplamento entre os componentes

A união de subestruturas é realizada através de interfaces de contato, conforme ilustrado na Figura 40. Considere as subestruturas S_1 e S_2 conectadas pela interface I. No modelo de conjunto, tanto S_1 como S_2 são discretizados em elementos finitos e suas propriedades de massa e de rigidez precisam ser determinadas para o ajuste do modelo. Além disso, é necessário o conhecimento das características da interface de contato para a obtenção do modelo de conjunto através de métodos de síntese modal.

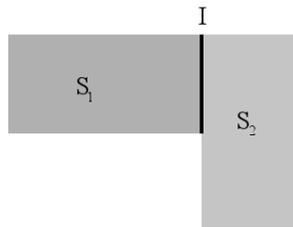


Figura 40 – Representação da união entre as subestruturas S_1 e S_2 pela interface I.

Sistemas compostos por conexões fortes são, normalmente, modelados pela aplicação do método de Craig-Bampton, cuja descrição encontra-se em Craig e Bampton (1968). Um exemplo de aplicação deste método em componentes de um compressor, semelhante ao estudado neste trabalho, pode ser encontrado em Fontanela *et al.* (2016). Conexões mais complexas que consideram o afastamento entre as superfícies na interface de contato normalmente exigem a aplicação dos métodos de Herting e de Martinez. As descrições destes métodos podem ser encontradas em Herting (1985) e Martinez *et al.* (1984), respectivamente.

No caso do estator, o acoplamento entre os componentes é bastante rígido devido ao aperto dos parafusos, facilitando a representação matemática das interfaces de contato. Assim, os resultados da síntese modal pelos métodos tradicionais tendem a ser representativos. A síntese modal é feita de maneira automática no software comercial Ansys® pelos métodos citados anteriormente, restando ao usuário a definição dos tipos de contato mais representativos.

O modelo numérico resultante da união das arruelas e parafusos através de interfaces de contato é mostrado na Figura 41. Ao longo da face de cada dente, há em média 160 nós a fim de garantir uma distribuição uniforme das forças magnéticas, caso seja necessário aplicá-las. Também ficam evidentes os pontos de excitação transversal e radial, e de obtenção de respostas E1 e E2. As FRFs resultantes serão utilizadas para a correlação com os dados experimentais. O pacote de lâminas foi representado por um volume equivalente para o ajuste de propriedades ortotrópicas. Apenas os efeitos de massa, rigidez e amortecimento do enrolamento foram inclusos no modelo mostrado na Figura 41.

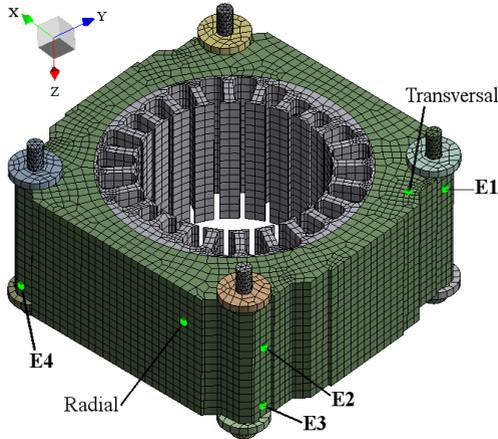


Figura 41 – Modelo numérico do estator simplificado.

A distribuição de massa do enrolamento sobre as regiões dos dentes (na cor cinza) e das lâminas (na cor verde) se mostra importante, pois representa aproximadamente a terça parte da massa total peça. Três configurações de distribuição de massa foram testadas: massa distribuída uniformemente sobre o volume das lâminas; distribuição de toda a massa apenas na parte interna (dentes) e distribuição de 50% sobre a parte interna (dentes) e a outra metade na parte externa (volume restante). A segunda configuração apresentou os melhores resultados em ensaios de correlação entre FRFs e de formas modais do sistema.

O processo de geração de malha realizada no software utilizado é semiautomático, ou seja, depende de apenas alguns parâmetros de entrada, como dimensões máxima e mínima do elemento, geralmente peças do mesmo tipo podem não ter exatamente a mesma quantidade de elementos e nós. Este é o caso das arruelas e dos parafusos, cujas principais características estão destacadas na Tabela 8, juntamente com o restante das partes do estator. Nela, pode-se notar o tipo e o número aproximado de elementos e nós atribuídos a cada região da peça.

Tabela 8 – Características aproximadas do modelo numérico do estator.

Partes do Estator	Quantidade	Número de Elementos	Tipo de Elemento	Número de Nós
Volume das Lâminas	1	19482	Hexaédrico Quadrático	97974
Arruelas	8	331	Hexaédrico Quadrático	2827
Parafusos	4	4337	Hexaédrico Quadrático e Tetraédrico Quadrático	11332
Volume do Enrolamento	1	82107	Tetraédrico Quadrático	126776

Consequentemente, devido às pequenas variações da malha entre as arruelas, os parafusos e o próprio pacote de lâminas, a detecção automática entre os nós adjacentes nas superfícies de contato também será heterogênea. Assim, estas heterogeneidades foram minimizadas a ponto de não afetar significativamente os resultados das análises. Na Figura 42 ficam claras as zonas de contato entre os componentes do estator.

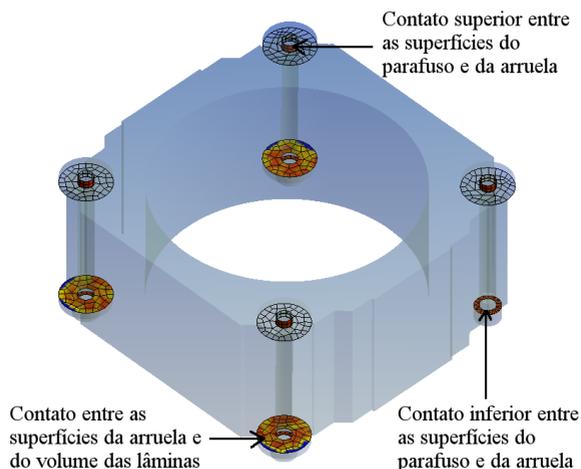


Figura 42 – Representação das zonas de contato entre os componentes do estator.

O contato inferior entre a arruela e o parafuso foi definido como *Bonded*, com formulação *Augmented Lagrange*. Este tipo de formulação evita a penetração e o afastamento entre as superfícies adjacentes através da definição de uma rigidez normal k_n , conforme ilustrado na Figura 43. A relação entre a força normal aplicada F_n e a penetração de uma superfície sobre a outra x_p é dada pela Eq. 24. Devido à presença do termo λ , o método se torna menos sensível à magnitude da rigidez de contato. Tangencialmente, uma rigidez semelhante é definida pelo software.

$$F_n = k_n x_p + \lambda \quad (24)$$

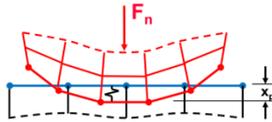


Figura 43 – Definição da interface de contato para a formulação *Augmented Lagrange*.

Para simplificar a conexão entre a porca, a arruela e o parafuso, a porca foi omitida. O parafuso foi ligado diretamente à arruela por uma conexão rígida (*Bonded*), definida como *Multi-Point Constraint* (MPC). Esta formulação considera que os nós adjacentes apresentam os mesmos graus de liberdade, sem afastamento ou penetração entre eles (Figura 44). Futuramente, quando as arruelas superiores forem substituídas pelas bases do bloco, manter-se-á o mesmo tipo de conexão.

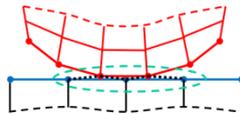


Figura 44 – Definição da interface de contato para a formulação *Multi-Point Constraint*.

O contato entre as superfícies da arruela e do pacote de lâminas foi definido como *Frictional*, ou seja, considera-se que há atrito nesta interface, como ocorre na prática. Outros tipos de contatos não foram satisfatórios para esta aplicação, pois a rigidez criada entre as superfícies

é bastante elevada, tendo-se liberdade de calibração apenas na direção normal. O tipo de contato *Frictional* também permite a calibração da rigidez tangencial pelo usuário e fornece melhores resultados para esta aplicação. O mesmo, baseia-se no modelo de atrito de Coulomb representado pela Eq. (25).

$$F_t = \mu F_n , \quad (25)$$

na qual F_t é a força tangencial; F_n é a força tensora normal e μ é o coeficiente de atrito estático inicial (tal que $\mu > 0$).

O fenômeno de escorregamento entre as superfícies de contato dificilmente ocorrerá neste caso em estudo, devido à elevada rigidez tangencial inserida pelo aperto do parafuso. Caso a força tangencial for superada um atrito dinâmico de magnitude inferior é redefinido pelo software a fim de representar este efeito em um processo iterativo. De acordo com a Eq. (26), o coeficiente μ é uma função da velocidade v de deslizamento entre as superfícies, do coeficiente de decaimento exponencial β , do coeficiente de atrito estático μ_s e do coeficiente de atrito dinâmico mínimo admitido entre as superfícies μ_d .

$$\mu = \mu_d + (\mu_s - \mu_d)e^{-\beta v} . \quad (26)$$

Nos contatos entre as arruelas e o pacote de lâminas foi definida uma quantidade equilibrada de nós a fim de tornar o deslizamento uniforme ente as faces em contato. Manteve-se o mesmo cuidado com os contatos da base e do topo dos parafusos.

O próximo passo é a aplicação da carga de aperto sobre os parafusos, que irão comprimir os nós adjacentes do volume de lâminas. A relação básica para o cálculo da força normal dos elementos de fixação é dada pela Eq. 27 (NORTON, 2004).

$$F_n \cong \frac{M_a}{d k_a} , \quad (27)$$

sendo F_n a força tensora (kN), M_a o momento de aperto (Nm), d o diâmetro do elemento de fixação (mm) e k_a o coeficiente de torque.

Durante a confecção do motor elétrico, o torque de aperto é aplicado sobre a porca do parafuso M5 na condição lubrificada e o coeficiente de atrito médio μ das roscas e superfícies metálicas possui o valor típico de 0,15 (NORTON, 2004; BUDYNAS; NISBETT, 2016). Assim, um fator médio representativo de k_a possui o valor de 0,2 (NORTON, 2004), cuja força tensora resultante é de aproximadamente 9,81 kN, para um torque padrão de 100 kgf.cm.

Para efeito de comparação com o modelo simplificado, criou-se um completo com a mesma metodologia. Conforme mostrado na Figura 45a, a única diferença com o modelo anterior é um volume equivalente isotrópico fixado ao pacote de lâminas para a representação do enrolamento, em destaque na Figura 45b. A formulação da interface de contato é do tipo *Augmented Lagrange*.

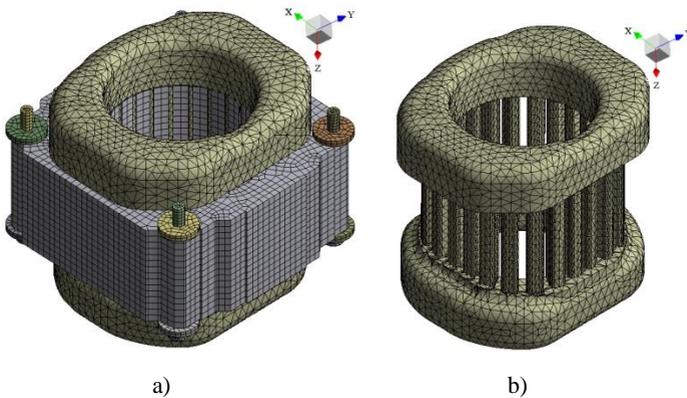


Figura 45 – Modelo numérico completo do estator, com a presença física do enrolamento, em a). Volume isotrópico do enrolamento, em b).

O ajuste de propriedades equivalentes dos dois modelos numéricos do estator será descrito no próximo item.

3.2.3.2 Ajuste de propriedades equivalentes

Conforme comentado anteriormente, para o modelo simplificado, a região dos dentes (interna) foi separada do restante do pacote de lâminas (região externa).

Para a representação do efeito da condição de contorno do enrolamento sobre os dentes foram ajustadas propriedades ortotrópicas distintas nos dois locais. Primeiramente, fez-se uma análise de sensibilidade através da variação das propriedades nos intervalos indicados na Tabela 9, tendo-se como ponto de partida as propriedades ajustadas por Gomes (2014) para a faixa de frequência de 0 a 800 Hz. Fica claro que os módulos de elasticidade E_x e E_z foram mantidos fixos na parte externa, assim como o coeficiente de Poisson ν_{xy} e a densidade ρ , nas partes interna e externa. As propriedades do plano x-y são as mesmas estimadas para as lâminas e o valor da densidade de 7560 kg/m^3 recebeu o incremento da massa distribuída do enrolamento na região dos dentes. As propriedades restantes foram testadas nas faixas iniciais, para a análise de sensibilidade, e foram restritas para ajuste pelo método MOGA. O amortecimento é representado por um coeficiente η_{eq} , que foi calibrado após o ajuste.

Tabela 9 – Procedimento para o ajuste de propriedades ortotrópicas para as regiões externa e interna do pacote de lâminas do estator.

Propriedades	Referência (GOMES 2014, de 0 a 880 Hz)	Faixas Iniciais	Faixas Restritas
ρ			
E_x (GPa)			
E_y (GPa)			
E_z (GPa)			
ν_{xz}			
ν_{yz}			
ν_{xy}			
G_{xz} (GPa)			
G_{yz} (GPa)			
G_{xy} (GPa)			
η_{eq}			

O ajuste de modelo foi baseado em apenas cinco frequências de ressonância, que correspondem às melhores formas modais identificadas experimentalmente pelas medições de excitação e de resposta com acelerômetros triaxiais (Figura 28).

As frequências naturais mais sensíveis aos módulos de cisalhamento transversal são referentes às formas modais transversais e de cisalhamento no plano radial. Já as frequências naturais correspondentes às formas modais radiais são mais sensíveis ao módulo de cisalhamento no mesmo plano. O coeficiente de Poisson não apresentou influência significativa nas frequências de referência.

Como nesta análise a região dos dentes foi dividida para representar apenas o efeito do enrolamento, o módulo de elasticidade no plano radial, que atua sobre os dentes, interfere sobre as frequências naturais das formas modais de forma a compensar o efeito da distribuição de

massa do enrolamento, através do aumento da rigidez. Esta alternativa não interfere significativamente nas respostas do sistema.

O conjunto de propriedades ortotrópicas ajustadas está mostrado na Tabela 10. Optou-se por uma solução simétrica de propriedades para garantir o mesmo comportamento dinâmico nos planos transversais e direções radiais, nas partes interna e externa. Devido à proximidade das suas magnitudes, os valores das propriedades foram arredondados. O fator de amortecimento foi calibrado após o ajuste pelo pareamento das FRFs numéricas e experimentais, e seu valor é condizente com os valores obtidos experimentalmente. Vale lembrar que outros conjuntos de parâmetros podem representar satisfatoriamente o estator.

Tabela 10 – Propriedades ortotrópicas ajustadas para o pacote de lâminas.

Propriedades	Parte Externa (de 0 a 10 kHz)	Parte Interna (de 0 a 10 kHz)
ρ		
E_x (GPa)		
E_y (GPa)		
E_z (GPa)		
ν_{xz}		
ν_{yz}		
ν_{xy}		
G_{xz} (GPa)		
G_{yz} (GPa)		
G_{xy} (GPa)		
η_{eq}		

A correlação entre as frequências naturais e as formas modais numéricas e experimentais é mostrada na Tabela 11. O desvio global entre as frequências naturais é de 8,6%, o desvio médio é de 3,0%, com desvio máximo de -6,8% e mínimo de 0,8%. O MAC foi calculado com

o auxílio do software comercial Virtual.Lab® e alcançou o valor médio de 66,0%, com valor máximo de 83,5% e mínimo de 59,1%.

Tabela 11 – Correlação entre as frequências naturais e formas modais numéricas e experimentais, para o modelo de estator sem a presença física do enrolamento.

Ordem	ω^E (Hz)	ω^N (Hz)	$\Delta\omega_n$ (%)	MAC (%)
1			4,9	83,5
3			0,8	62,4
5			1,0	63,8
6			-1,4	61,3
7			-6,8	59,1
Média			3,0	66,0
ρ_ω (%):			8,6	

Além das formas modais de referência para o ajuste, mostradas nas Figuras 46a, 46c, 46f, 46g e 46h, o modelo numérico também prevê as formas indicadas nas Figuras 46b, 46d e 46e, as quais também foram detectadas experimentalmente com o auxílio de um vibrômetro a *laser*. Percebe-se que as frequências naturais dos pares de modos de vibração são bastante próximas. Na Figura 46 e no APÊNDICE E são mostrados apenas as formas modais que possuem as maiores amplitudes de deformação e os menores amortecimentos verificados experimentalmente.

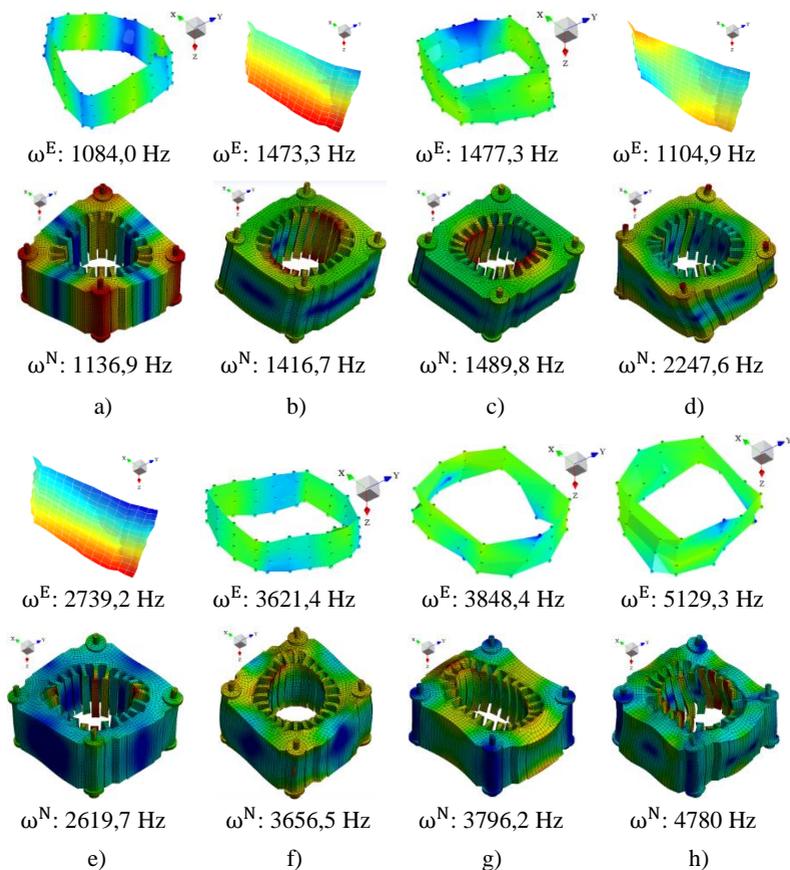
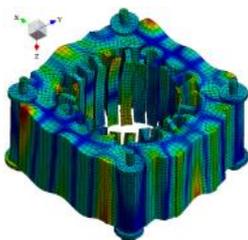


Figura 46 – Correlação entre alguns dos principais modos de vibração do estator: experimentais acima e numéricos abaixo.

Na Figura 47, tem-se um modo de vibração em alta frequência, evidenciando que a discretização utilizada é satisfatória. Entretanto, o fenômeno de desprendimento das lâminas, que ocorre na prática predominantemente em bandas de frequência mais elevadas, dificilmente pode ser representado de maneira exata pela estrutura homogênea adotada neste modelo.



$$\omega^N: 10029 \text{ Hz}$$

Figura 47 – Modo de vibração de alta frequência.

Adicionalmente, foi ajustado outro modelo através da mesma metodologia. Neste caso, o conjunto de lâminas foi considerado como uma estrutura contínua e o enrolamento foi representado por um volume equivalente, fixado entre os dentes do estator, aproximando-se da condição prática. A caracterização do conjunto de fios de cobre é um desafio, porém conseguiu-se representar o efeito verificado experimentalmente pelo ajuste das propriedades isotrópicas indicadas na Tabela 12. Nela também aparece o conjunto de propriedades ortotrópicas ajustado para o pacote de lâminas que é mais realista, se comparado com o ajustado no modelo simplificado. Ainda, foram mantidas as mesmas densidades calibradas por meio da pesagem da peça.

De acordo com a Tabela 13, as diferenças máxima e mínima relativas entre as frequências naturais numéricas e experimentais foram de -5,5% e 0,9%, respectivamente. O desvio global é de 7,8% e o médio é de 2,9%.

Tabela 12 – Propriedades ortotrópicas e isotrópicas ajustadas para o pacote de lâminas e para o volume equivalente do enrolamento, respectivamente.

Propriedades	Conjunto de Lâminas (de 0 a 10 kHz)	Enrolamento (de 0 a 10 kHz)
ρ		
E_x (GPa)		
E_y (GPa)		
E_z (GPa)		
ν_{xy}		
ν_{yz}		
ν_{zx}		
G_{xy} (GPa)		
G_{yz} (GPa)		
G_{zx} (GPa)		
η_{eq}		

Tabela 13 – Correlação entre as frequências naturais experimentais, para o modelo do estator com o volume equivalente do enrolamento.

Ordem	ω^E (Hz)	ω^N (Hz)	$\Delta\omega_n$ (%)
1			-5,5
3			4,5
5			-1,1
6			0,9
7			-2,7
Média			2,9
ℓ_ω (%):			7,8

A principal diferença entre os dois modelos é justamente a presença das formas modais do enrolamento na banda de 350 a 900 Hz. A

solução computacional é muito mais rápida para o modelo simplificado, que não considera os modos de vibração do enrolamento. Algumas delas são mostradas nas Figuras 48a a 48h e assemelham-se às identificadas experimentalmente. Embora não inclusas nos resultados experimentais as torções do enrolamento mostradas nas Figuras 48d, 48g, 48h e 48i também foram visualizadas nos ensaios experimentais.

Para frequências superiores a 900 Hz a presença física do enrolamento no modelo numérico pode ser negligenciada, pois o comportamento dinâmico é muito próximo ao simplificado. Sua ausência diminui drasticamente a densidade modal da peça, em função da exclusão de modos localizados em frequência acima de 900 Hz. Devido à dificuldade de modelar o conjunto de fios de cobre, esta aproximação por um material isotrópico homogêneo se mostrou representativa. O restante das principais formas modais podem ser visualizadas no APÊNDICE E.

O conjunto de propriedades das Tabelas 10 e 12 é coerente com várias referências consultadas, as quais também tratam do estudo de estatores laminados. Apesar dos modelos estudados por Wang e Lai (1999), Millithaler *et al.* (2015) e Millithaler (2015) serem geometricamente diferentes, constatou-se que o módulo de elasticidade na direção radial costuma ser muito maior que a mesma propriedade na direção axial. De forma semelhante, o módulo de cisalhamento e o coeficiente de Poisson no plano radial costumam ser maiores se comparados com as mesmas propriedades nas duas direções ortogonais.

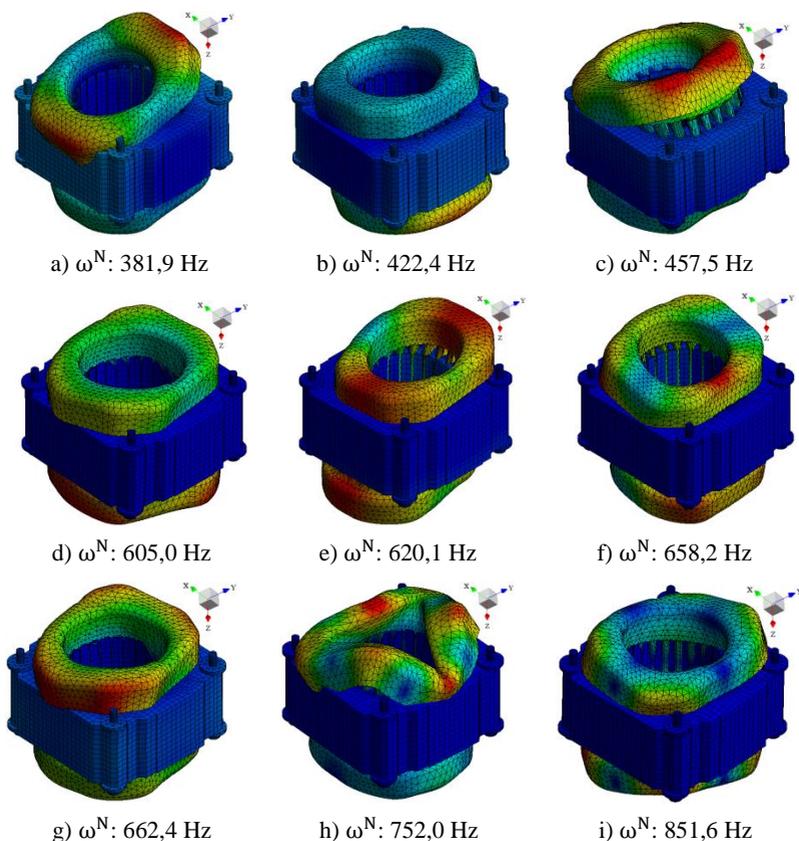


Figura 48 – Principais formas modais do enrolamento no modelo completo, para a banda de 350 a 900 Hz.

Segundo a Figura 41, adotaram-se os pontos E1 e E2 de resposta e dois de referência para o pareamento entre as FRFs numéricas e experimentais. Estas comparações podem ser visualizadas nas Figuras 49 e 50, nas quais as FRFs em cor preta são as numéricas, cuja linha tracejada representa o modelo simplificado e a contínua corresponde ao modelo completo do estator. Já as FRFs na cor cinza são amostras experimentais de sete estatores. As FRFs apresentam boa correlação, sendo que os resultados numéricos se encontram dentro da faixa de variabilidade experimental obtida. Neste caso um fator de amortecimento constante foi utilizado. Entretanto, pode-se especificar

fatores de amortecimento modais ou fatores de amortecimento de Rayleigh otimizados para a calibração dos níveis de resposta, em concordância com os resultados experimentais.

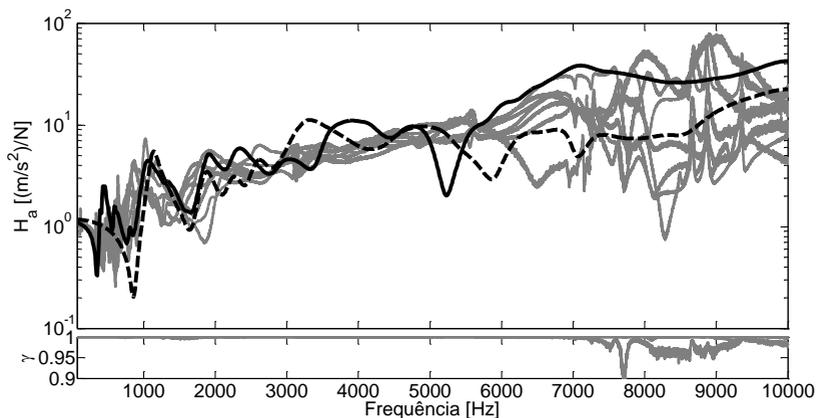


Figura 49 – Comparação entre acelerações numéricas e experimentais para excitação transversal (direção z) e medição de resposta no ponto E1, direção z.

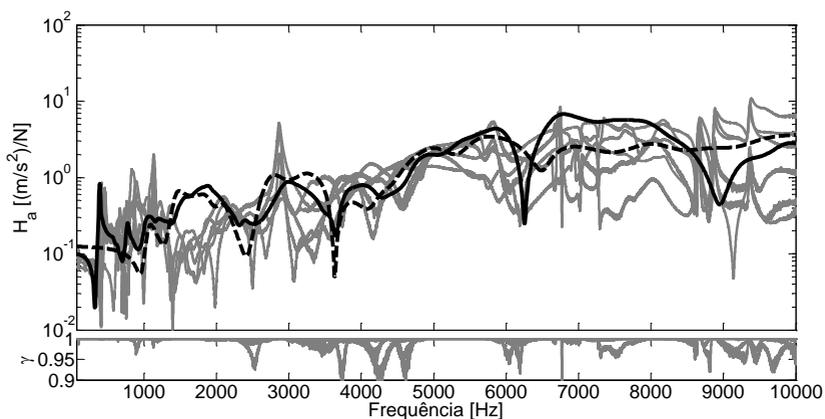


Figura 50 – Comparação entre acelerações numéricas e experimentais para excitação radial (direção y) e medição de resposta no ponto E2, direção y.

Percebe-se que a variabilidade experimental é acentuada nos pontos E1 e E2. Considerando que as propriedades das lâminas variam

pouco de um estator para o outro, conforme visto na caracterização, acredita-se que a variabilidade observada entre os estatores está associada principalmente às incertezas do torque de aperto dos parafusos e ao enrolamento, ou seja, às oscilações de rigidez de fixação, de massa e, por conseguinte, de amortecimento. Para o conjunto de oito estatores avaliados, a maior variação de massa foi de 27,0g em relação à média, associadas ao enrolamento. Isto evidencia que o efeito de flutuações de massa é reduzido, comparando-se com as variações de rigidez e de amortecimento.

Para se ter uma noção da variabilidade experimental associada à configuração experimental, um estator foi montado e desmontado sete vezes e foram obtidas FRFs em três pontos distintos (E1, E3 e E4), indicados na Figura 41, mantendo-se a mesma referência de excitação transversal. Conforme mostrado nas Figuras 51, 52 e 53, a configuração experimental não pode ser exatamente reproduzida entre uma montagem e outra devido às pequenas alterações de alinhamento e colagem dos transdutores. Percebe-se que a banda de 6 a 10 kHz é a mais sensível.

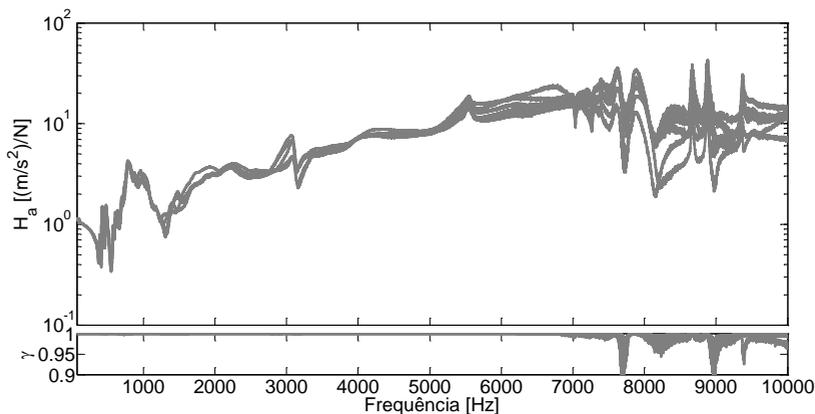


Figura 51 – Análise de variabilidade de montagem a partir de sete acelerações experimentais, para excitação transversal (direção z) e medição de resposta no ponto E1, direção z.

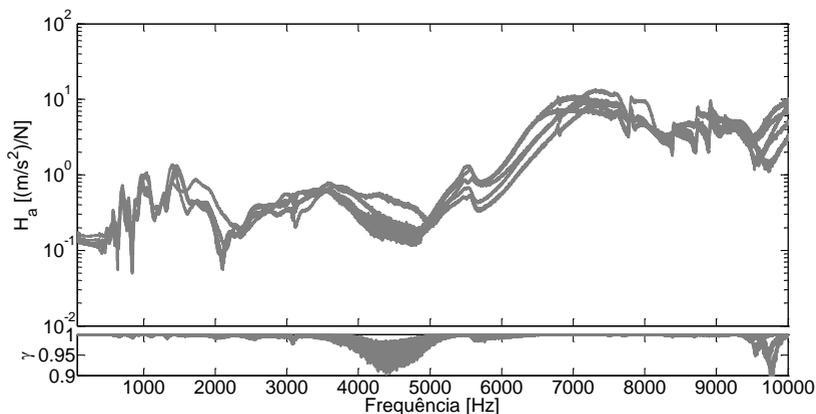


Figura 52 – Análise de variabilidade de montagem a partir de sete acelerações experimentais, para excitação transversal (direção z) e medição de resposta no ponto E3, direção x.

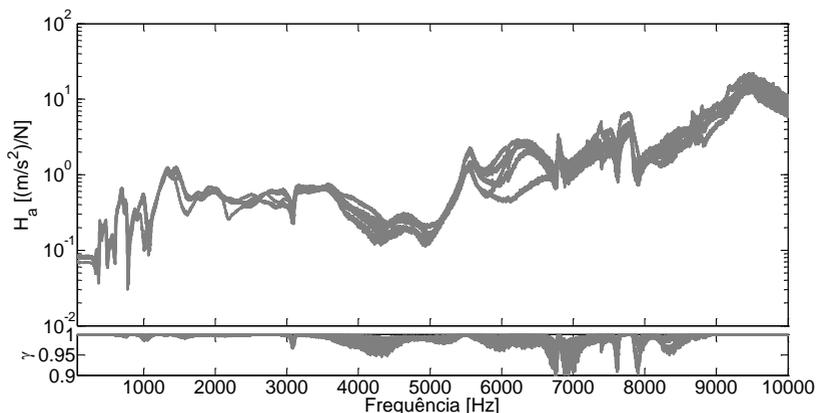


Figura 53 – Análise de variabilidade de montagem a partir de sete acelerações experimentais, para excitação transversal (direção z) e medição de resposta no ponto E4, direção y.

Durante a operação do compressor, parte do óleo retido no fundo da carcaça é arremessada sobre as partes móveis para cumprir os papéis de lubrificação e resfriamento. Segundo informações da fabricante Embraco®, o motor opera à temperatura média de 60 °C e o óleo lubrificante que fica no interior da carcaça é do tipo ProEco10S, cujo vo-

lume ocupado é de 150 ml. Em regime permanente, acredita-se que em torno de 30 ml de óleo lubrificante fique impregnado entre as lâminas e enrolamentos do estator pelo efeito de adesão molecular, interferindo no seu comportamento dinâmico.

Gomes (2014) analisou o efeito do óleo lubrificante sobre as respostas de estatores de um modelo semelhante ao deste trabalho, sem enrolamento. A quantidade de óleo adicionada para análise foi de 50 e 100 ml, à temperatura de operação, e o resultado foi comparado com a condição a seco, à temperatura ambiente. Assim, percebeu-se que para estatores semelhantes ao modelo estudado, o óleo lubrificante apresenta pouca influência sobre os modos de vibração radiais, conforme esperado. Entretanto, constatou-se a queda das frequências naturais e amplitudes das FRFs de aceleração dos modos transversais. Já o efeito de interação entre as lâminas, caracterizado pelos modos de cisalhamento, foi relativamente pequeno.

Estas pequenas correções em função dos níveis de óleo se mostraram relevantes para os primeiros modos de vibração transversais e podem ser efetuadas com pequenas alterações das propriedades de massa, amortecimento e cisalhamento transversal do modelo numérico.

4 BLOCO ACOPLADO AO ESTATOR

Este capítulo é dedicado ao estudo da interação dinâmica entre o bloco e o estator para a validação do modelo numérico de conjunto. Primeiramente, realizou-se uma avaliação de não-linearidade através de acelerâncias. Apesar de haver uma união de elevada rigidez entre as duas peças, sabe-se que é um desafio obter parâmetros modais de um conjunto componentes unidos por juntas parafusadas, principalmente quando há certo grau de não-linearidade. Dentro dos limites experimentais envolvidos, fizeram-se análises modais para a avaliação da representatividade do modelo de conjunto. Fez-se uma análise de deformações operacionais de todo o conjunto interno do compressor (*kit*) em regime permanente de operação. Por fim, um modelo numérico multi-corpos também foi proposto com o intuito de viabilizar simulações com as cargas mecânicas de operação do conjunto interno.

4.1 Análise modal experimental

A seguir, são apresentados os procedimentos de medição para o estudo de não-linearidade do conjunto bloco e estator, e análise modal experimental, cujos resultados são base para a validação do modelo completo.

4.1.1 Procedimento de medição

A avaliação de não-linearidade do conjunto baseou-se na aplicação de várias intensidades de excitação do tipo ruído branco e avaliação das variações das FRFs. Para os quatro níveis de força aplicados pelo *shaker*, foram utilizadas as duas referências fixas no bloco: a pri-

meira na direção de translação do pistão (Figura 54a) e a segunda na direção transversal (Figura 54b). Para a realização das análises modais foram mantidas as mesmas referências.

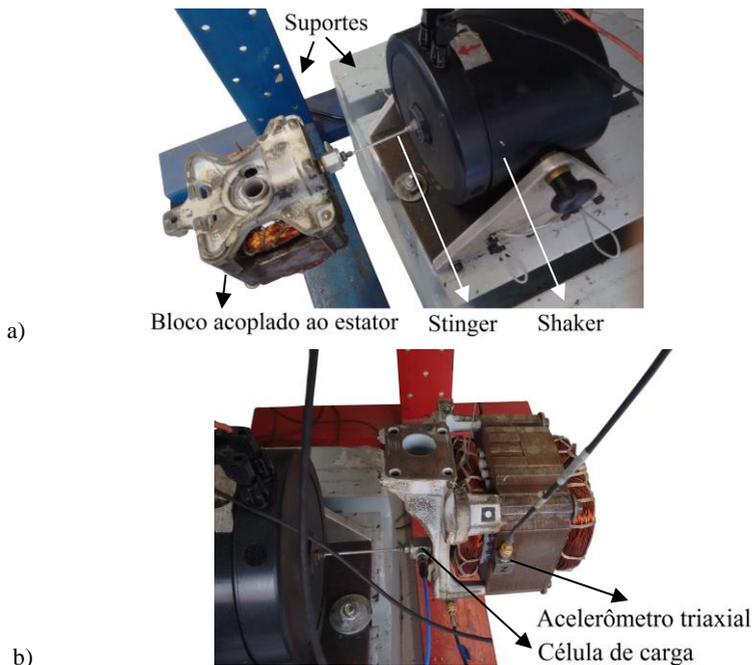


Figura 54 – Configuração de montagem das análises experimentais do conjunto bloco e estator: excitação aplicada no bloco nas direções de translação do pistão (ponto B4, direção x) e transversal (ponto B1, direção z), em a) e b), respectivamente.

Para a aquisição do sinal de resposta na banda de 70 a 10000 Hz, foi utilizada uma resolução de 0,3125 Hz, totalizando 60 amostras para a obtenção das acelerações médias. A discretização experimental adotada é de 120 pontos (Figura 55a), o ponto B4 (Figura 55b) corresponde à primeira referência excitação (na direção x) e o B1 (Figura 55a) refere-se à segunda (na direção z). Nos pontos B1, B2 e B3 foram medidos os sinais de resposta para a análise de não-linearidades. Detalhes do

aparelho experimental utilizado nos testes encontram-se no APÊNDICE F.

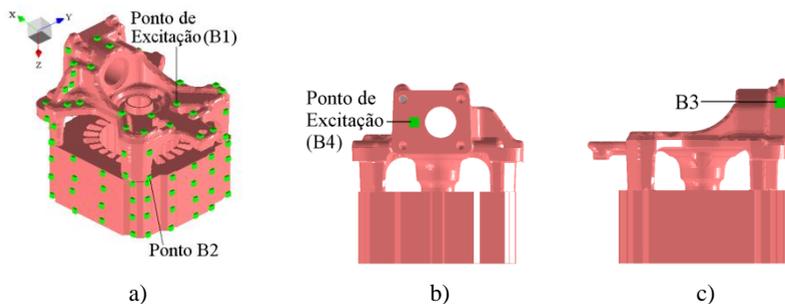


Figura 55 – Vista isométrica da malha experimental e do sistema de coordenadas utilizados na análise modal com acelerômetros triaxiais, em a) e b). Indicação dos pontos de referência e de obtenção de resposta para a análise de não-linearidade, em a), b) e c).

Com o vibrômetro a *laser*, uma análise modal nos planos lateral esquerdo e superior do conjunto foi realizada a fim de confirmar os resultados da análise anterior e verificar com mais clareza algumas formas modais do conjunto. As Figuras 56a e 56b mostram a malha experimental criada nos planos em questão. Neste caso, as excitações foram aplicadas na mesma direção de medição da resposta e fixadas no estator em planos paralelos aos destacados. Nesta análise a resolução adotada no domínio da frequência é de 0,9 Hz para a banda de 70 a 6250 Hz. Cada ponto medido é o resultado médio de 40 amostras de mobilidade. Mais informações sobre os equipamentos adotados podem ser encontrados no APÊNDICE F.

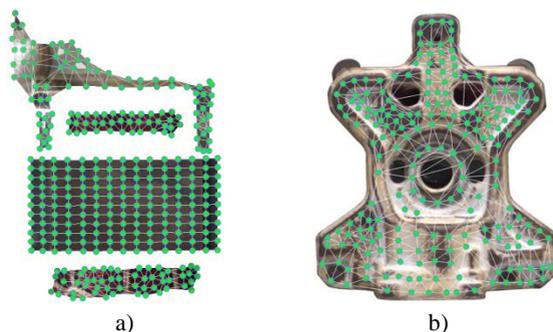


Figura 56 – Malha experimental utilizada na análise modal com o vibrômetro a *laser* nos planos lateral esquerdo e superior do conjunto.

A seguir, tem-se a análise dos principais resultados dos ensaios apresentados.

4.1.2 Análise dos resultados

Observando as Figuras 57, 58 e 59, as curvas em cor cinza são as FRFs medidas diretamente no bloco (pontos B1, B2 e B3), sem a condição de contorno do estator e referência fixa no ponto B1. O restante das FRFs é resultado da medição dos sinais de resposta nos mesmos pontos do bloco com o estator conectado (mantendo-se a mesma referência), para quatro níveis de excitação distintos: variação de N.1 (mais baixo) a N.4 (4 vezes mais alto que N.1). Nas Figuras mencionadas, percebe-se que o estator amortece os níveis de resposta do bloco entre 0 e 8 kHz e os amplifica entre 8 e 10 kHz.

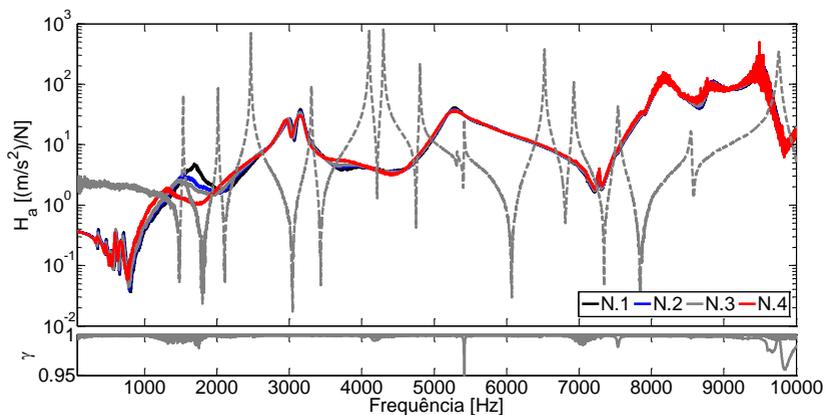


Figura 57 – Acelerâncias para o caso de excitação do bloco no ponto B1 (direção z) e obtenção de resposta no mesmo ponto (direção z), na presença e na ausência do estator.

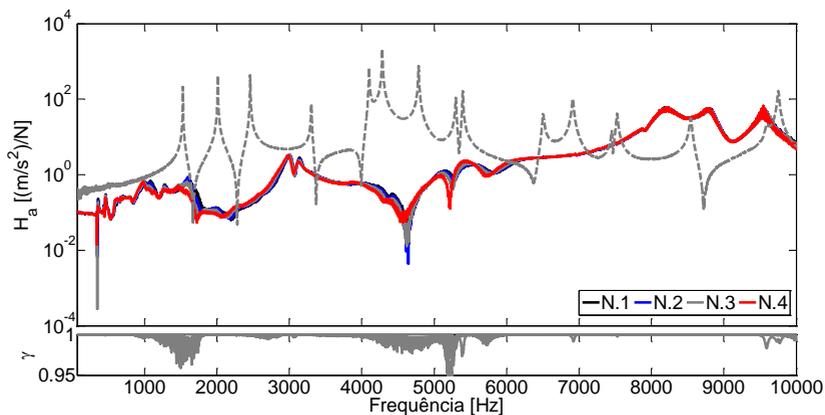


Figura 58 – Acelerâncias para o caso de excitação do bloco no ponto B1 (direção z) e obtenção de resposta no ponto B2 (direção x), na presença e na ausência do estator.

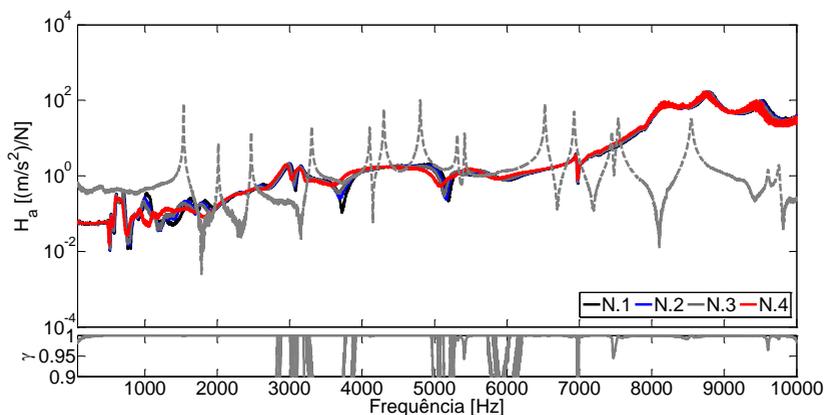


Figura 59 – Acelerações para o caso de excitação do bloco no ponto B1 (direção z) e obtenção de resposta no ponto B3 (direção y), na presença e na ausência do estator.

Os efeitos de não-linearidade dependentes da amplitude de excitação, identificados por Gomes (2014) sobre o estator, foram novamente percebidos sobre o conjunto acoplado, conforme o esperado. Como no caso do estator, a não-linearidade do conjunto está relacionada à rigidez cúbica (DIMITRIADIS; VIO, 2006 e WORDEN; TOMLINSON, 2000), devido ao deslocamento das frequências naturais com a alteração da amplitude de excitação, enfatizado nas bandas de 800 a 2000 Hz, de 3500 a 5500 Hz e de 8000 a 10000 Hz, nas Figuras 57, 58 e 59. As não-linearidades citadas também estão ligadas às quedas de coerência.

Além dos pontos de referência e de medição de resposta mostrados nas Figuras 54a e 54b, outras duas referências de excitação foram aplicadas nas direções radial e transversal do estator e as respostas foram medidas em vários outros pontos. Como os efeitos de não-linearidade foram semelhantes aos destacados anteriormente, estes resultados foram omitidos.

A linearização estrutural é uma boa aproximação para a realização de estudos vibroacústicos. Seria interessante analisar as variações de resposta da estrutura em condições reais de funcionamento, avaliar a

representatividade do modelo proposto e propor novos ajustes, caso seja necessário.

As análises modais feitas com transdutores triaxiais foram satisfatórias para as duas configurações de ensaio. As quedas de coerência observadas destacam-se principalmente nas regiões de queda de amplitude das FRFs e regiões nas quais a não-linearidade é destacada, conforme o esperado. Entretanto, partindo-se do princípio de que o sinal foi adquirido e tratado de maneira adequada, considera-se que há efeitos de não-linearidade no processo de cálculo dos polos do sistema, semelhante ao ocorrido com o estator, separadamente.

Para a referência de excitação no ponto B4 (direção x), tem-se a aceleração soma indicada na cor preta da Figura 60, a partir da qual foram calculados os polos representados pelas linhas verticais, em vermelho. Apesar de a estabilização ocorrer de maneira adequada, houve dificuldade para a obtenção de formas modais bem definidas. Além da não linearidade aparente, outro fator que dificulta este processo é o elevado amortecimento da estrutura.

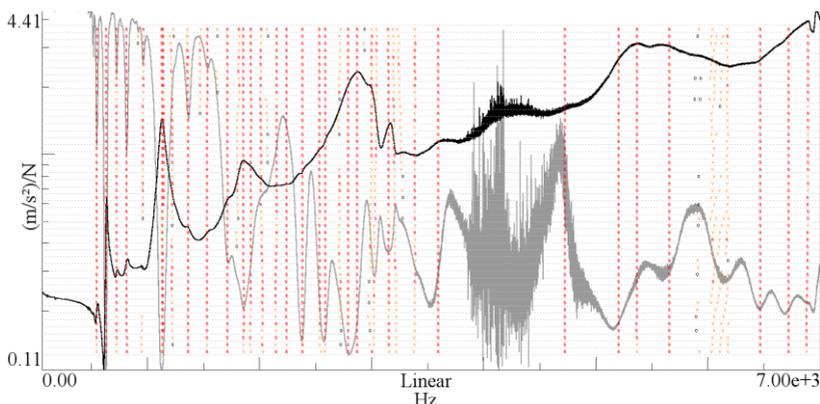


Figura 60 – Identificação dos polos a partir da soma das FRFs obtidas pela excitação da estrutura na direção axial do cilindro.

Mais uma vez é realçada a necessidade de um controle realimentado entre excitação e resposta para minimizar os erros de identificação dos parâmetros modais, no caso de medição dos sinais de resposta

com acelerômetros triaxiais. As FRFs soma para as duas referências adotadas (B1 e B4) são mostradas na Figura 61, nas cores azul e preta:

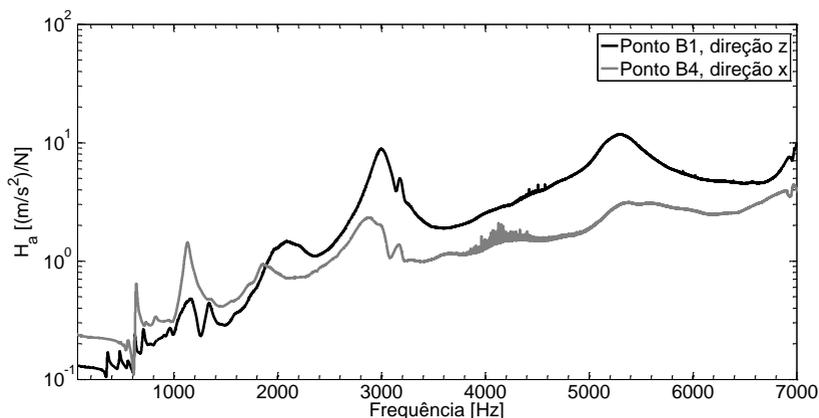


Figura 61 – Acelerâncias soma para as duas referências de excitação do conjunto (B1 e B4).

Poucas formas modais apresentaram boa definição para o intervalo de frequência de 70 a 6000 Hz. Algumas das soluções mostradas nas Figuras 62a a 62l apresentam baixas amplitudes de deformação dificultando a interpretação e a correlação de formas modais com os resultados numéricos. Devido aos problemas de conversão e leitura de arquivos entre os softwares comerciais utilizados, o cálculo do MAC do conjunto foi inviabilizado. Assim, a validação do modelo foi baseada na inspeção dos modos de vibração, do pareamento entre FRFs numéricas e experimentais, e de frequências naturais.

Efeito semelhante ao verificado na análise do estator, as frequências de 338,5 e 696,0 Hz são movimentos globais de rotação da peça, sem deformação aparente, ou seja, movimento relativo entre a peça e o enrolamento (Figuras 62a e 62b). As formas modais de 965,5 Hz (Figura 62c) e 1161,3 Hz (Figura 62e) enfatizam o cisalhamento frontal e lateral do estator, respectivamente. As formas modais correspondentes a 1078,3 e 1253,6 Hz (Figuras 62d e 62f, respectivamente) mostram pulsações transversais das laterais do estator juntamente com deformações longitudinais do bloco. A frequência natural de 1854,4 Hz

(Figura 62g) mostra a deformação de torção transversal do bloco em conjunto com o estator. A elevada flexibilidade transversal do bloco e do estator é destacada nas frequências de 2082,6 Hz, 2872,3 Hz, 3186,9, 4724,5 Hz e 5376,1 Hz (Figuras 62h a 62l, na mesma sequência).

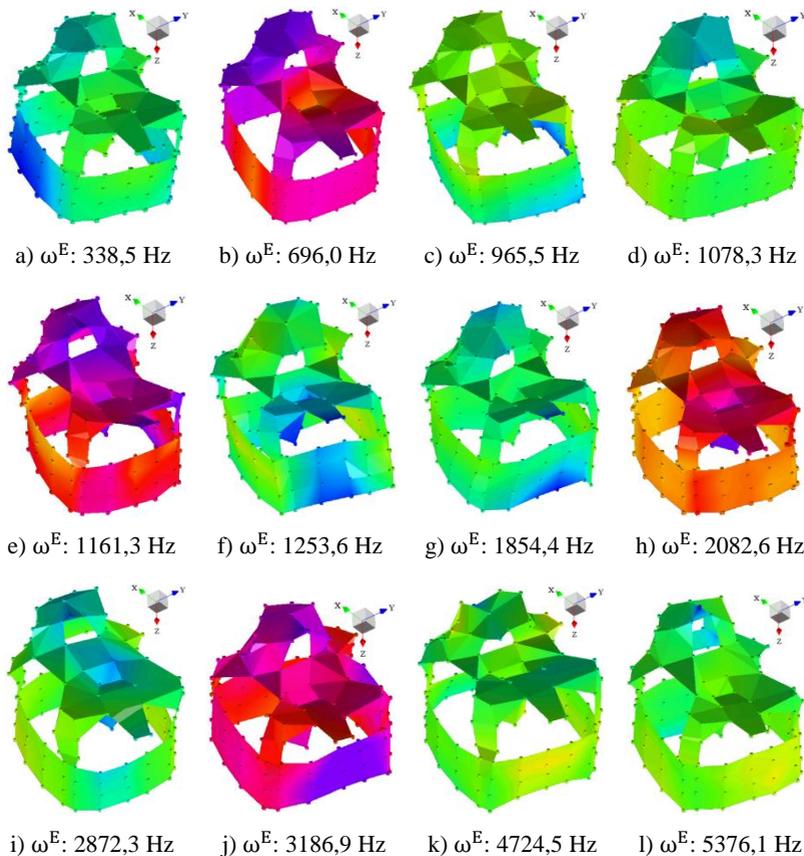


Figura 62 – Modos de vibração do conjunto obtidos pela análise modal com acelerômetros triaxiais.

Em frequências próximas às indicadas nas Figuras 62a e 62b, tem-se as três formas modais das Figuras 63a, 63b e 63c, também calculadas pelo Método PolyMAX. Em função das dificuldades de medição de velocidade pelo vibrômetro a *laser* sobre a área do enrolamento,

foram seleccionados apenas os melhores resultados. Também foram verificadas torções do enrolamento no plano x-y.

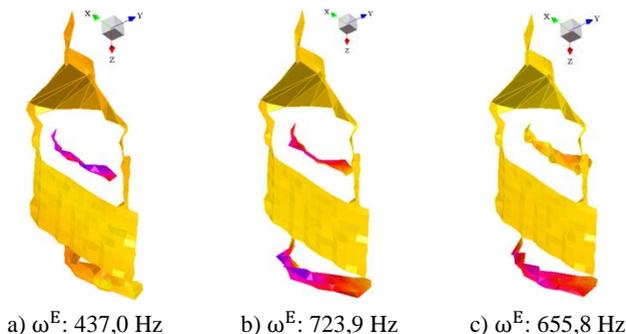


Figura 63 – Formas modais do enrolamento detectadas pela análise modal experimental do conjunto pela medição de respostas de velocidade na vista lateral esquerda (plano x-z) e excitação em plano paralelo.

No caso das análises modais realizadas nos planos lateral esquerdo e superior, têm-se as principais formas modais identificadas nas Figuras 64, 65, 66 e 67. Algumas se complementam e aparecem reciprocamente nos dois planos em frequências próximas, segundo as Figura 64a a 64d. As formas modais das Figuras 64d, 65c, 66a e 66d são as mesmas das Figuras 62g, 62i, 62j e 62l. Além da forma modal da Figura 64d, que corresponde à indicada na Figura 62g, foram detectadas outras formas de torção transversal do bloco em conjunto com o estator, apontadas nas Figuras 64a e 64c. Na banda de 2000 a 2900 Hz foram observados modos de vibração bastante similares, mostrados nas Figuras 65a a 65d. A região frontal do bloco vibra intensamente na banda de 3000 a 3300 Hz, em conformidade com as formas modais das Figuras 66a, 66b e 66c. Por fim, a flexão das pernas frontais do bloco é realçada em frequências superiores a 7000 Hz, segundo o exemplo das Figuras 67a, 67b e 67c. Mais detalhes sobre as formas modais do conjunto situam-se no APÊNDICE G.

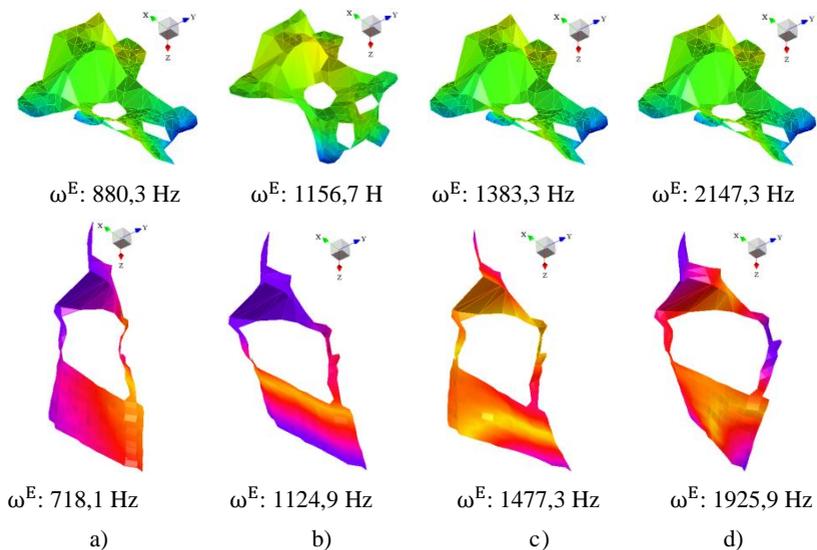


Figura 64 – Formas modais do conjunto identificadas experimentalmente pelas vistas superior e lateral esquerda (planos x-z e x-y, respectivamente).

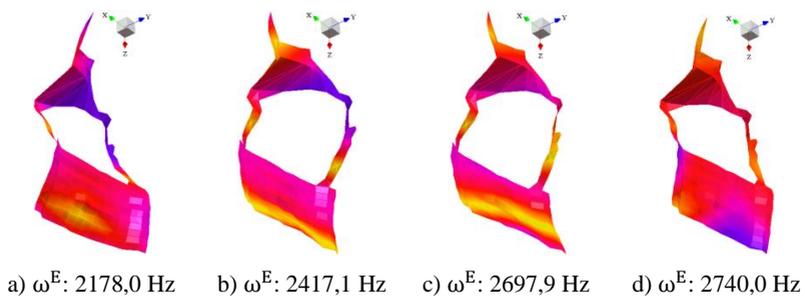


Figura 65 – Formas modais do conjunto identificadas experimentalmente pela vista lateral esquerda (plano x-z).

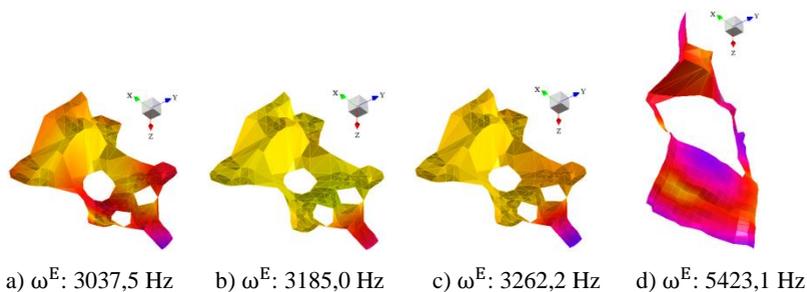


Figura 66 – Formas modais do conjunto identificadas experimentalmente pelas vistas superior e lateral esquerda (planos x-z e x-y, respectivamente).

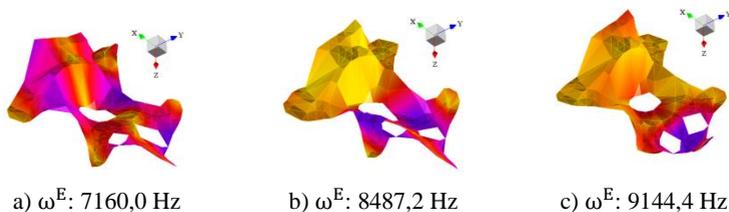


Figura 67 – Formas modais do conjunto identificadas experimentalmente pela vista superior (plano x-y).

No item seguinte, tem-se a descrição do modelo de conjunto, fundamentado pelas informações apresentadas até aqui.

4.2 Modelo numérico do conjunto

Com a junção dos modelos do bloco e do estator, ajustados nos Capítulos 2 e 3, tem-se o retrato do conjunto mostrado na Figura 68a. De acordo com a Figura 68b, a única mudança de contato, em relação aos definidos anteriormente para o estator, foi a troca das arruelas superiores pelas bases do bloco. Após a união dos componentes a etapa subsequente é a aplicação da pré-carga padrão (determinada anteriormente) sobre os parafusos em uma análise estática. Na cor azul clara da Figura 68c é enfatizado o efeito localizado deste esforço sobre os nós mais próximos aos parafusos, no pacote de lâminas do estator.

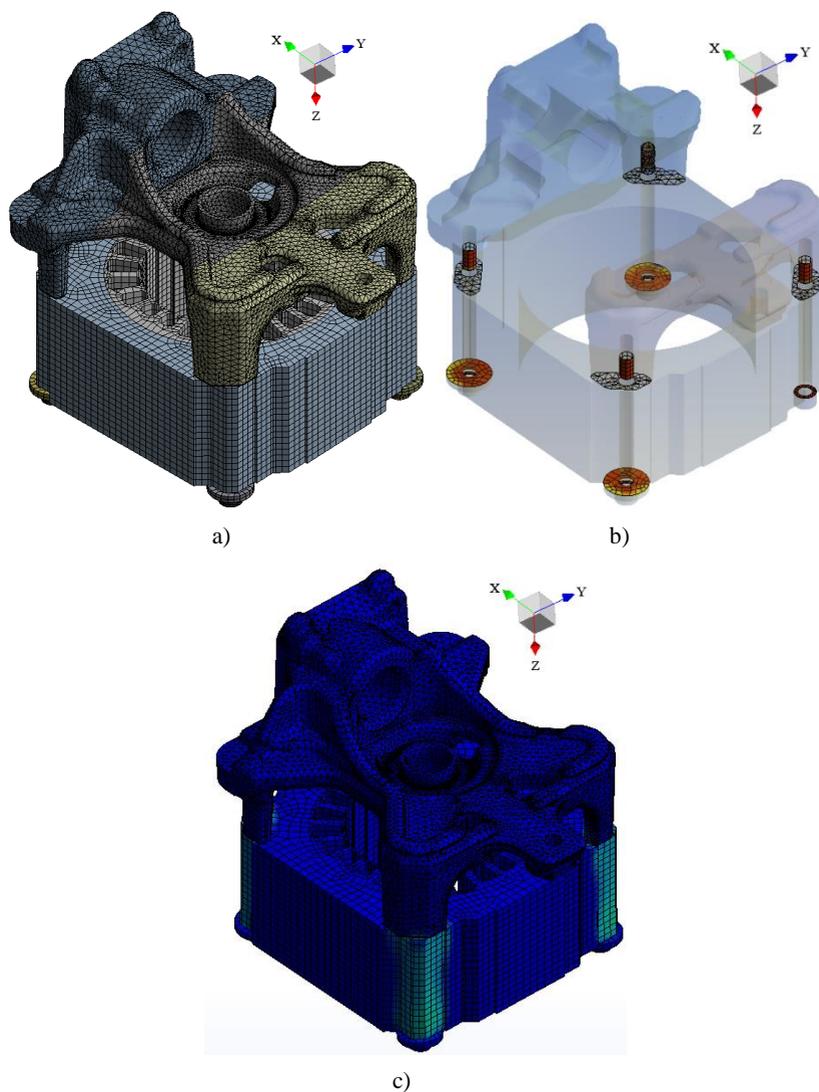


Figura 68 – Malha numérica do conjunto bloco e estator, em a). Representação das zonas de contato entre os componentes, em b). Representação do efeito da pré-carga de fixação dos componentes, em c).

Através dos métodos de síntese modal, citados no Capítulo 3, foram obtidas as frequências naturais e modos de vibração do conjunto

bloco e estator. Alguns dos principais parâmetros modais estão mostrados nas Figuras 69, 70, 71 e 72, juntamente com os pares experimentais. Mais informações podem ser encontradas no APÊNDICE G.

O cisalhamento lateral do conjunto é uma característica evidente das formas modais mostradas nas Figuras 69b e 69c. As formas modais com deformações predominantemente transversais possuem bastante semelhança, conforme mostrado nas Figuras 69a, 70b e 70c.

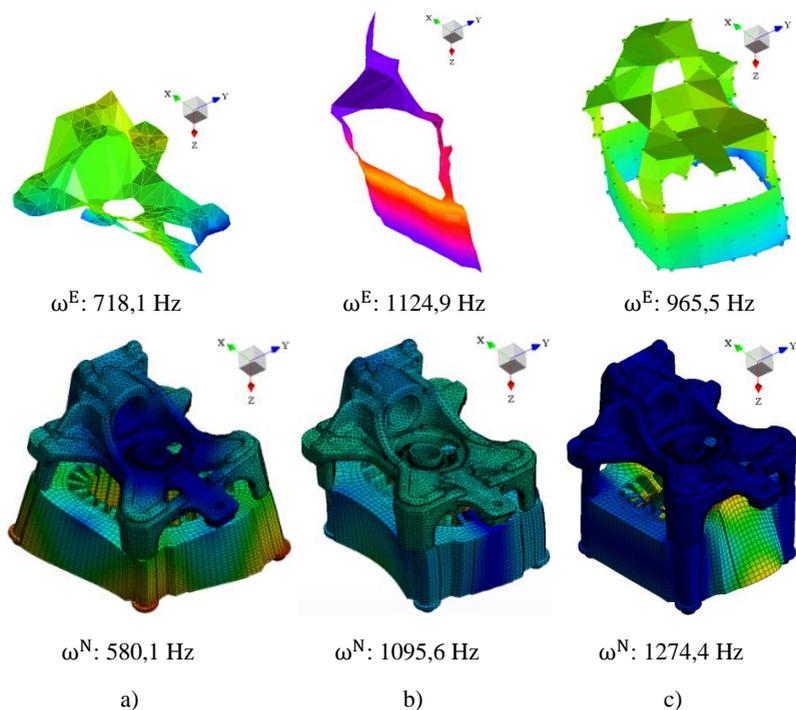


Figura 69 – Comparação entre os principais modos de vibração e frequências naturais do conjunto: experimentais acima e numéricos abaixo.

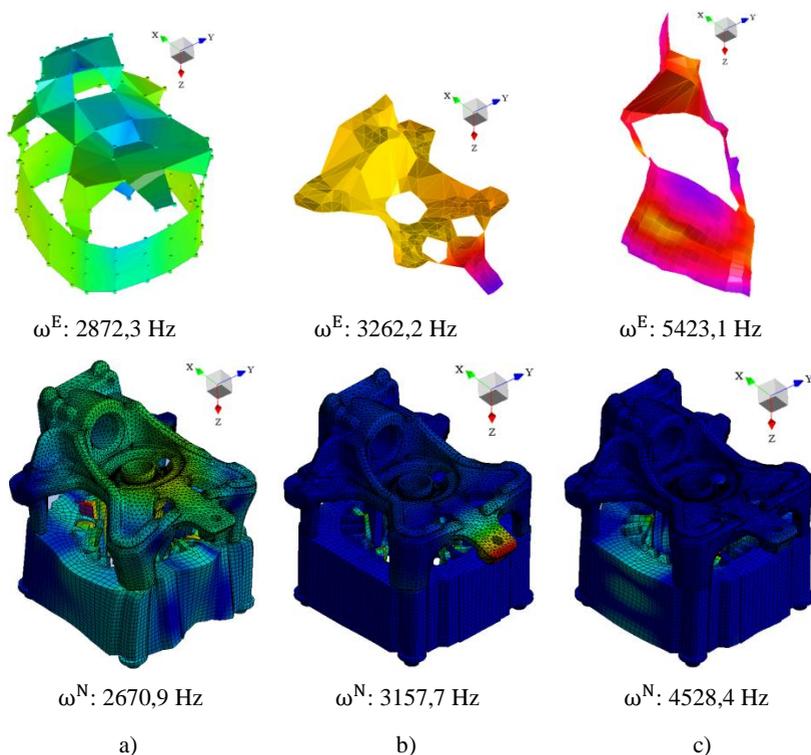


Figura 71 – Comparação entre os principais modos de vibração e frequências naturais do conjunto: experimentais acima e numéricos abaixo.

Apesar de não terem sido excitados satisfatoriamente na análise modal experimental, as formas modais da Figura 72 mostram informações importantes sobre a estrutura. Nas Figuras 72a e 72b, fica evidente a flexibilidade do bloco nas regiões frontal (2118,5 Hz) e na base traseira (3926,9 Hz), próxima à conexão com o tubo de descarga. Já a Figura 72c enfatiza a participação do estator em um modo radial em torno de 3821,5 Hz.

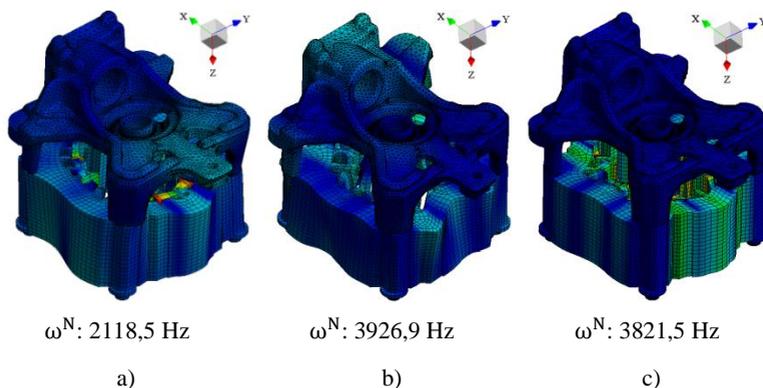


Figura 72 – Modos de vibração pouco excitados nas análises modais experimentais.

Com base nestes resultados, verifica-se que o conjunto apresenta maiores amplitudes de deformação nos modos de baixa frequência, entre 350 e 3300 Hz. As deformações visíveis do bloco ocorrem na maior parte do espectro, entre 580 e 10000 Hz. O enrolamento apresenta influência predominante sobre o nível de resposta entre 350 e 900 Hz. Principalmente em médias e altas frequências (entre 1000 e 10000 Hz), há uma elevada densidade modal caracterizada por baixas amplitudes de deformação do conjunto, boa parte restrita ao enrolamento e aos dentes do estator.

Em algumas bandas de frequência (acima de 1600 Hz), o bloco apresenta formas modais com maiores amplitudes de deformação, sendo que o estator apenas acompanha o seu movimento. Estas são bastante semelhantes às formas modais do próprio bloco, quando analisado individualmente.

O último aspecto a ser avaliado sobre a representatividade do modelo de conjunto é a resposta dinâmica. Os pontos de referência de excitação (B4) e de obtenção de resposta de aceleração (B2, B5, B6, E1 e E3) são mostrados nas Figuras 73a, 73b e 73c.

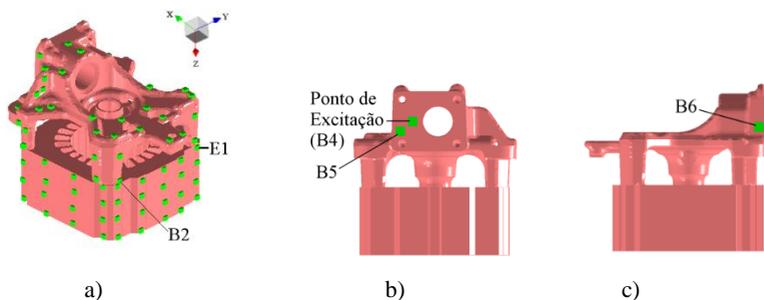


Figura 73 – Indicação dos pontos de referência e de obtenção de resposta para a correlação entre FRFs de aceleração numéricas e experimentais.

As superposições das FRFs estão mostradas nas Figuras 74, 75, 76 e 77. Em cada gráfico, as três curvas em cinza representam o teste de variabilidade experimental do conjunto, que considera a conexão do mesmo bloco a três estatores distintos. Sabe-se que a variabilidade experimental proveniente do bloco, verificada no Capítulo 2, é pequena se comparada à do estator, estimada no Capítulo 3. Conforme comentado no Capítulo 3, as principais justificativas para as discrepâncias de um conjunto para o outro são: a variação de rigidez de fixação dos enrolamentos; as incertezas de aperto dos parafusos; a própria configuração experimental que não pode ser exatamente reproduzida de um ensaio para o outro. As condições de contorno e o uso de acelerômetros triaxiais colados sobre várias lâminas também induzem a erros no processo de obtenção de dados.

Apesar de haver diferenças acentuadas nos níveis de resposta na banda de 6000 a 10000 Hz, considera-se que o conjunto bloco e estator apresenta uma variabilidade experimental relativamente baixa de 0 a 6000 Hz, justificando o ajuste de um modelo numérico para representar a totalidade das peças físicas.

As diferenças entre o modelo numérico e os componentes físicos, na banda de 350 a 800 Hz, ocorrem devido ao efeito do enrolamento que foi desconsiderado no modelo numérico simplificado. O uso do modelo completo proposto no Capítulo 3 satisfaz esta necessidade, porém exige uma capacidade computacional muito superior para o mesmo período de simulação.

Percebe-se que as FRFs do modelo numérico (em cor preta, linha tracejada) se aproximam bastante das experimentais em todos os pontos mencionados. As diferenças são mais perceptíveis em frequências superiores a 6000 Hz. Mesmo a FRF oriunda da medição de resposta em uma direção diferente à de excitação (Figura 75) proporciona bons resultados, reforçando a representatividade do modelo (simplificado).

O fator de amortecimento é aplicado sobre cada componente, de acordo com os valores ajustados nos Capítulos 2 e 3. A calibração do amortecimento através do modelo de Rayleigh pode fornecer melhores resultados para o estator e, conseqüentemente, para o conjunto. Melhorias na representatividade também podem ser alcançadas pelo uso do modelo completo (Capítulo 3). Entretanto, em função da exigência de uma capacidade computacional bastante inferior, optou-se pelo uso do modelo simplificado do estator.

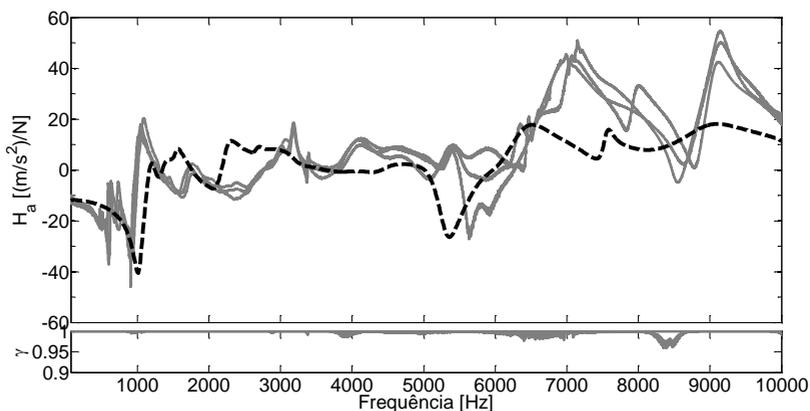


Figura 74 – Comparação entre acelerações numéricas e experimentais para excitação no ponto B4 (direção x) e medição de resposta no ponto B5, direção x.

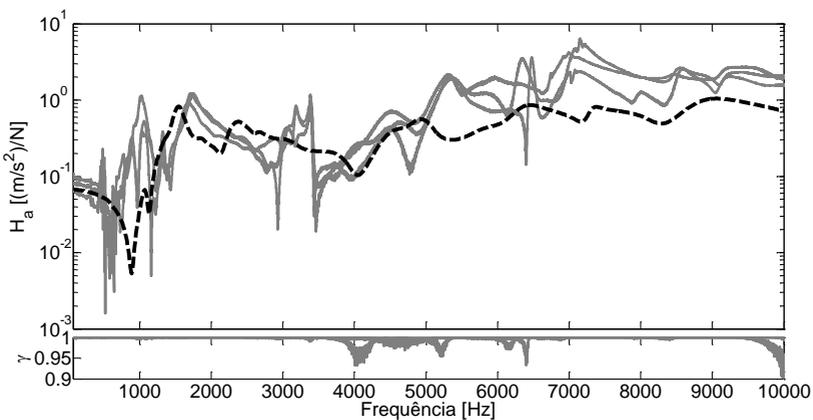


Figura 75 – Comparação entre acelerações numéricas e experimentais para excitação no ponto B4 (direção x) e medição de resposta no ponto B6, direção y.

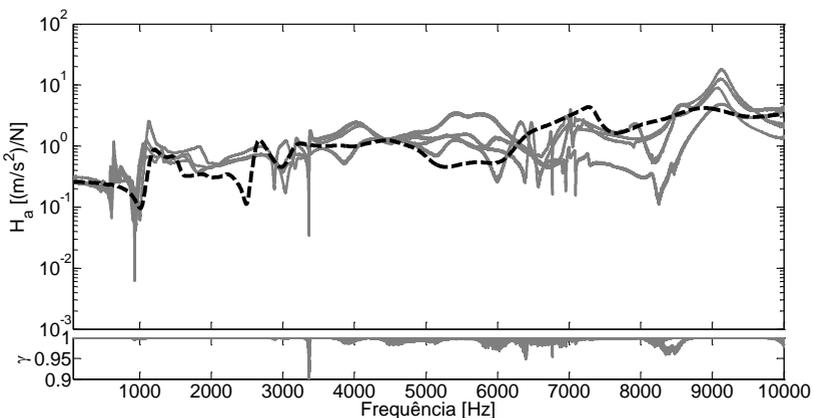


Figura 76 – Comparação entre acelerações numéricas e experimentais para excitação no ponto B4 (direção x) e medição de resposta no ponto B2, direção x.

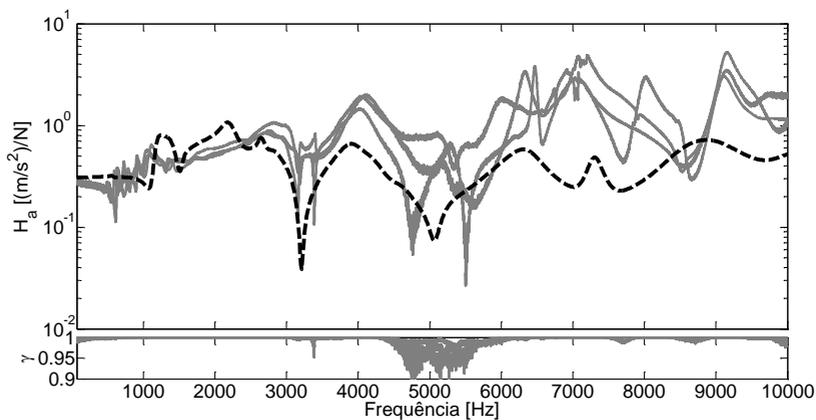


Figura 77 – Correlação entre acelerações numéricas e experimentais para excitação no ponto B4 (direção x) e medição de resposta no ponto E1, direção x.

No próximo capítulo é realizada uma avaliação do conjunto bloco e estator em uma condição típica de funcionamento em regime permanente, e também proposto um modelo multicorpos do conjunto interno.

5 AVALIAÇÃO DO CONJUNTO EM CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO

O conjunto bloco e estator pode apresentar modificações no seu comportamento vibratório quando conectado a outros componentes, pois está sujeito a diferentes condições de contorno e excitações. Este estudo se torna mais importante pelo fato de haver não-linearidades relacionadas, principalmente, às descontinuidades nas juntas e contatos entre os componentes. Estas introduzem incertezas na previsão do seu comportamento vibratório através de representações numéricas simplificadas.

Neste capítulo será realizada uma análise do conjunto bloco e estator em uma condição típica de funcionamento para avaliar a possível relação entre suas formas modais e suas deformações em operação. Outro interesse é avaliar os níveis de resposta nos principais pontos de ligação entre o conjunto interno e a carcaça a fim de avaliar a representatividade de um modelo multicorpos proposto.

5.1 Análise do comportamento vibratório do conjunto bloco e estator em condição de operação

Para a aquisição dos dados do conjunto em operação foi montada a bancada experimental mostrada na Figura 78, na qual estão indicados os principais equipamentos utilizados na análise, a destacar: o conjunto interno do compressor, em circuito fechado entre a sucção e a descarga para a passagem de fluido refrigerante (R134a); o painel de controle, cuja função é monitorar e ajustar a entrada e a descarga de fluido refrigerante no sistema; tacômetro, para monitorar a posição do eixo e associar a mesma condição inicial aproximada para todos os pon-

tos a serem medidos; analisador de sinais SCADAS Mobile e *notebook* para a aquisição e tratamento dos sinais de aceleração medidos por acelerômetros. As características da instrumentação empregada são indicadas no APÊNDICE H.

Por meio de sete acelerômetros triaxiais e quatro uniaxiais (R1 a R4) foram medidos os sinais de aceleração nos 104 pontos indicados na Figura 79a, em vista isométrica. Os uniaxiais são referências (normais à superfície) para a realização da correlação cruzada (*crosspower spectrum*) com o restante dos pontos, sendo que o objetivo é analisar os movimentos relativos do conjunto bloco e estator para uma frequência de rotação do eixo de aproximadamente 58,5 Hz.

Para minimizar os efeitos de desvio de posição do tacômetro durante monitoramento dos ciclos e da troca de acelerômetros triaxiais entre uma parada e outra, cada coordenada medida é resultado de uma média de 300 amostras. Após o tacômetro ativar o início de uma medição em uma posição fixa do eixo, cada amostra de dados é resultado de uma aquisição de um período de 3,2 s. A resolução do sinal no domínio da frequência é de 0,625 Hz para a banda de 0 a 10 kHz. Assim, apesar do compressor ser desligado entre uma aquisição e outra, após um período de estabilização de 5 minutos, tem-se a mesma condição inicial entre os sinais dos pontos medidos, associada à posição do eixo. O número elevado de amostras por média também viabiliza uma aproximação estável para o regime de operação do compressor. Vale ressaltar que o efeito da cavidade acústica não foi considerado neste teste.

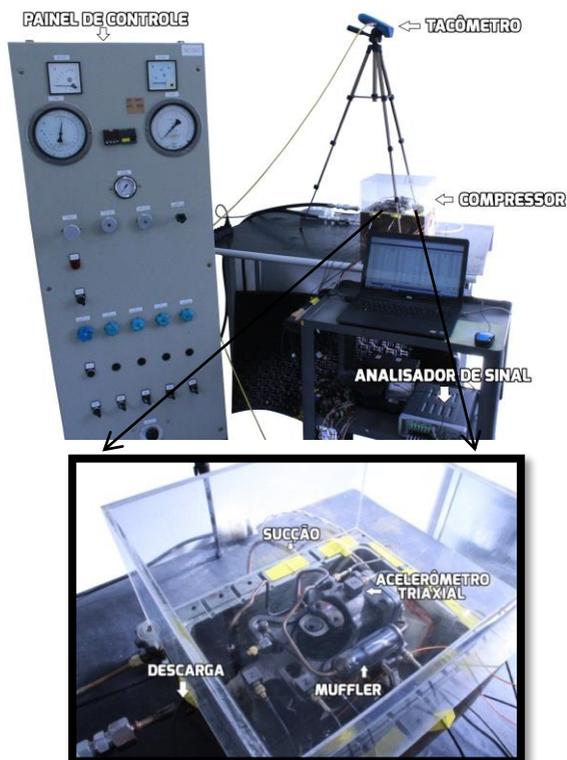


Figura 78 – Aparato experimental utilizado na aquisição de dados para análise do comportamento vibratório do conjunto em operação. Na imagem ampliada, tem-se a suspensão do *kit* pelas molas da base e suas ligações com os canais de sucção e de descarga de gás, no interior da caixa de teste.

Cada referência indicada na Figura 79 (R1, R2, R3 e R4) proporciona uma análise particular. Ao todo, têm-se quatro soluções que se complementam e darão suporte à interpretação dos resultados.

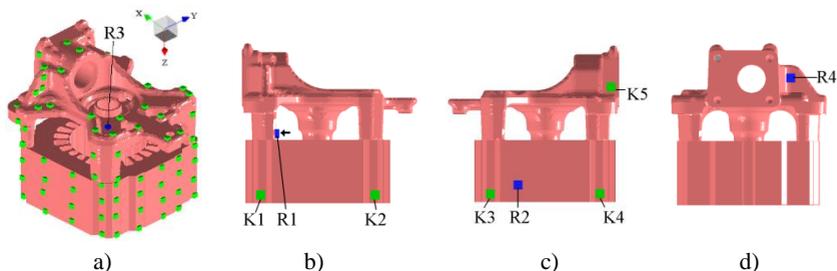


Figura 79 – Vista isométrica da malha experimental e sistema de coordenadas adotado, em a). Pontos estratégicos de medição de resposta de aceleração e referências indicados nas imagens de a) a d).

Cinco pontos foram analisados separadamente por estarem próximos às conexões que conduzem boa parte da energia vibratória até a carcaça do compressor (CARMO, 2001; DIESEL; LENZI, 1999; DIESEL, 2000; FULCO, 2008; FULCO, 2014; RODRIGUES, 2003). Os mesmos estão indicados nas Figura 79b e 79c. Os pontos K1, K2, K3 e K4 localizam-se sobre o estator, próximos às conexões do *kit* com as molas. Já o ponto K5 encontra-se sobre o bloco, próximo à sua ligação com o tubo de descarga. Os espectros de aceleração medidos nestes pontos estão indicados nas Figuras 80 a 84, nas três direções ortogonais.

Justamente, as componentes harmônicas com maior amplitude de aceleração medidas encontram-se na banda de 58 a 3200 Hz, na qual ocorrem os modos com maior amplitude de deformação do conjunto bloco e estator, e as excitações forçadas provenientes dos principais componentes do mecanismo de compressão do gás e do motor elétrico.

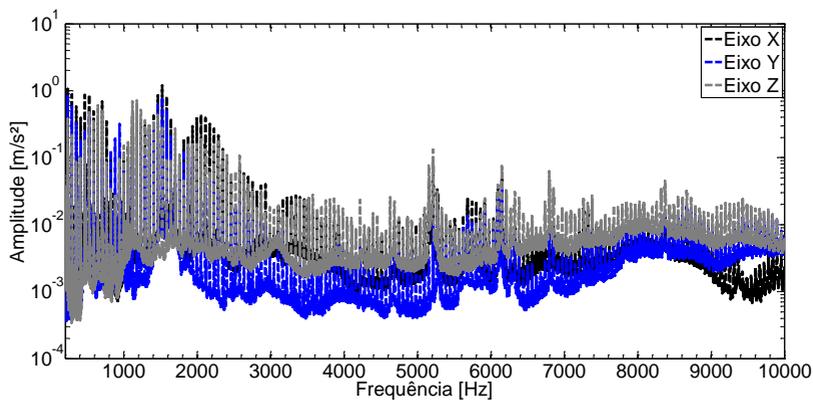


Figura 80 – Espectros de resposta do *kit* no ponto K1, nas três direções ortogonais x, y e z.

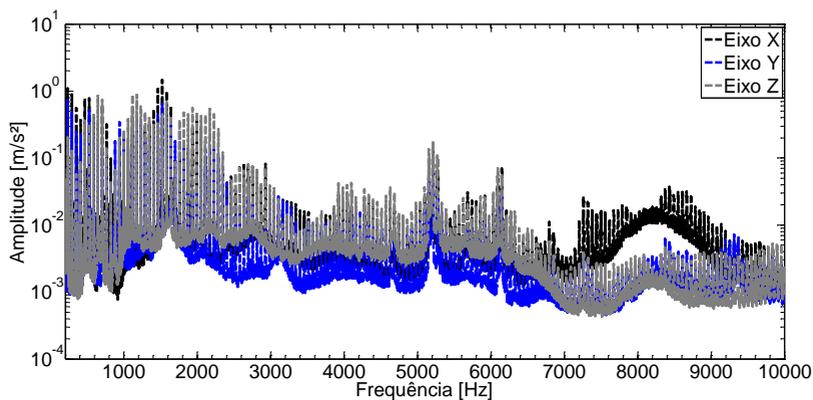


Figura 81 – Espectros de resposta do *kit* no ponto K2, nas três direções ortogonais x, y e z.

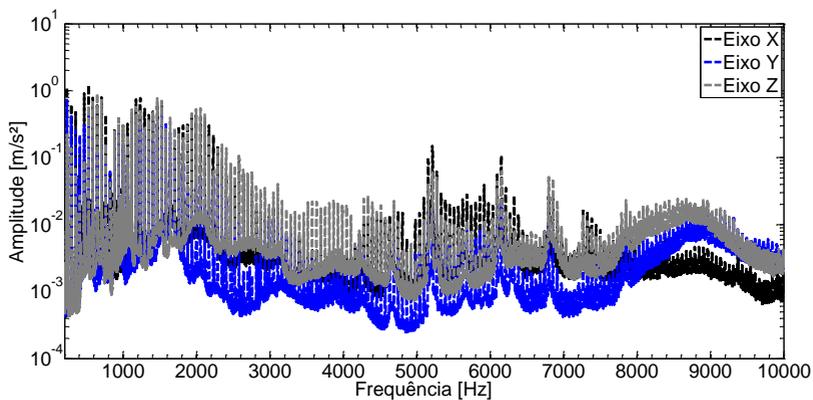


Figura 82 – Espectros de resposta do *kit* no ponto K3, nas três direções ortogonais x, y e z.

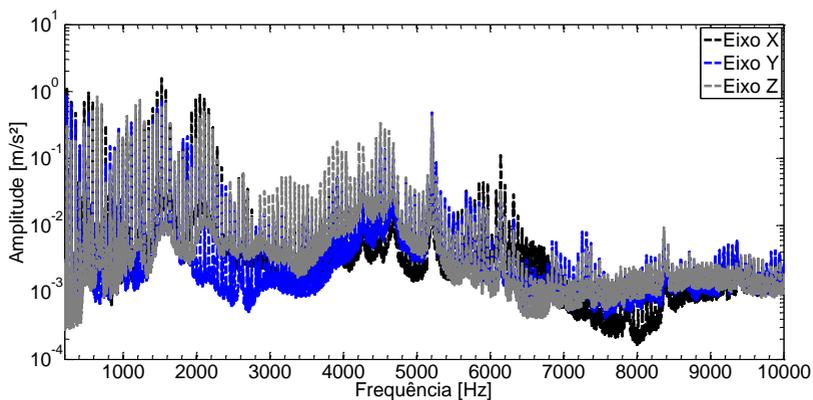


Figura 83 – Espectros de resposta do *kit* no ponto K4, nas três direções ortogonais x, y e z.

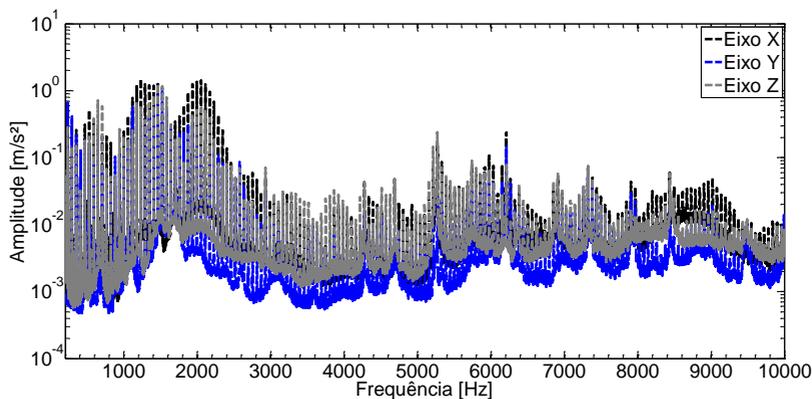


Figura 84 – Espectros de resposta do *kit* no ponto K5, nas três direções ortogonais x, y e z.

Observando as respostas do conjunto nos mesmos pontos, percebe-se que a direção y possui as menores amplitudes ao longo do espectro. Em geral, as direções x e z apresentam níveis de aceleração bastante semelhantes na banda de interesse. Entretanto, os níveis se mostram superiores na direção x do ponto K5 (Figura 84), entre 1000 e 2500 Hz e entre 8000 e 9500 Hz. Nota-se que nesta região de ligação do tubo de descarga com o bloco as amplitudes de resposta são superiores, em relação aos outros pontos mencionados.

As amplificações do nível de resposta nos pontos K2 e K3, localizados na região frontal do conjunto, podem estar relacionadas aos modos de vibração do conjunto bloco e estator, cujas deformações assemelham-se à mostrada na Figura 85, visualizadas a partir de 7000 Hz.

Nas frequências harmônicas de excitação do *kit*, foram verificadas deformações semelhantes às formas modais do conjunto bloco e estator. Estas podem estar amplificando os níveis de resposta do conjunto, quando muito próximas às frequências harmônicas. Nas Figuras 86a a 87f, foram listadas algumas deformações do conjunto em operação que se assemelham com as formas modais do conjunto bloco e estator. As respectivas frequências numéricas e experimentais encontram-se abaixo de cada imagem para a comparação.

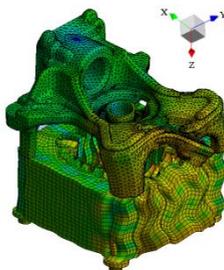


Figura 85 – Forma modal do conjunto bloco e estator na frequência de 8487,2 Hz. Outras formas modais apresentam deformação semelhantes a partir de 7000 Hz.

Percebe-se que as bases do bloco apresentam certa liberdade de movimento quando acopladas ao estator, conforme enfatizado nas deformações da Figura 86b, pelo cisalhamento lateral do conjunto. O efeito de torção do bloco fica bastante evidente nas Figuras 86a e 87c. Já os movimentos de flexão aparecem nas Figuras 86d, 87e e 87f. Na Figura 86e é mostrada a flexão da extremidade frontal do bloco, que pode ser eliminada em um futuro projeto.

As diferenças entre as frequências naturais se devem principalmente à massa e à rigidez adicionais devidas às condições de contorno do mecanismo de compressão, das molas da base e das ligações de sucção e descarga atuantes sobre o conjunto bloco e estator, não levados em consideração na análise modal numérica do conjunto. Outro efeito, embora menor, é a própria imprecisão do modelo numérico.

As componentes harmônicas também são intensificadas próximo a 5400 Hz e 6400 Hz, em torno das quais também foram verificadas formas modais do conjunto.

O mecanismo de compressão contribui fortemente para os níveis de resposta do conjunto nas primeiras frequências harmônicas, principalmente em 58,5 Hz e 117,2 Hz, aproximadamente. Os movimentos globais do conjunto observados nestas componentes são de rotação em torno dos eixos y e z, respectivamente.

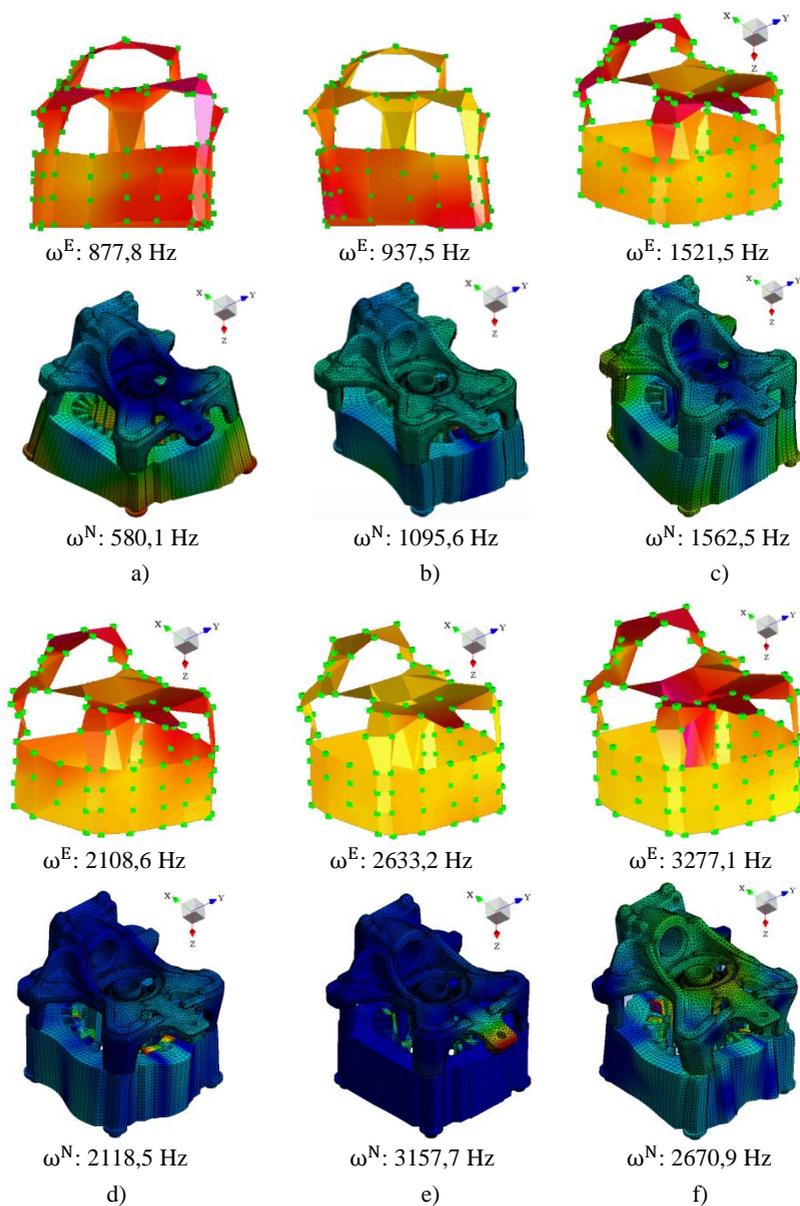


Figura 86 – Excitação de algumas formas modais do conjunto bloco e estator, próximas a frequências harmônicas de excitação, em condição típica de operação do conjunto interno.

5.2 Modelo multicorpos equivalente

Uma comprovação importante da representatividade do modelo numérico dos componentes em estudo é a verificação do seu comportamento vibratório em uma condição típica de funcionamento. Isto é possível através do pareamento entre os espectros de resposta medidos experimentalmente e obtidos numericamente pelo modelo multicorpos ajustado. Durante uma análise das respostas do conjunto em operação, podem ser escolhidos alguns pontos de referência sobre estator, próximos às molas, e no bloco, próximos ao filtro de descarga do fluido refrigerante.

Apesar das juntas e contatos admitirem soluções não-lineares no modelo numérico, o fato do estator ser representado por um volume equivalente pode acarretar em efeitos diferentes dos que ocorrem na realidade.

Com base na metodologia criada por Myrria Neto (2015), um modelo simplificado do *kit* foi ajustado (Figura 87) para a comparação dos resultados do modelo proposto com os medidos em operação (Figura 78). Além do conjunto bloco e estator, o modelo é composto pelas peças do mecanismo de compressão (eixo, rotor, biela, pistão e cabeçote), considerados apenas como corpos rígidos, com massa calibrada. Outra simplificação foi a adição de rigidez equivalente nas regiões de conexão das molas da base do *kit* e do filtro de descarga, conforme indicado no Tabela 14.

Em uma análise estrutural transiente, partes rígidas são muitas vezes utilizadas para representar os mecanismos que possuem movimento, dispensando-se o interesse de verificar as distribuições de tensão e deformações envolvidas no processo, de forma detalhada. A informação de saída de uma parte rígida é o seu movimento global e qualquer força transferida por ela ao resto da estrutura. Essencialmente, é representada por um ponto de massa ligado ao resto da estrutura através de articulações. Assim, em uma análise estrutural transiente de corpos rígidos, as únicas cargas aplicáveis em uma parte rígida são a aceleração e velocidade rotacional, a um custo computacional relativamente reduzido.

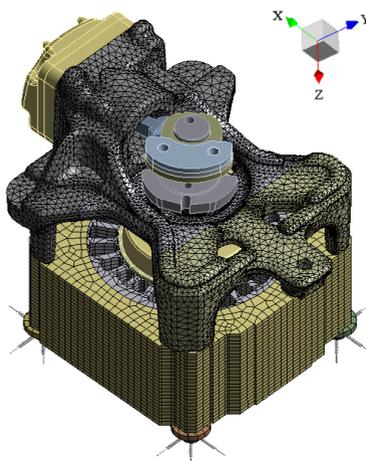


Figura 87 – Modelo multicorpos com componentes rígidos e flexíveis.

Tabela 14 – Condições de contorno equivalentes utilizadas para representar as molas de suspensão e o tubo de descarga (MYRRIA NETO, 2015).

Condição de contorno	Direção	Rigidez [N/m]
Molas de suspensão	X	
	Y	
	Z	
Tubo de descarga	X	
	Y	
	Z	

Futuramente, a representatividade de um modelo completo, com todas as propriedades dos componentes flexíveis ajustadas, poderá ser avaliada. Porém, demandaria uma capacidade computacional superior à exigida no modelo proposto.

As juntas entre os componentes do mecanismo de compressão foram especificadas por Myrria Neto (2015), designadas nas Figuras 88a a 89h: na Figura 88a, tem-se a junta fixa entre o cabeçote e o bloco; na Figura 88b, tem-se a junta de translação entre o pistão e o bloco; as Figuras 88c e 89d, indicam as ligações de rotação entre a biela e o pis-

tão, e o semi-eixo excêntrico e a biela, respectivamente; as juntas de revolução entre os mancais do bloco e o eixo são especificadas na Figura 88e; a união fixa entre o eixo e o rotor é apontada na Figura 88f; finalmente, as representações das condições de contorno das molas de suspensão e do tubo de descarga estão mostradas nas Figuras 88g e 89h, na mesma sequência. Neste caso apenas o conjunto bloco e estator (ajustado) é considerado como flexível.

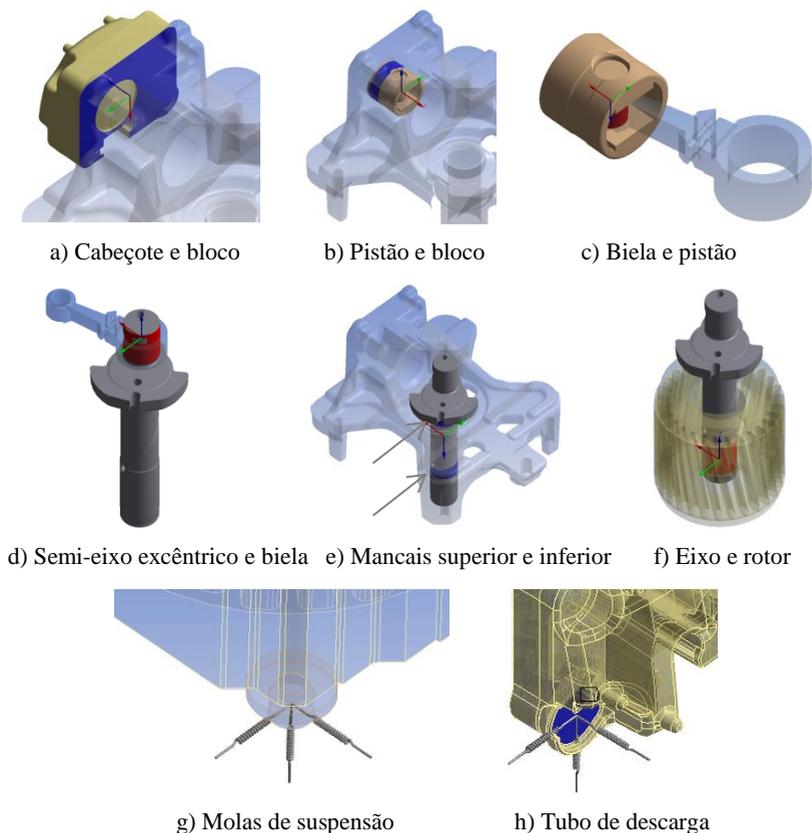


Figura 88 – Representação das conexões entre os componentes e condições de contorno do conjunto interno do compressor.

Os esforços magnéticos sobre os dentes do estator e de compressão do gás refrigerante sobre o pistão são aplicados sobre as faces

destes componentes, conforme indicado na cor verde nas Figura 89a e 90b.

O perfil de pressão medido na câmara de compressão do motor em operação é mostrado na Figura 90. A partir do conhecimento da área do pistão em contato com o fluido refrigerante, pode-se determinar o perfil de força atuante em um ciclo de aproximadamente 0,0167s. O perfil de tensão atuante em uma face do dente do estator, devido aos efeitos magnéticos, é mostrado na Figura 91 para o mesmo intervalo de tempo. Apesar de Myrria Neto (2015) enfatizar em seu trabalho que os efeitos magnéticos não apresentam tanta influência sobre a excitação do conjunto interno quanto os esforços de compressão de fluido refrigerante, ambos podem ser considerados nas simulações.

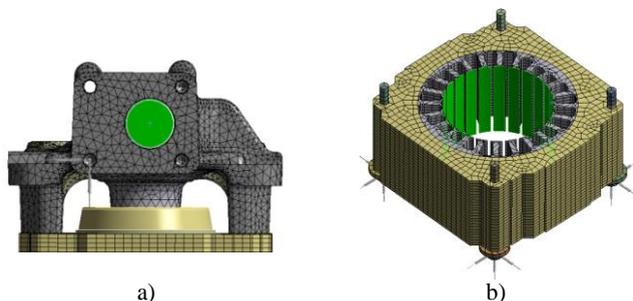


Figura 89 – Locais de aplicação dos esforços devidos ao mecanismo de compressão e ao campo magnético.

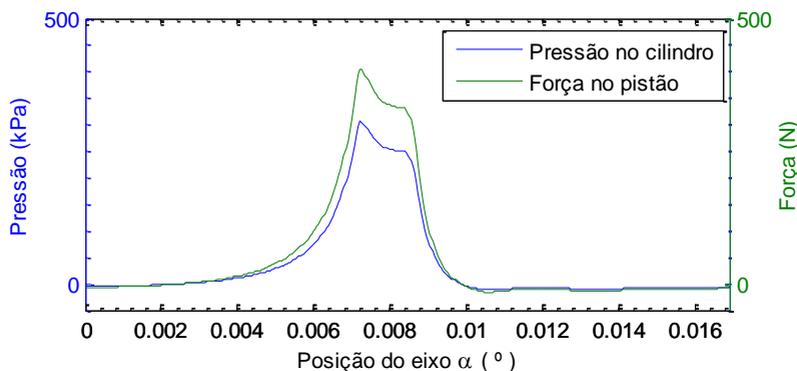


Figura 90 – Perfil de pressão medido na câmara de compressão e força resultante sobre o pistão.

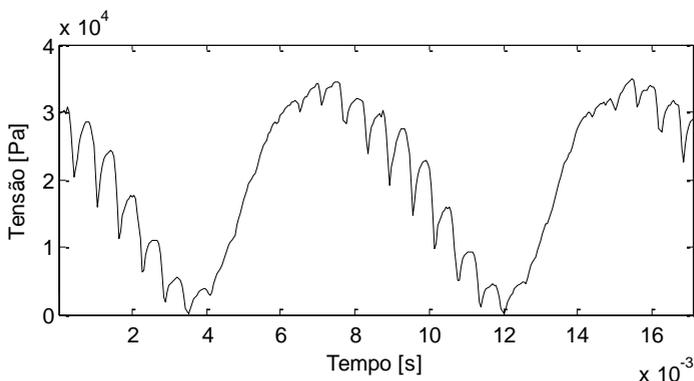


Figura 91 – Perfil típico de tensão magnética atuante em cada dente do estator.

A solução do modelo no domínio do tempo consiste na aplicação da pré-tensão sobre os parafusos que unem o bloco ao estator e dos esforços mecânicos e magnéticos, quando o motor elétrico estiver na sua frequência de rotação nominal (aproximadamente 58,5 Hz). Primeiramente, tem-se um período de partida do tipo rampa, no qual é imposta a frequência de rotação nominal sobre o eixo. Um segundo período é necessário para a aplicação das cargas em regime permanente.

Somente as respostas estabilizadas devem servir de referência para a comparação com os resultados experimentais do *kit* em operação. Esta necessidade de estabilização encarece o problema computacionalmente, já que o período inicial de simulação é descartado. Para um computador pessoal com um processador Intel®Core™ i7-3770 (3.9 GHz), memória RAM de 32 GB (DDR3) e HD de 1 TB (SSD), estima-se que o tempo de solução do modelo proposto é de aproximadamente 144 horas (6 dias), para uma resolução de 0,0004 s e um período de 0,51 s. Os resultados permitem uma resolução de 2,93 Hz e análises dos espectros de resposta até 5000 Hz.

As Figuras 92 a 96 mostram as comparações entre os espectros de resposta experimentais e numéricos resultantes desta simulação transiente nos pontos próximos às molas (K1, K2, K3 e K4) e ao tubo de descarga (K5). A localização destes pontos pode ser vista nas Figuras 79b e 80c, do item 5.1.

Observando as Figuras 92 e 93, percebe-se que os níveis de resposta de aceleração nos pontos K1, K2 (direção z) são bastante semelhantes em toda a faixa de análise. Entretanto, conforme evidenciado nas Figuras 94, 95 e 96, os pontos K3, K4 e K5 (direções z, z e x, respectivamente) apresentam certa discrepância nas amplitudes de resposta, principalmente em frequências inferiores a 2500 Hz. Os pontos K4 e K5 são os mais próximos ao local de conexão do bloco com o tubo de descarga e o modelo numérico tende a apresentar um nível de resposta inferior próximo a esta ligação, já que as molas equivalentes não são as melhores representações para esta condição de contorno. Assim, além da adição de flexibilidade às peças que compõem o mecanismo de compressão, outra melhoria da representação numérica seria a adição das molas de suspensão e do filtro de descarga ao modelo proposto.

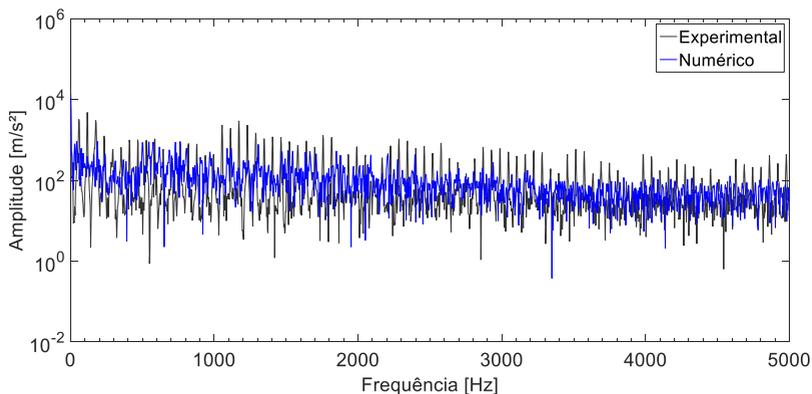


Figura 92 – Comparação entre os níveis dos espectros de resposta numérico e experimental no ponto K1, direção z.

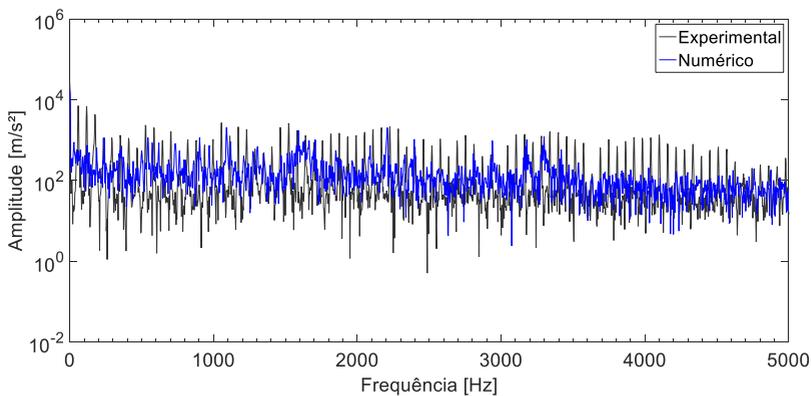


Figura 93 – Comparação entre os níveis dos espectros de resposta numérico e experimental no ponto K2, direção z.

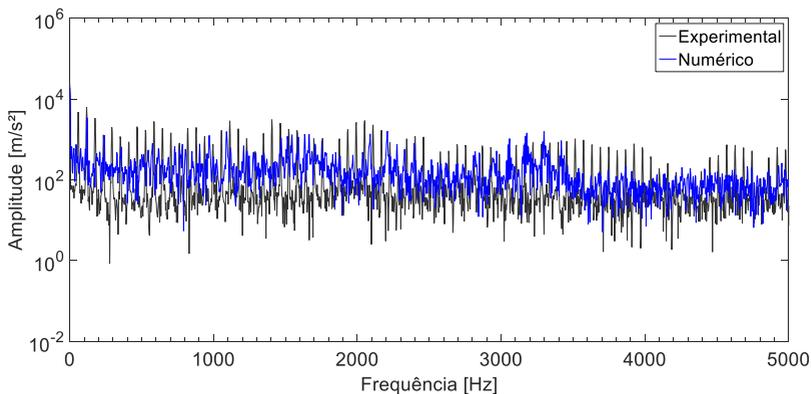


Figura 94 – Comparação entre os níveis dos espectros de resposta numérico e experimental no ponto K3, direção z.

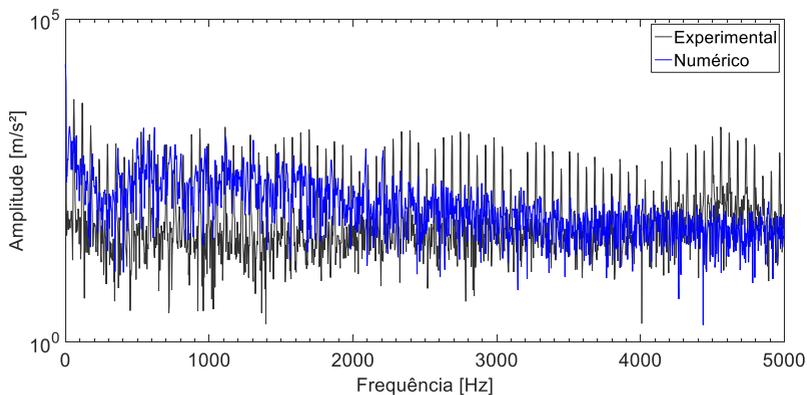


Figura 95 – Comparação entre os níveis dos espectros de resposta numérico e experimental no ponto K4, direção z.

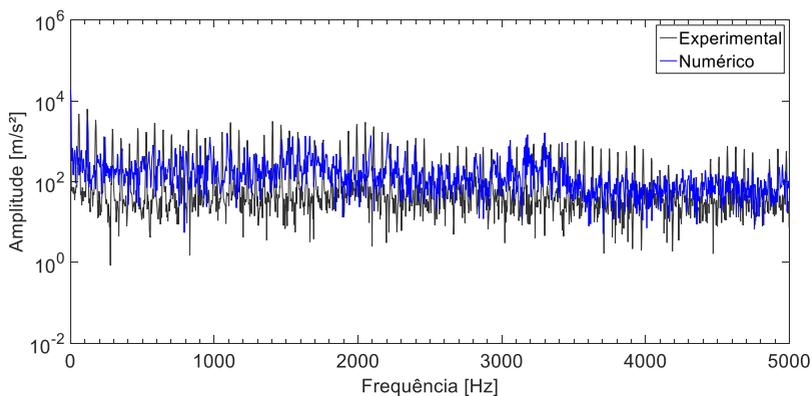


Figura 96 – Comparação entre os níveis dos espectros de resposta numérico e experimental no ponto K5, direção x.

Após a verificação de que modelo de conjunto apresenta potencial para fornecer boas estimativas dos níveis de resposta, pode-se utilizá-lo como base para prever o desempenho dos componentes atuais no funcionamento do compressor e propor possíveis melhorias de projeto.

6 CONCLUSÕES

O estudo vibroacústico e propostas de mudanças de projeto de máquinas elétricas devem ser embasados em modelos suficientemente representativos a fim de justificar e comprovar as alterações sugeridas de acordo com a confiabilidade desejada.

Obteve-se um modelo numérico do bloco que representa a peça real através da determinação de propriedades físicas equivalentes. Após a correção da geometria nominal, um conjunto de propriedades isotrópicas foi ajustado. Entretanto, percebeu-se que em uma faixa de frequência eram observadas duas formas modais numéricas em ordens diferentes das encontradas experimentalmente. Assim, foi proposto um novo ajuste de propriedades isotrópicas para três regiões distintas da peça, melhorando a representatividade do modelo anterior. Percebeu-se que as pequenas variações das magnitudes de rigidez determinadas nestas três regiões podem indicar variações de propriedades da peça real devido ao processo de fabricação. Estes efeitos podem estar ligados ao resfriamento da peça, às variações da sua composição química ou até mesmo imperfeições que possivelmente tornam suas características heterogêneas ao longo do seu volume.

A utilização do método de homogeneização para o ajuste de propriedades ortotrópicas do estator laminado apresentou bons resultados. Comprovou-se que é satisfatória a definição de um único conjunto de propriedades físicas para a banda de 0 a 10000 Hz. Este ajuste para uma ampla faixa de frequência abre um leque de opções para a análise dinâmica de compressores no âmbito computacional, pois a torna mais representativa para a realização de testes tanto no domínio da frequência

como no domínio do tempo, no qual se podem simular condições reais de funcionamento da máquina.

Entretanto, este método pode apresentar limitações. A ausência física das lâminas no modelo numérico do estator pode ocasionar o aparecimento de efeitos e até mesmo formas modais não existentes na prática, principalmente em altas frequências. Em contrapartida, todas as formas modais identificadas experimentalmente apresentaram seus pares numéricos e, devido ao elevado amortecimento e dificuldades de medição, algumas não puderam ser rastreadas. Assim, a análise modal numérica pode fornecer modos de vibração que não puderam ser identificados devido às limitações experimentais e ao elevado amortecimento, e outros inexistentes na prática, em função das limitações de representatividade do modelo. As principais formas modais numéricas observadas ocorrem na prática e puderam ser correlacionadas. A definição de fatores de amortecimento modal pode ser utilizada como um bom artifício para a minimização dos efeitos das formas modais que apresentam amplitudes de vibração relativamente reduzidas e que apresentam pouca influência na resposta global da estrutura. A aproximação de fatores de amortecimento equivalentes, para todo o espectro, também apresentou bons resultados, quando comparadas as FRFs numéricas e experimentais.

Devido às limitações computacionais que ainda são enfrentadas e a necessidade de obtenção de resultados para a indústria no menor tempo possível, algumas simplificações são aceitas de forma confiável, desde que comprovada a eficácia. Vale destacar que o nível de precisão do ajuste de modelo dependerá da necessidade prática e dos estudos a serem realizados a partir do modelo.

Para a obtenção de resultados precisos, recomenda-se que a representação numérica seja a mais próxima possível da peça física, buscando-se a fidelidade da geometria e das condições de contorno. No caso do estator, a representação do efeito do aperto dos parafusos se mostrou importante, pois fornece maior sensibilidade ao ajuste do modelo de conjunto, a qual está ausente em representações simplificadas. Devido à massa relativamente elevada do enrolamento (em torno de

27% da massa total do estator), sua consideração no modelo numérico se torna importante em uma análise multicorpos. Entretanto, pode-se conseguir uma boa representatividade individual do estator na sua ausência. Outra vantagem da simplificação adotada para o enrolamento é o ganho computacional, cujo tempo de solução é bastante inferior ao modelo completo, viabilizando a análise multicorpos.

Recomenda-se a caracterização da lâmina para adotar como referência as propriedades no plano principal no ajuste de modelo do estator, como o coeficiente de Poisson, o módulo de elasticidade e a densidade. Além disso, a análise modal de uma lâmina pode auxiliar no entendimento do comportamento dinâmico do próprio estator, já que várias formas modais de uma lâmina se assemelham às observadas sobre pacote de lâminas do estator, mas em frequências diferentes. Os modos de vibração radiais numéricos da lâmina foram verificados em frequências entre 3500 e 3900 Hz, muito próximos aos identificados experimentalmente no estator.

Para estatores laminados nos quais a massa do enrolamento é relativamente pequena, a modelagem numérica se torna mais simples, pelo fato de sua influência ser reduzida no comportamento dinâmico da estrutura. A necessidade da presença do enrolamento no modelo numérico aumenta quanto maior for a sua proporção de massa em relação à massa total do estator. A adição de um fator de amortecimento equivalente ao material compensa o efeito do enrolamento entre 900 e 10000 Hz. No entanto, para este caso específico, sua representação numérica se mostrou importante para a faixa de 350 a 900 Hz, devido à maior participação modal.

As incertezas associadas à obtenção de informações experimentais se mostraram relevantes no caso do estator. Dentre as sete peças avaliadas, a variabilidade encontrada nos testes se deve, principalmente, às variações da rigidez de fixação do enrolamento sobre o conjunto de lâminas, às oscilações associadas ao torque de aperto dos parafusos, e dificuldades de repetibilidade experimental. Por conseguinte, estas incertezas também estão presentes nos resultados experimentais do conjunto bloco e estator.

Para reduzir as incertezas associadas ao cálculo dos parâmetros modais de peças com certo grau de não-linearidade, como o estator e, conseqüentemente, o conjunto bloco e estator, recomenda-se o uso de uma excitação controlada para manter o nível de resposta constante entre as etapas de medição, principalmente quando são utilizados acelerômetros triaxiais. As FRFs obtidas a partir dos sinais de resposta medidos com acelerômetros triaxiais apresentaram resultados inferiores no cálculo de parâmetros modais em comparação com os sinais medidos com o vibrômetro *laser*. Mantendo-se o mesmo nível de sensibilidade dos equipamentos, as variações dos sinais de resposta medidos se devem às diferenças de discretização adotada, área de abrangência de medição, rigidez e massa adicionadas à peça pela fixação de transdutores. Verificou-se a influência das condições de contorno de suspensão e da fixação dos acelerômetros triaxiais sobre os sinais de resposta do bloco e, conseqüentemente, sobre o cálculo dos parâmetros modais. Por este motivo, optou-se por uma análise modal com um acelerômetro uniaxial, tendo sido obtidos resultados satisfatórios.

As não-linearidades presentes no estator, destacadas na literatura, também foram observadas sobre o conjunto bloco e estator. As faixas de frequências nas quais são mais relevantes abrangem 1000 a 2000 Hz e de 4000 a 5000 Hz. Entretanto, a aproximação do pacote de lâminas como uma estrutura contínua, pelo uso do método da homogeneização, mostrou-se válida. Apesar das simplificações mencionadas, os contatos e juntas especificados admitem soluções não-lineares.

O modelo de conjunto foi definido pela união dos modelos individuais do bloco e do estator, mantendo-se a mesma configuração dos contatos ajustados para o estator. Apesar de admitir uma nova calibração, a diferença consistiu na troca das arruelas superiores pelas quatro bases do bloco. Obteve-se boa correlação entre as frequências naturais e entre as FRFs de aceleração numéricas e experimentais. Apesar das dificuldades de cálculo do MAC através do uso de softwares comerciais, as formas modais numéricas apresentaram boa concordância com os resultados experimentais.

O comportamento vibratório destes componentes foi avaliado sob condições típicas de operação do conjunto interno do compressor, em pontos próximos às suas ligações com a carcaça e com o tubo de descarga. As primeiras componentes harmônicas de 58,5 Hz e 117,2 Hz possuem formas de vibração que indicam a forte participação dos componentes do mecanismo de compressão, como o pistão e a biela. Adicionalmente, outras componentes harmônicas com amplitudes de resposta relevantes ocorrem entre 300 e 3200 Hz, intervalo no qual foi constatada a participação dos principais modos de vibração do conjunto bloco e estator nas respostas de aceleração do *kit*. Componentes harmônicas também se destacaram em médias e altas frequências (5300 Hz e 9000 Hz) em regiões nas quais foram identificadas formas modais importantes do conjunto bloco e estator. A alteração de projeto destes componentes, principalmente do bloco, pode melhorar consideravelmente o comportamento vibratório, através da minimização da energia transmitida à carcaça do compressor.

Futuramente, as mudanças de projeto podem ser baseadas diretamente em simulações numéricas, tendo como referência os resultados do modelo do conjunto interno calibrado. Os parâmetros de avaliação podem ser as propriedades dos materiais e a própria geometria dos componentes. Para tanto, foi proposto um modelo multicorpos através do qual pode-se simular o motor elétrico em condição semelhante à de operação. A massa dos componentes do mecanismo de compressão foi aferida e os mesmos foram representados no modelo numérico como corpos rígidos. Os níveis de resposta previstos por este modelo representam o que ocorre na prática, porém verificou-se que o mesmo admite melhorias.

A configuração atual do estator laminado ainda apresenta desafios de modelagem, quando se deseja um alto nível de precisão dos resultados de análise numérica, principalmente em frequências elevadas, pois as lâminas não podem ser fielmente reproduzidas numericamente. Apesar da dificuldade de representação numérica, o conjunto de lâminas é importante para a dissipação de energia vibratória na prática, reduzindo a energia transmitida à carcaça. De forma semelhante, a configuração

atual do enrolamento também possui o benefício de amortecimento, principalmente em relação aos modos de vibração radiais do estator. Assim, se o número de dentes e a massa do enrolamento forem reduzidos, a modelagem se torna mais simples, mas perde-se amortecimento.

Caso a modificação de projeto do estator seja a sugestão de uma estrutura rígida, em vez de laminada, a tendência é perder a característica de amortecimento, fazendo com que haja maior propagação de energia vibratória e aumento de ruído radiado. Este tipo de modificação é bastante indicado para tornar a modelagem numérica mais simples, mas deve-se encontrar uma maneira de compensar o amortecimento perdido, ou melhorar a eficiência mecânica do motor original.

Em relação ao bloco, pode-se analisar o efeito da alteração da rigidez estrutural pela modificação da geometria ou do material, buscando-se a redução de energia vibratória transmitida à carcaça.

6.1 Sugestões para trabalhos futuros

Tendo em vista a evolução da representação numérica do modelo do motor elétrico e do projeto dos seus componentes, pode-se ressaltar algumas recomendações e sugestões:

- Aperfeiçoar a representação numérica do enrolamento principalmente na banda de frequência entre 350 e 900 Hz.
- Investigar o efeito dos modelos flexíveis do eixo, do rotor, da biela, do pistão, do cabeçote, das molas, dos filtros e da carcaça, visando a melhoria de representatividade a partir dos resultados do compressor em operação.
- Examinar os benefícios vibroacústicos provenientes das modificações de material e de geometria do conjunto bloco e estator.
- Fazer um estudo das incertezas envolvidas nas respostas do modelo do conjunto bloco e estator, e demais componentes.

REFERÊNCIAS

AK STEEL. Slection of electrical steels for magnetic cores. Product data bulletin, 2015. Disponivel em:<http://www.aksteel.com/pdf/market_s_products/electrical/mag_cores_data_bulletin.pdf>. Acesso em: 20 dezembro 2015.

ALLEMANG, R. J.; BROWN, D. L. **A correlation coefficient for modal vector analysis**. Proceedings of the 1st International Modal Analysis Conference. Orlando: [s.n.]. 1982. p. 110-116.

APERAM. Electrical steels: grain oriented (GO) and grain non-oriented (NGO). Product data bulletin, 2015. Disponivel em: <<http://brasil.aperam.com/wp-content/uploads/2015/11/Electrical-Steels-Grain-Oriented-GO-and-Non-Oriented-NGO.pdf>>. Acesso em: 21 dezembro 2015.

ASTM A677. **Standard Specification for Nonoriented Electrical Steel Fully Processed Types**. ASTM International. West Conshohocken. 2012. (DOI:10.1520/A0677-12).

BENDSOE, M. P.; SIGMUND, O. **Topology optimization - theory, methods and applications**. 2. ed. [S.l.]: Springer, 2003.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 10. ed. [S.l.]: Mcgraw Hill, 2016. ISBN 9788580555547.

CAI, W.; PILLAY, P.; TANG, Z. Impact of stator windings and end-bells on resonant frequencies and mode shapes of switched reluctance motors. **Institute of Electrical and Electronics Engineers - IEEE**, Seattle, 25 April 2002.

CAMPOS, M. F. D.; TEIXEIRA, J. C.; LANDGRAF, F. J. G. The optimum grain size for minimizing energy losses in iron. **Journal of Magnetism and Magnetic Materials**, 2006. 94-99.

CARMO, M. G. V. D. **Fluxo de energia vibratória do conjunto moto-compressor para a carcaça de um compressor hermético através das**

molas de suspensão. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina. ed. Florianópolis: [s.n.], 2001.

COGENT. Electrical steel non oriented fully processed. Product data bulletin, 2015. Disponível em:<<http://perso.uclouvain.be/ernest.matagne/ELEC2311/T2006/NOFP.pdf>>. Acesso em: 20 dezembro 2015.

COUTO, P. R. C. **Análise de mancais radiais hidrodinâmicos com aplicação em compressores herméticos de refrigeração.** Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina. ed. Florianópolis: [s.n.], 2006.

CRAIG, R. R.; BAMPTON, M. D. D. Coupling of substructures for dynamic analysis. **AIAA Journal**, 1968. 1313-1319.

DASCOTTE, J.; STROBBE, J. **Updating finite element models using FRF correlation functions.** Proceedings of the 17th International Modal Analysis Conference. Kissimmee: [s.n.]. 1999. p. 1169-1174.

DIESEL, F. N. **Fluxo de energia sonora do conjunto interno moto-compressor para carcaça de compressores herméticos através da cavidade.** Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina. ed. Florianópolis: [s.n.], 2000.

DIESEL, F. N.; LENZI, A. **Fluxo de energia do conjunto moto-compressor para a carcaça através da cavidade de um compressor hermético.** XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica. Águas de Lindóia: [s.n.]. 1999.

DIMITRIADIS, G.; VIO, G. A. Demonstrating the identification of nonlinear vibrating systems to undergraduate students. **International Journal of Mechanical Engineering Education**, 2006. 336-360.

DOI, R. M. **Validação de um modelo de conjunto para predição e análise vibroacústica de um compressor hermético.** Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina. ed. Florianópolis: [s.n.], 2011.

DUPONT, J. -B.; BOUVET, P.; HMBERT, L. Vibroacoustic simulation of an electric motor: methodology and focus on the structural FEM

representativity. **Institute of Electrical and Electronics Engineers - IEEE**, 2012.

FONTANELA, F. et al. Development of a stochastic dynamical model for hermetic compressor's components with experimental investigation. **Mechanical Systems and Signal Processing**, 12 January 2016.

FRANCK, D.; GIET, M. V. D.; HAMEYER, K. Simulation of acoustic radiation of an AC servo drive. **The international journal for computation and mathematics in electrical and electronic engineering**, 2010. 1060-1069.

FRISWELL, M. I. **The adjustment of structural parameters using a minimum variance estimator**. Mechanical Systems and Signal Processing. [S.l.]: [s.n.]. 1989. p. 143-155.

FRISWELL, M. I.; MOTTERSHEAD, J. E. **Finite element model updating in structural dynamics**. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers Incorporates, 1995.

FULCO, É. R. **Esforços dinâmicos transmitidos do conjunto eixo-Rotor flexível ao bLoco de compressores herméticos**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina. ed. Florianópolis: [s.n.], 2008.

FULCO, É. R. **Modelos do comportamento dinâmico e vibroacústico de compressores herméticos**. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina. ed. Florianópolis: [s.n.], 2014.

GIRGIS, R. S.; VERMA, S. P. Resonant frequencies and vibration behavior of stators of electrical machines as affected by teeth, windings, frame and laminations. **Institute of Electrical and Electronics Engineers - IEEE**, Los Angeles, 26 May 1978.

GOMES, L. K. C. R. **Análise dinâmica do estator de um motor elétrico**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina. ed. Florianópolis: [s.n.], 2014.

GUESSER, W. L. et al. Avaliação da qualidade metalúrgica em ferros fundidos nodulares e cinzentos. **15º Congresso de Fundição - CONAF**, Janeiro 2011.

HENSE, A. **Análise do ruído de um refrigerador excitado pelo condensador**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina. ed. Florianópolis: [s.n.], 2015.

HERTING, D. N. A general purpose, multi-stage, component modal synthesis method. **Finite elements in analysis and design**, 1985. 153-164.

ISO 4762. **Hexagon socket head cap screws**. International Organization for Standardization. [S.l.]. 2004.

ISO 7090. **Plain washers, chamfered**. International Organization for Standardization. [S.l.]. 2000.

ISO 898-1. **Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel -- Part 1: Bolts, screws and studs with specified property classes - Coarse thread and fine pitch thread**. International Organization for Standardization. [S.l.]. 2013.

KALAMKAROV, A. L.; ANDRIANOV, I. V.; DANISHEVSKYY, V. V. Asymptotic homogenization of composite materials and structures. **American Society of Mechanical Engineers**, n. 3, p. 20, March 2009.

LANFRANCHI, V.; AIT-HAMMOUDA, A.; FRIEDRICH, G. Vibratory and acoustic behavior of induction traction motors, machine design improvement. **Institute of Electrical and Electronics Engineers - IEEE**, 2006. 843-848.

LARSSON, P. O.; SAS, P. **Model updating based on forced vibration testing using numerically stable formulations**. Proceedings of the 10th International Modal Analysis Conference. San Diego: [s.n.]. 1992.

LENZI NETO, L. **Modelo vibroacústico simplificado de um compressor scroll**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina. ed. Florianópolis: [s.n.], 2013.

LIN, R. M.; EWINS, D. J. **Model updating using FRF data**. Proceedings of the 13th International Seminar on Modal Analysis. Leuven: [s.n.], 1990.

LINK, M. Updating analytical models by using local and global parameters and relaxed optimisation requirements. **Mechanical Systems and Signal Processing**, 1998. 7-22.

MARTINEZ, D. R. et al. Combined experimental/analytical modeling using component mode synthesis. **AIAA**, 1984. 140-152.

MILLITHALER, P. **Dynamic behaviour of electric machine stators: modelling guidelines for efficient finite-element simulations and design specifications for noise reduction**. Thesis (PhD) - l'Université de Franche-Comté. ed. Besançon: [s.n.], 2015.

MILLITHALER, P. et al. Structural dynamics of electric machine stators: Modelling guidelines and identification of three-dimensional equivalent material properties for multi-layered orthotropic laminates. **Journal of Sound and Vibration**, 21 July 2015. 185-205.

MYRRIA NETO, G. **Análise da contribuição das forças magnéticas durante o comportamento vibroacústico do compressor alternativo**. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina. ed. Florianópolis: [s.n.], 2015.

NARDELLI, F. H. **Aplicação de tubos microperfurados em filtros acústicos tipo câmara de expansão**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina. ed. Florianópolis: [s.n.], 2016.

NAU, S. L. **Análise da influência da excentricidade do rotor sobre o ruído acústico de origem magnética gerado por motores de indução trifásicos**. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina. ed. Florianópolis: [s.n.], 2007.

NESSLER, G. L.; DEEL, J. C. Excitation control for consistent modal parameters when testing nonlinear structures. **Society Automotive Engineers**, 2003.

NETO, G. M. **Análise da contribuição das forças magnéticas durante o comportamento vibroacústico do compressor alternativo**. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina. ed. Florianópolis: [s.n.], 2015.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 2. ed. Porto Alegre: Bookman, 2004. ISBN 978-85-363-0273-7.

PETTYT, M. **Introduction to finite element vibration analysis**. 2. ed. New York: Cambridge, 2010.

PICOD, C. et al. Influence of stator geometry upon vibratory behaviour and electromagnetic performances of switched reluctance motors. **Institute of Electrical and Electronics Engineers - IEEE**, 1998. 462-468.

PIERSOL, A. G.; PAEZ, T. L. **Harris' shock and vibration handbook**. 6. ed. [S.l.]: McGraw-Hill, 2010.

POPOV, E. P. **Introdução à mecânica dos sólidos**. 1. ed. [S.l.]: Blucher, 1978. ISBN 9788521200949.

PORTO, L. L. R. **Simulação numérica da vibração e dos esforços dinâmicos transmitidos por compressores recíprocos**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina. ed. Florianópolis: [s.n.], 2010.

REZENDE, J. E. **Evolução da microestrutura e textura com a temperatura de acabamento de um aço GNO com 1,3%Si**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Ouro Preto. ed. Ouro Preto: [s.n.], 2003.

RODRIGUES, R. S. **Análise dos esforços dinâmicos transmitidos pelo eixo e pistão ao bloco de compressores herméticos**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina. ed. Florianópolis: [s.n.], 2003.

SOUZA, M. R. **Modelo vibroacústico de motores elétricos de ímãs permanentes para lavadoras**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina. ed. Florianópolis: [s.n.], 2014.

SVANBERG, K. The method of moving asymptotes - a new method based on conservative convex separable approximations. **International Journal of Numeric Methods in Engineering**, 24, 1987. 359-373.

TORKFORT. Manual de uso - torquímetro tipo relógio. **Tork Fort**, 2015. Disponível em: <<http://www.torkfort.com.br/wpcontent/uploads/2011/03/manual-tq-relógio.pdf>>. Acesso em: 15 março 2015.

VERMA, S. P.; BALAN, A. Experimental investigations on the stators of electrical machines in relation to vibration and noise problems. **Institute of Electrical and Electronics Engineers - IEEE**, Saskatchewan, 5 September 1998.

VERMA, S. P.; GIRGIS, R. S. Experimental verification of resonant frequencies and vibration behaviour of stators of electrical machines: part 1 - models, experimental procedure and apparatus. **Institute of Electrical and Electronics Engineers - IEEE**, Saskatoon, January 1981. 12-21.

WANG, C.; LAI, J. C. S. Vibration analysis of an induction motor. **Journal of sound and vibration**, Camberra, 28 January 1999. 733-756.

WANG, H. Experimental study of vibration behavior of laminated annular disks. **Acoustical Society of America**, 4 April 2002.

WORDEN, K.; TOMLINSON, G. R. **Nonlinearity in structural dynamics: detection, identification and modelling**. [S.l.]: IOP Publishing, 2001. ISBN 0750303565.

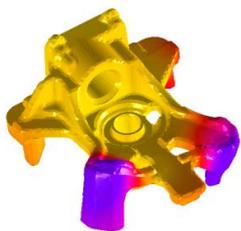
ZANG, C.; GRAFE, H.; IMREGUN, M. Frequency-domain criteria for correlation and updating dynamic finite element models. **Mechanical Systems and Signal Processing**, 2001. 139-155.

APÊNDICES

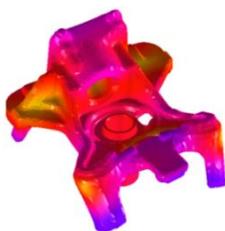
APÊNDICE A – Características dos equipamentos utilizados na análise modal e ensaios de variabilidade experimental do bloco.

Equipamento	Fabricante	Propriedade
Acelerômetro Uniaxial	PCB Piezotronics	Modelo: 352C22 Número de Série: LW156729 Sensibilidade: 1,062 mV/(m/s ²)
Martelo de Impacto	PCB Piezotronics	Sensibilidade: 23,22 mV/N
7 Blocos	Embraco	--
Analisador de Sinais	LMS Siemens	SCADAS Mobile
Software	LMS Siemens	Test.Lab 14A
Notebook	Dell	Processador: Intel Core i7; RAM: 8GB
Suporte	LVA	--

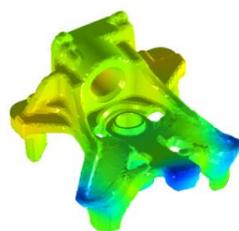
APÊNDICE B – Modos de vibração do bloco para a banda de 0 a 10 kHz: experimentais acima e numéricos abaixo.



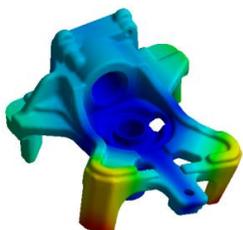
ω^E : 1531,0 Hz



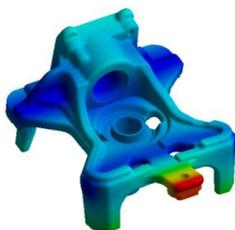
ω^E : 2012,6 Hz



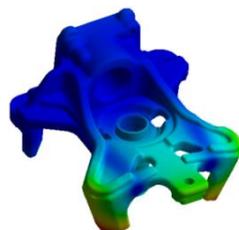
ω^E : 2464,9 Hz



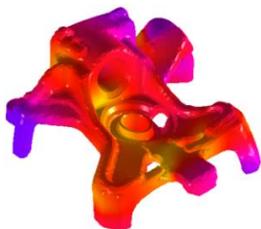
ω^N : 1506,8 Hz



ω^N : 2055,1 Hz



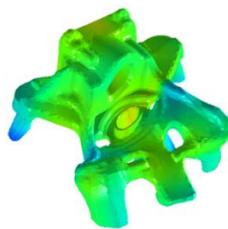
ω^N : 2442,0 Hz



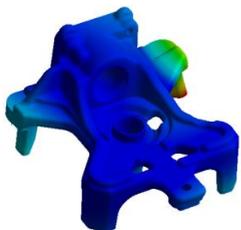
ω^E : 3302,4 Hz



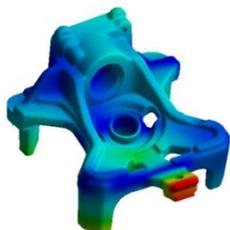
ω^E : 4100,7 Hz



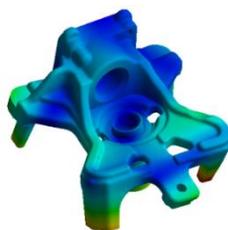
ω^E : 4297,4 Hz



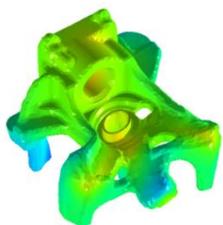
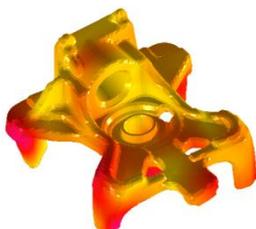
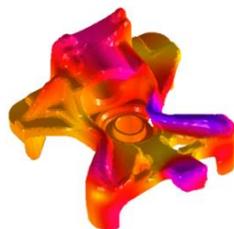
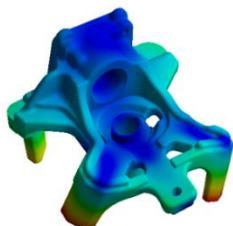
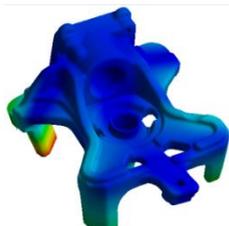
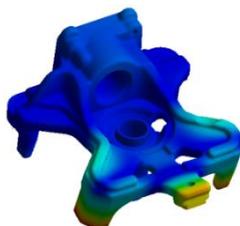
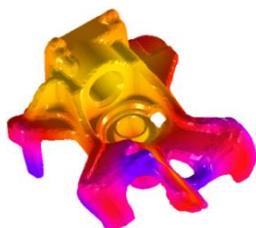
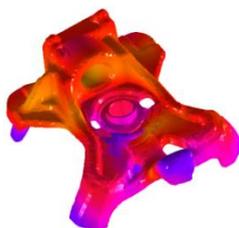
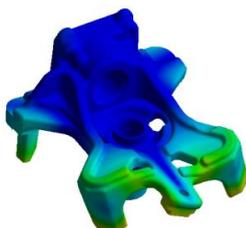
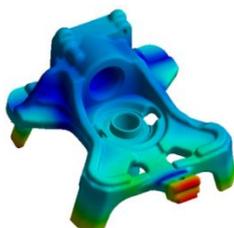
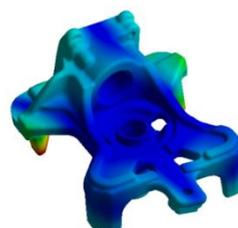
ω^N : 3299,9 Hz

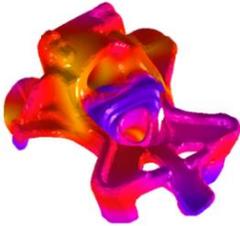


ω^N : 4199,8 Hz

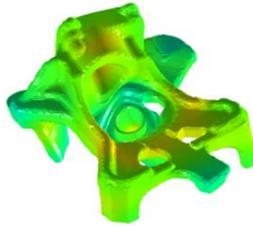


ω^N : 4265,6 Hz

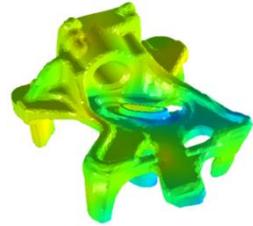
 $\omega^E: 4800,8 \text{ Hz}$  $\omega^E: 5306,4 \text{ Hz}$  $\omega^E: 5410,5 \text{ Hz}$  $\omega^N: 4757,0 \text{ Hz}$  $\omega^N: 5255,9 \text{ Hz}$  $\omega^N: 5340,1 \text{ Hz}$  $\omega^E: 6518,3 \text{ Hz}$  $\omega^E: 6921,1 \text{ Hz}$  $\omega^E: 7448,3 \text{ Hz}$  $\omega^N: 6517,8 \text{ Hz}$  $\omega^N: 6896,6 \text{ Hz}$  $\omega^N: 7336,5 \text{ Hz}$



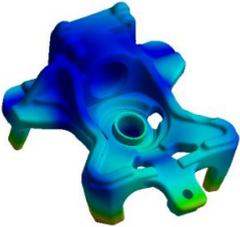
ω^E : 7532,6 Hz



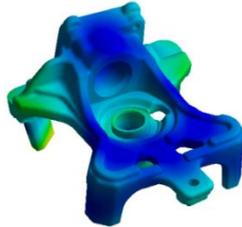
ω^E : 8540,9 Hz



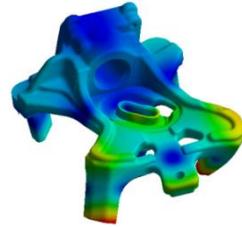
ω^E : 9593,0 Hz



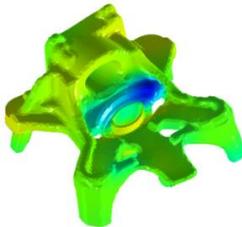
ω^N : 7610,2 Hz



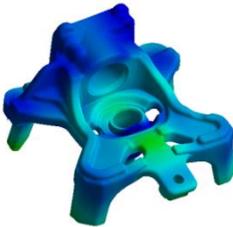
ω^N : 8707,7 Hz



ω^N : 9653,3 Hz



ω^E : 9750,2 Hz



ω^N : 9950,9 Hz

APÊNDICE C – MAC do bloco para a banda de 0 a 10 kHz: a primeira linha e a primeira coluna correspondem aos valores de frequência natural numérico e experimental, respectivamente; o cruzamento revela o grau de correlação entre as formas modais.

Exp. / Num. (Hz)	1506,8	2055,1	2442,0	3299,9	4199,8	4265,6	4757,0	5255,9	5340,1	6517,8	6896,6	7336,5	7610,2	8707,7	9653,3	9950,9
1531,0	0,908	0,001	0,003	0,006	0,009	0,004	0,005	0,007	0,002	0,006	0,000	0,003	0,002	0,007	0,030	0,001
2012,6	0,000	0,782	0,002	0,000	0,000	0,004	0,000	0,003	0,018	0,000	0,008	0,001	0,020	0,000	0,001	0,002
2464,9	0,001	0,012	0,730	0,001	0,006	0,004	0,000	0,001	0,020	0,001	0,039	0,005	0,080	0,000	0,001	0,016
3302,4	0,081	0,010	0,000	0,608	0,001	0,037	0,003	0,002	0,007	0,000	0,010	0,055	0,003	0,047	0,003	0,000
4100,7	0,004	0,000	0,002	0,003	0,757	0,131	0,000	0,001	0,025	0,001	0,000	0,000	0,007	0,003	0,007	0,001
4297,4	0,000	0,006	0,001	0,010	0,029	0,699	0,015	0,045	0,009	0,061	0,002	0,007	0,004	0,015	0,000	0,001
4800,8	0,004	0,000	0,001	0,001	0,000	0,000	0,774	0,000	0,000	0,001	0,000	0,002	0,001	0,063	0,000	0,001
5306,4	0,005	0,007	0,001	0,001	0,023	0,005	0,043	0,510	0,073	0,003	0,002	0,007	0,003	0,150	0,083	0,002
5410,6	0,000	0,056	0,001	0,002	0,001	0,000	0,002	0,049	0,325	0,000	0,035	0,001	0,001	0,000	0,000	0,027
6518,4	0,002	0,000	0,001	0,000	0,009	0,011	0,018	0,004	0,000	0,741	0,010	0,009	0,002	0,024	0,002	0,000
6921,1	0,000	0,021	0,001	0,002	0,003	0,003	0,000	0,000	0,029	0,006	0,794	0,005	0,063	0,008	0,000	0,028
7448,3	0,005	0,001	0,000	0,001	0,007	0,006	0,000	0,003	0,003	0,000	0,016	0,571	0,015	0,009	0,004	0,018
7532,6	0,000	0,003	0,003	0,004	0,000	0,009	0,003	0,002	0,001	0,000	0,026	0,005	0,661	0,003	0,000	0,008
8540,9	0,011	0,000	0,000	0,004	0,003	0,000	0,005	0,004	0,000	0,000	0,001	0,002	0,000	0,767	0,113	0,003
9593,0	0,031	0,000	0,000	0,000	0,016	0,005	0,006	0,002	0,002	0,000	0,008	0,000	0,024	0,000	0,473	0,049
9750,2	0,002	0,001	0,024	0,009	0,001	0,000	0,002	0,001	0,002	0,000	0,000	0,000	0,011	0,000	0,023	0,797

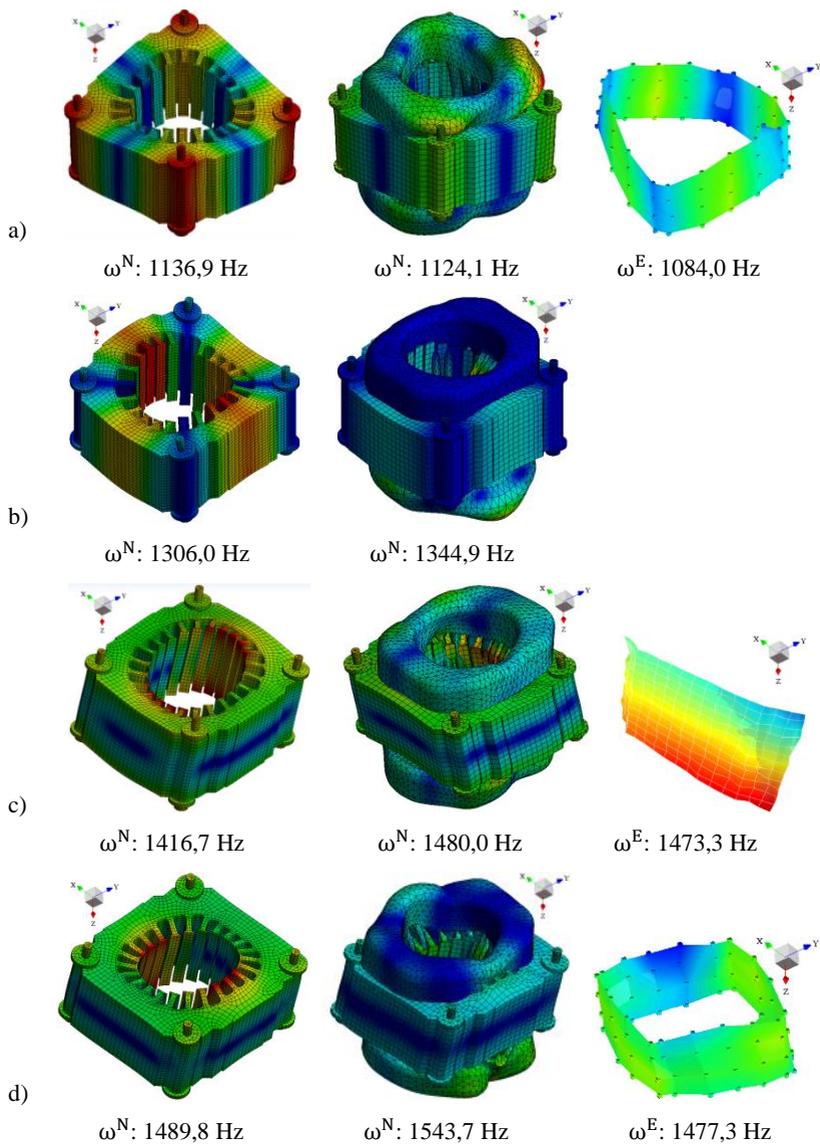
APÊNDICE D – Características dos equipamentos utilizados na análise modal e ensaios de variabilidade experimental do estator.

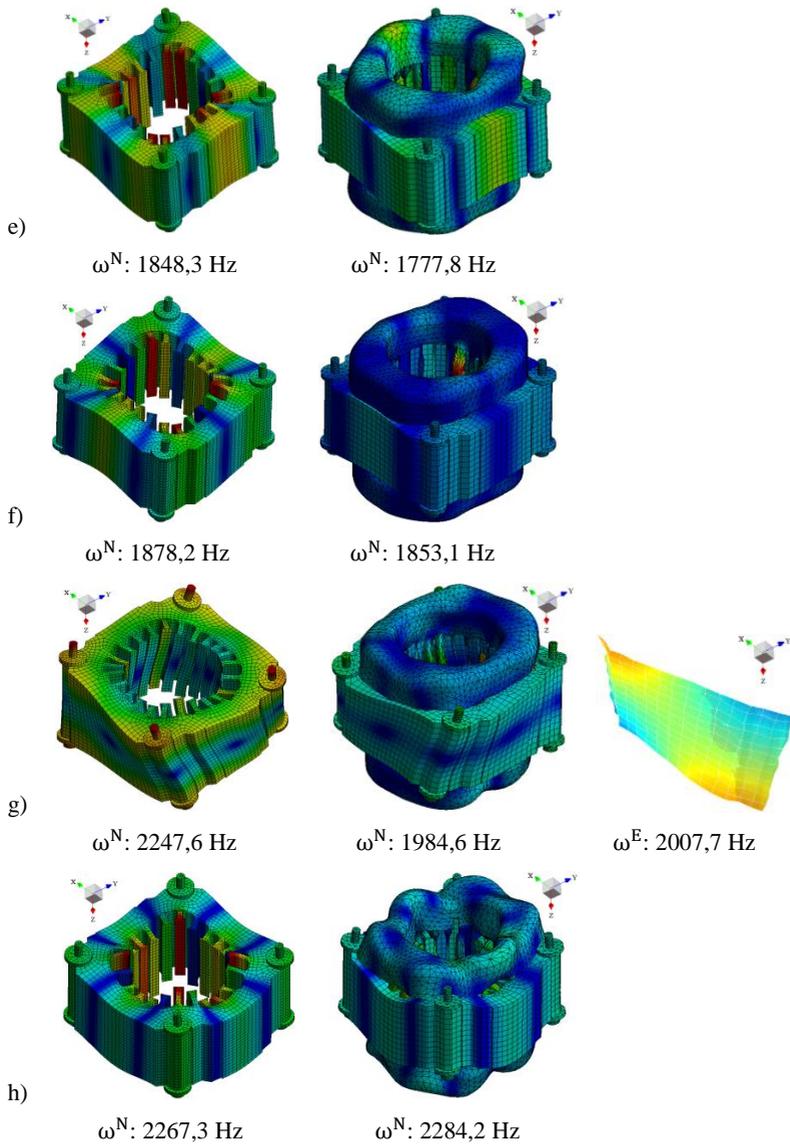
Equipamento	Fabricante	Propriedade
Acelerômetro Triaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4525-B Número de Série: 50876 Sensibilidade [mV/(m/s ²): 1,014[X]; 1,015[Y]; 0,9753[Z]
Acelerômetro Triaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4525-B Número de Série: 50877 Sensibilidade [mV/(m/s ²): 1,059[X]; 1,030[Y]; 1,040[Z]
Acelerômetro Triaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4525-B Número de Série: 51052 Sensibilidade [mV/(m/s ²): 1,009[X]; 1,079[Y]; 1,039[Z]
Acelerômetro Triaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4525-B Número de Série: 51057 Sensibilidade [mV/(m/s ²): 1,045[X]; 1,037[Y]; 0,9559[Z]
Acelerômetro Triaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4535-B Número de Série: 30675 Sensibilidade [mV/(m/s ²): 1,029[X]; 1,023[Y]; 0,9718[Z]
Acelerômetro Triaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4535-B Número de Série: 30685 Sensibilidade [mV/(m/s ²): 1,004[X]; 1,013[Y]; 1,013[Z]

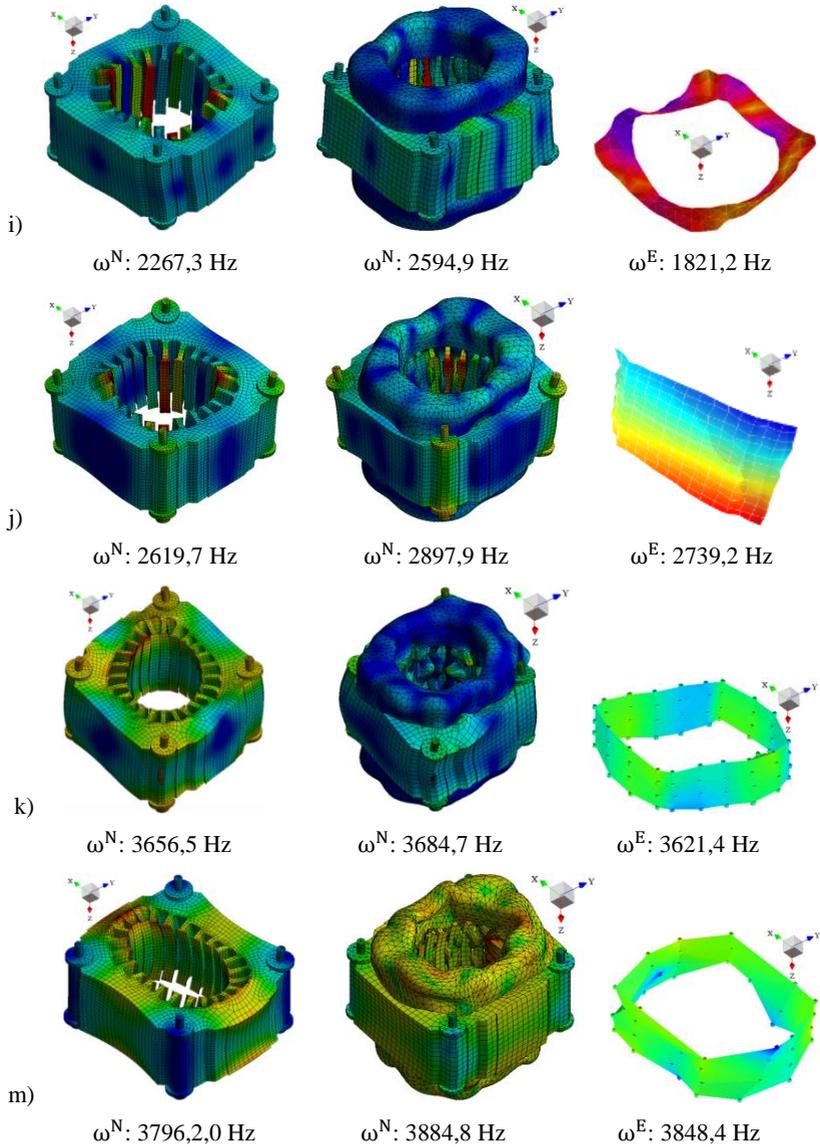
Acelerômetro Triaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4535-B Número de Série: 30767 Sensibilidade [mV/(m/s ²): 0,9696[X]; 0,9833[Y]; 0,9678[Z]
Célula de Carga	PCB Piezotronics	Modelo: 208C02 Número de Série: LW34733 Sensibilidade: 11241 mV/N ±15% Faixa de medição (Tensão e Compressão): 0 - 0.448 kN Limite de Frequência Superior: 36000 Hz
Amplificador de Sinal	Brüel & Kjær	Tipo: 2718 Número de Série: 026715
Analizador de Sinais	LMS Siemens	SCADAS Mobile
Software	LMS Siemens	Test.Lab 14A
Shaker	Brüel & Kjær	Tipo: 4809 Número de Série: 2582800 Faixa de Frequência: 0 - 20000 Hz Limite de Ganho: 5 A
Stinger	LVA	Comprimento: 8 mm
Notebook	Dell	Processador: Intel Core i7; RAM: 8GB
Torquímetro	Tork	Tipo: Relógio com ponteiro de arraste Exatidão: ±4% 0 a 14 kgf.m (Subdivisão: 0,2 kgf.m)
Suporte	LVA	--
7 Estatores	Embraco	--
Martelo de Impacto	PCB Piezotronics	Sensibilidade: 23,22 mV/N
Acelerômetro Uniaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4517 Número de Série: 55878

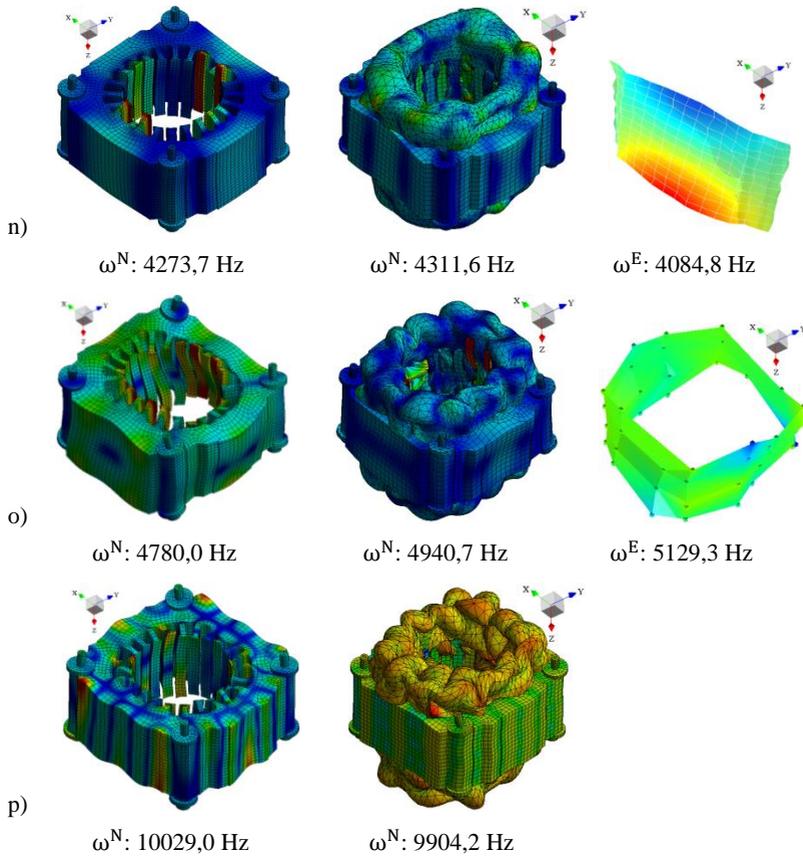
		Sensibilidade: 1,006 mV/ms ⁻²
7 Lâminas	Embraco	Espessura: 0,5 mm; Material: E230C4
Vibrômetro a <i>Laser</i>	Polytec	Modelo: PCV-500

APÊNDICE E – Modos de vibração do estator, experimentais e numéricos.









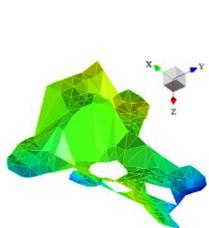
APÊNDICE F – Características dos equipamentos utilizados na análise modal, ensaios de variabilidade experimental e de não linearidades do conjunto bloco e estator.

Equipamento	Fabricante	Propriedade
Acelerômetro Triaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4525-B Número de Série: 50876 Sensibilidade [mV/(m/s ²): 1,006[X-]; 1,015[Y-]; 0,9753[Z-]
Acelerômetro Triaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4525-B Número de Série: 50877 Sensibilidade [mV/(m/s ²): 1,059[X-]; 1,030[Y-]; 1,040[Z-]
Acelerômetro Triaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4525-B Número de Série: 50832 Sensibilidade [mV/(m/s ²): 1,034[X-]; 1,107[Y-]; 1,018[Z-]
Acelerômetro Triaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4525-B Número de Série: 51052 Sensibilidade [mV/(m/s ²): 1.009[X-]; 1.079[Y-]; 1.039[Z-]
Acelerômetro Triaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4525-B Número de Série: 51057 Sensibilidade [mV/(m/s ²): 1,045[X-]; 1,037[Y-]; 0,9559[Z-]
Acelerômetro Triaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4520 Número de Série: 51070 Sensibilidade [mV/(m/s ²): 1,066[X-];

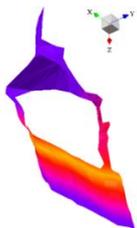
		1,053[Y-]; 1,121[Z-]
Acelerômetro Uniaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4517 Número de Série: 55879 Sensibilidade: 1,095 mV/(m/s ²)
Acelerômetro Uniaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4517 Número de Série: 55880 Sensibilidade: 1,094 mV/(m/s ²)
Acelerômetro Uniaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4519-003 Número de Série: 53609 Sensibilidade: 10,20 mV/(m/s ²)
Acelerômetro Uniaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4517 Número de Série: 55876 Sensibilidade: 1,062 mV/(m/s ²)
Célula de Carga	PCB Piezoelectronics	Modelo: 208C02 Número de Série: LW34733 Sensibilidade: 11241 mV/N ±15% Faixa de medição (Tensão e Compressão): 0 – 0,448 kN Limite de Frequência Superior: 36000 Hz
Analizador de Sinais	LMS	SCADAS Mobile
Software	LMS Siemens	Test.Lab 14A
1 Bloco / 7 Estatores	Embraco	--
Shaker	Brüel & Kjær	Tipo: 4809 Número de Série: 2582800 Faixa de Frequência: 0 - 20000 Hz Limite de Ganho: 5 A
Stinger	LVA	Comprimento: 8 mm

Notebook	Dell	Processador: Intel Core i7, RAM: 8GB
Torquímetro	Tork	Tipo: Relógio com ponteiro de arraste Exatidão: $\pm 4\%$ 0 a 14 kgf.m (Subdivisão: 0,2 kgf.m)
Suporte	LVA	--

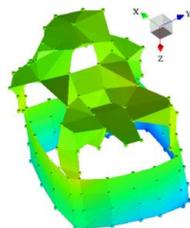
APÊNDICE G – Modos de vibração do conjunto bloco e estator, experimentais e numéricos.



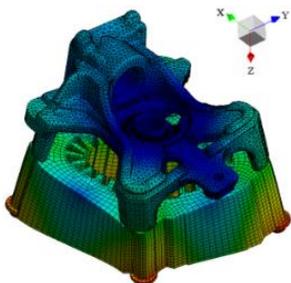
ω^E : 718,1 Hz



ω^E : 1124,9 Hz

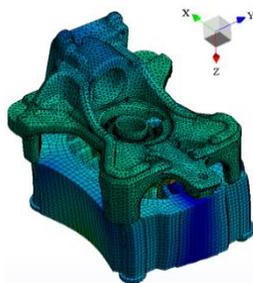


ω^E : 965,5 Hz



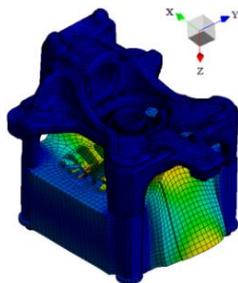
ω^N : 580,1 Hz

a)



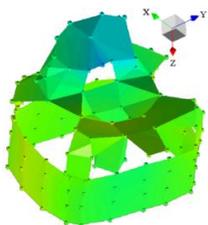
ω^N : 1095,6 Hz

b)

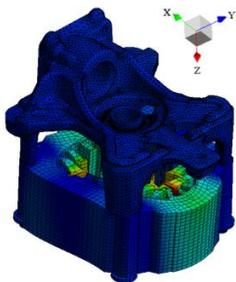


ω^N : 1274,4 Hz

c)



ω^E : 1078,3 Hz

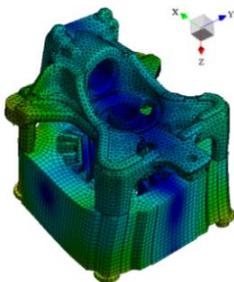


ω^N : 1189,3 Hz

d)



ω^E : 1477,3 Hz

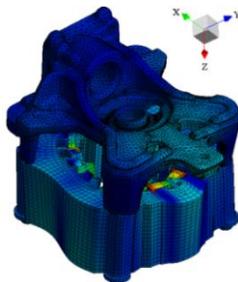


ω^N : 1562,5 Hz

e)

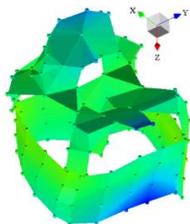


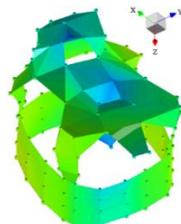
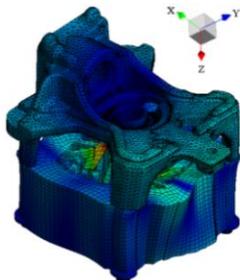
ω^E : 2178,0 Hz



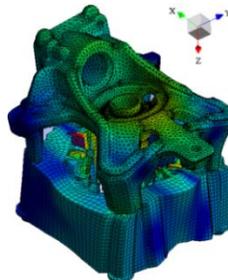
ω^N : 2118,5 Hz

f)


 $\omega^E: 1854,4 \text{ Hz}$

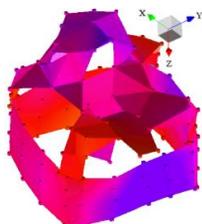
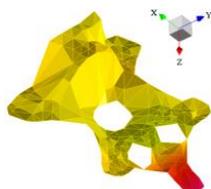
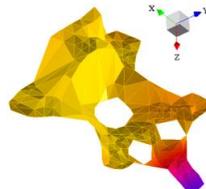
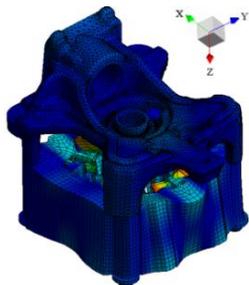
 $\omega^E: 2417,1 \text{ Hz}$

 $\omega^E: 2872,3 \text{ Hz}$

 $\omega^N: 2383,2 \text{ Hz}$

g)

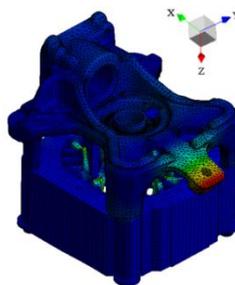

 $\omega^N: 2670,9 \text{ Hz}$

i)

h)

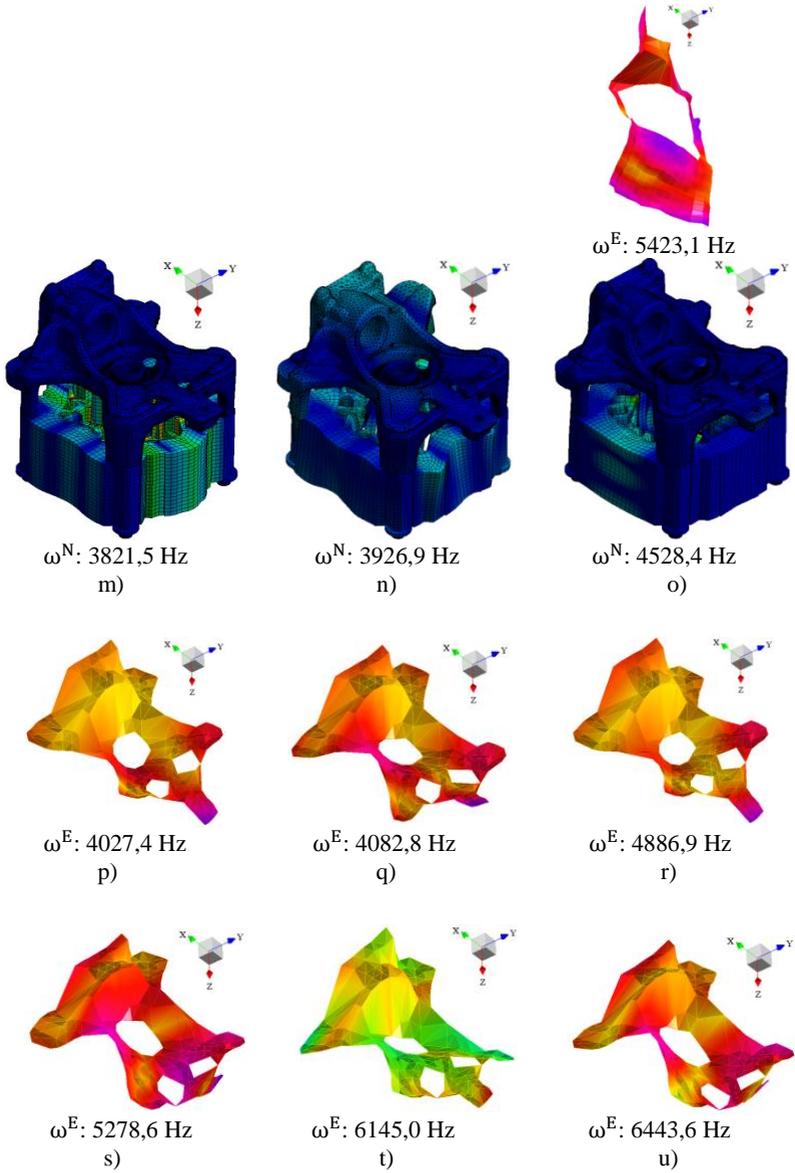

 $\omega^E: 3186,9 \text{ Hz}$

 $\omega^E: 3185,0 \text{ Hz}$

 $\omega^E: 3262,2 \text{ Hz}$

 $\omega^N: 3072,4 \text{ Hz}$

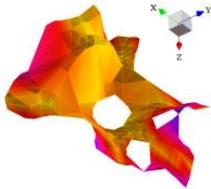
j)


 $\omega^N: 3157,7 \text{ Hz}$

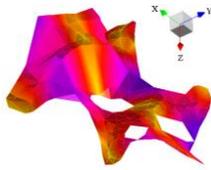
l)

k)

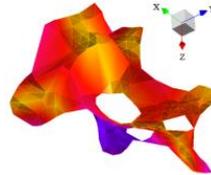


 $\omega^E: 6822,7 \text{ Hz}$

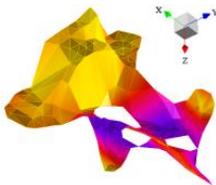
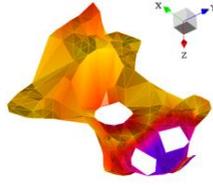
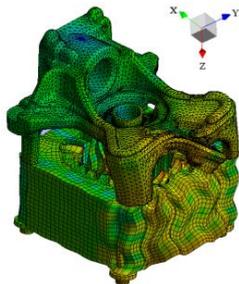
v)

 $\omega^E: 7160,0 \text{ Hz}$

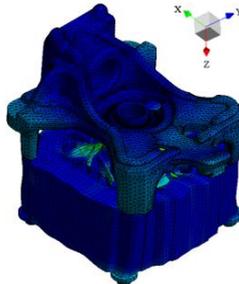
x)

 $\omega^E: 7674,9 \text{ Hz}$

y)

 $\omega^E: 8487,2 \text{ Hz}$  $\omega^E: 9144,4 \text{ Hz}$  $\omega^N: 8336,0 \text{ Hz}$

z)

 $\omega^N: 8899,0 \text{ Hz}$

a2)

APÊNDICE H – Características dos equipamentos empregados na análise vibratória operacional do conjunto bloco e estator.

Equipamento	Fabricante	Propriedade
Tacômetro	Monarch Instruments	Modelo: Pocket Laser Tach 200 Número de Série: 1856574 Range: 0 - 200000 rpm Erro a 3600 rpm: 0,05 rpm
Acelerômetro Triaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4525-B Número de Série: 50876 Sensibilidade [mV/(m/s ²): 1,006[X]; 1,015[Y]; 0,9753[Z]
Acelerômetro Triaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4525-B Número de Série: 50877 Sensibilidade [mV/(m/s ²): 1,059[X]; 1,030[Y]; 1,040[Z]
Acelerômetro Triaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4525-B Número de Série: 50832 Sensibilidade [mV/(m/s ²): 1,034[X]; 1,107[Y]; 1,018[Z]
Acelerômetro Triaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4525-B Número de Série: 51052 Sensibilidade [mV/(m/s ²): 1,009[X]; 1,079[Y]; 1,039[Z]
Acelerômetro Triaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4525-B Número de Série: 51057 Sensibilidade [mV/(m/s ²): 1,045[X]; 1,037[Y]; 0,9559[Z]

Acelerômetro Triaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4520 Número de Série: 51070 Sensibilidade [mV/(m/s ²): 1,066[X]; 1,053[Y]; 1.121[Z]
Acelerômetro Uniaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4517 Número de Série: 55879 Sensibilidade: 1,095 mV/(m/s ²)
Acelerômetro Uniaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4517 Número de Série: 55880 Sensibilidade: 1,094 mV/(m/s ²)
Acelerômetro Uniaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4519-003 Número de Série: 53609 Sensibilidade: 10,20 mV/(m/s ²)
Acelerômetro Uniaxial	Brüel & Kjær	Tipo: 4517 Número de Série: 55876 Sensibilidade: 1,062 mV/(m/s ²)
Analizador de Sinais	LMS Siemens	SCADAS Mobile
Software	LMS Siemens	Test.Lab 14A
Painel de Controle	LVA	
Compressor	Embraco	EM2Z 60HLT
Notebook	Dell	Processador: Intel Core i7; RAM: 8GB
Torquímetro	Tork	Tipo: Relógio com ponteiro de arraste Exatidão: ±4% 0 a 14 kgf.m (Subdivisão: 0,2 kgf.m)
Caixa de Teste	Embraco	Dimensões: 23x28x13 cm