

Jacson Gil Vargas

**ANÁLISE DAS FONTES DE RUÍDO EM UMA  
LAVADORA DE ROUPA**

Dissertação submetida ao  
Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Mecânica da Universidade  
Federal de Santa Catarina para a  
obtenção do Grau de Mestre em  
Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Arcanjo  
Lenzi, PhD.

Florianópolis  
2017

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

Vargas, Jacson Gil  
ANÁLISE DAS FONTES DE RUÍDO EM UMA LAVADORA DE  
ROUPA / Jacson Gil Vargas ; orientador, Arcanjo  
Lenzi, 2017.  
168 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de  
Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós  
Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2017.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Fontes de ruído de uma  
lavadora de roupa. 3. Análises vibroacústicas. 4.  
Modelos numéricos. 5. Motor elétrico. I. Lenzi,  
Arcanjo. II. Universidade Federal de Santa  
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia  
Mecânica. III. Título.

Jacson Gil Vargas

**ANÁLISE DAS FONTES DE RUÍDO EM UMA  
LAVADORA DE ROUPA**

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

Florianópolis, 01 de agosto de 2017.

---

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

---

Prof. Arcanjo Lenzi, *PhD* – Orientador  
Universidade Federal de Santa Catarina

**Banca Examinadora:**

---

Prof. Arcanjo Lenzi, *PhD* – Orientador  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

José Carlos Pereira, *Dr.*  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Júlio Apolinário Cordioli, *Dr.*  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Ricardo Mikio Doi, Dr.  
Whirlpool SA – Unidade Embraco

Dedico este trabalho à minha família,  
à minha namorada e ao meu padrinho  
Jair Antônio Vargas (*in memoriam*).



## AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, por ter me dado a vida e por ter guiado nas escolhas que fiz ao longo dela. Aos meus pais, irmã e à minha família que sempre me apoiaram ao longo destes anos, repassando ensinamentos fundamentais que ajudaram a moldar o meu caráter e a vencer os obstáculos do destino. À minha namorada por ser uma pessoa maravilhosa que sempre me ajudou e esteve ao meu lado, paciente, companheira, me ajudando a vencer nosso relacionamento à distância.

Um agradecimento especial é direcionado ao grande mestre e amigo Professor Arcanjo Lenzi, por todo o seu apoio, paciência, conhecimento, pela orientação deste trabalho e por ser um grande amigo na minha vida. Muito obrigado Chefe!!! Ao parceiro de trabalho e amigo Olavo Silva, agradeço pelas inúmeras conversas, ajudas e pelo apoio dado na execução deste trabalho. À empresa Whirlpool S.A e aos engenheiros do grupo de P&D em motores elétricos agradeço pelo suporte dado à pesquisa. Agradeço aos alunos bolsistas Jhonathan Razzini e Nicolas Bianchi Schmitz pela contribuição dada nas centenas de horas dispendidas nas atividades experimentais.

Aos colegas do LVA e da UFSC com os quais dividi muitas horas de trabalho e estudo meu sincero obrigado. Para não ser injusto com alguém, agradeço, de maneira geral, a todas as pessoas que de uma forma direta ou indireta contribuíram para que fosse possível realizar este trabalho.

Ao Brasil e a todos os brasileiros que contribuíram e contribuem no desenvolvimento da educação mediante o pagamento de impostos, muito obrigado, afinal eu não teria chegado até aqui sem a colaboração de todos. Dentro dos meus limites tentei aproveitar ao máximo a oportunidade recebida e espero um dia retribuir ao meu país com os frutos do meu trabalho.



*“Nunca, jamais desanimeis,  
embora venham ventos contrários”.*  
(Santa Paulina)



## RESUMO

Máquinas de lavar roupas são eletrodomésticos que vibram e emitem ruído durante seu funcionamento. Em geral, a principal fonte de ruído de uma máquina de lavar é o motor elétrico que a aciona e os maiores níveis de ruído são verificados no processo de centrifugação. Este trabalho foi desenvolvido com o objetivo de caracterizar as fontes de ruído de uma máquina de lavar e desenvolver um modelo vibroacústico em Elementos Finitos do motor *Brushless Permanent Magnets Direct Drive* que aciona a máquina estudada. Basicamente, este trabalho foi dividido em duas fases. Na primeira fase desenvolveu-se um estudo de caracterização das principais fontes de ruído da máquina por meio de experimentos acústicos. Com base na análise dos resultados obtidos corroborou-se que o motor elétrico é a principal fonte de ruído da máquina e que reduções significativas no nível de ruído radiado foram observadas melhorando-se o isolamento acústico do gabinete da máquina. A segunda fase consistiu em desenvolver e validar experimentalmente os modelos numéricos estruturais dos principais componentes do motor estudado: o rotor e o estator. Os componentes do motor foram modelados segundo o Método dos Elementos Finitos e a validação experimental teve como base os resultados obtidos de análises modais experimentais desenvolvidas nestes componentes. Os modelos estruturais foram resolvidos considerando os esforços do carregamento magnético do motor e, ao final, determinou-se o nível de potência sonora radiado pelo motor com o auxílio de um modelo acústico em Elementos Finitos.

**Palavras-chave:** Vibroacústica; Máquina de lavar roupas; Motor Elétrico.



## ABSTRACT

Washing machines are appliances that vibrate and emit noise during operation. In general, the main source of noise of a washing machine is the electric motor that drives it and the highest noise levels are checked in the spinning process. This work was developed with the purpose of characterizing the largest sources of noise of a washing machine and to develop a vibro-acoustic model in Finite Elements of the Brushless Permanent Magnets Direct Drive motor that drives the studied machine. Basically, this work was divided in two phases. In the first phase, a study was carried out to characterize the main sources of noise of a washing machine by acoustic experiments. Based on the analysis of the results obtained it was corroborated that the electric motor is the main source of noise of the machine and that significant reductions in the level of radiated noise were observed improving the acoustic insulation of the machine cabinet. The second phase consisted in the development and experimental validation of the structural numerical models in Finite Elements of the main components of the engine studied: the rotor and the stator. The engine components were modeled according to the Finite Element Method and the experimental validation was based on experimental modal analysis developed in these components. The structural models were solved, considering the efforts of the magnetic load of the motor and at the end the level of sound power radiated by the motor through an acoustic model in finite elements was determined.

**Keywords:** Vibro-acoustic; Washing Machine; Electric Motor.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Exemplos de máquinas de lavar vertical (a) e horizontal (b).....	2
Figura 1.2 – Acionamentos de máquina de lavar: direto (a) e indireto (b).....	3
Figura 1.3 – Estator (a) e rotor (b) motor DD em estudo. ....	4
Figura 2.1 – Uma corrente elétrica provoca um campo magnético. ....	14
Figura 2.2 – Exemplo de uma bobina com núcleo ferromagnético. ....	15
Figura 2.3 – Confinamento das linhas de fluxo magnético. ....	15
Figura 2.4 – Formas de onda das correntes de alimentação de um motor CA. .	17
Figura 2.5 – Esquemas de motores BPM de rotor externo. ....	19
Figura 2.6 – Esquema do laço de fluxo magnético. ....	21
Figura 2.7 – Esboço das superfícies de integração das forças radial e tangencial nos ímãs do rotor (contorno em azul) e dentes do estator (contorno em vermelho). ....	22
Figura 2.8 – Diagrama de Ordem do Nível de Pressão Sonora do motor em função da velocidade Rotacional. ....	33
Figura 2.9 – Diagrama de Campbell do Nível de Potência Sonora do motor em função da velocidade Rotacional. ....	33
Figura 2.10 – Cadeia de medição utilizada na AME de uma viga bia-apoiada. ....	36
Figura 2.11 – Cadeia de medição utilizada na AME de um disco de freio. ....	36
Figura 2.12 – Componentes do rotor. ....	41
Figura 2.13 – Componentes do estator. ....	42
Figura 2.14 – Detalhes dos componentes internos (a) e externos (b) da máquina. ....	42
Figura 3.1 – Bancada de testes dos motores elétricos com estator montado. ....	45
Figura 3.2 – Gabinete modificado (a) e gabinete normal (b). ....	46
Figura 3.3 – Setup experimental do motor montado na bancada de testes. ....	49
Figura 3.4 – SWL global do motor montado na bancada de testes. ....	52
Figura 3.5 – SWL global do motor montado na bancada de testes medidos em dias diferentes. ....	53
Figura 3.6 – SWL global do motor para diferentes faixas de frequência. ....	54
Figura 3.7 – Espectros do SWL do motor em 900RPM, 967RPM e 1020RPM. ....	55
Figura 3.8 – Espectro do SWL do motor em 1558RPM. ....	55
Figura 3.9 – Colormap do SWL do motor elétrico (10dB/divisão). ....	56
Figura 3.10 – SWL do motor em bandas de 1/3 de oitava. ....	58
Figura 3.11 – SWL global das harmônicas eletromagnéticas principais. ....	59
Figura 3.12 – Modelo CAD do rotor normal e das configurações adotadas nos testes de redução da eficiência de radiação. ....	61
Figura 3.13 – Resultados obtidos para o teste de perfuração do rotor. ....	62
Figura 3.14 – SWL radiado pelo motor: rotor normal e configuração 2 de 0Hz a 1500Hz. ....	63
Figura 3.15 – SWL radiado pelo motor: rotor normal e configuração 2 de 1500Hz a 3000Hz. ....	63
Figura 3.16 – Gráfico tipo colormap do SWL do motor com rotor normal. ....	64

Figura 3.17 – Gráfico tipo colormap do SWL do motor com rotor perfurado (configuração 2).....	65
Figura 3.18 – Instalação dos acelerômetros utilizados na medição de vibração da carcaça do estator.....	66
Figura 3.19 – Colormap de vibração medido em um ponto da carcaça do estator. ....	66
Figura 3.20 – Vista em corte do estator com destaque aos anéis de borracha na cor preta. ....	67
Figura 3.21 – Resultados obtidos com a modificação no modo de fixação do estator na bancada de testes. ....	68
Figura 3.22 – Gabinete modificado para os experimentos acústicos. ....	69
Figura 3.23 – Resultados obtidos para o teste com o gabinete modificado totalmente aberto. ....	70
Figura 3.24 – Comparação entre os SWL (1/3 oitava) do motor e do gabinete modificado (10dB/divisão). ....	71
Figura 3.25 – Foto registrada durante a preparação do isolamento do tub para a primeira camada (a) e segunda camada (b).....	72
Figura 3.26 – Resultados obtidos com o isolamento do tub. ....	72
Figura 3.27 – Foto registrada durante a preparação do experimento com o motor isolado por meio da clausura circular fabricada em MDF. ....	73
Figura 3.28 – Resultados obtidos com os testes de isolamento do motor. ....	74
Figura 3.29 – Resultados obtidos para o SWL nos testes realizados com o gabinete modificado em diferentes configurações (10dB/divisão).....	75
Figura 3.30 – Foto registrada durante a preparação do teste com motor e tub isolados.....	76
Figura 3.31 – Resultados obtidos com o isolamento do motor e do tub. ....	76
Figura 3.32 – Resultados obtidos para o SWL nos testes realizados com o gabinete modificado em diferentes configurações (10dB/divisão).....	77
Figura 3.33 – Máquina de lavar montada no gabinete normal. ....	79
Figura 3.34 – SWL global radiado pela máquina, motor e conjunto motor/tub. 80	
Figura 3.35 – Comparação do SWL (bandas de 1/3 de oitava) da máquina com gabinete normal e motor montado na bancada de testes (10dB/divisão). . 80	
Figura 3.36 – Vista isométrica frontal (esquerda) e traseira (direita) da máquina de lavar com aberturas vedadas por fitas e material de absorção. ....	82
Figura 3.37 – Resultados obtidos com a vedação das aberturas do gabinete. ....	82
Figura 3.38 – Resultados obtidos para o SWL da máquina normal, com aberturas e região inferior vedadas (10dB/divisão). ....	83
Figura 3.39 – Comparação do SWL da máquina normal e com a vedação acústica do gabinete melhorada (10dB/divisão). ....	84
Figura 4.1 – Modelo CAD do estator. ....	88
Figura 4.2 – Modelo CAD do rotor. ....	88
Figura 4.3 – Vista explodida do núcleo do estator.....	89
Figura 4.4 – Estator após a primeira etapa da desmontagem consciente para medição das massas. ....	90
Figura 4.5 – Detalhe das ranhuras formadas pelo contato metal-plástico. ....	92

Figura 4.6 – Investigação do contato entre o núcleo do estator e a carcaça. ....	92
Figura 4.7 – Experimento voltado à caracterização das propriedades do material da carcaça.....	93
Figura 4.8 – Comparação experimental e numérica de FRFs obtidas com excitação e resposta na direção axial em pontos próximos. ....	94
Figura 4.9 – Comparação experimental e numérica de FRFs obtidas com excitação e resposta na direção axial em pontos distantes. ....	95
Figura 4.10 – Comparação experimental e numérica de FRFs obtidas com excitação e resposta na direção radial em pontos próximos. ....	95
Figura 4.11 – Comparação experimental e numérica de FRFs obtidas com excitação e resposta na direção radial em pontos distantes. ....	96
Figura 4.12 – Esquema dos pontos de excitação e resposta com suas respectivas direções e sentido.....	96
Figura 4.13 – Comparação experimental e numérica de FRFs obtidas com excitação e resposta na direção radial no centro do pacote de lâminas. ....	97
Figura 4.14 – Malha do modelo em Elementos Finitos do estator.....	98
Figura 4.15 – Vista explodida do back iron do rotor composto de 12 segmentos. ....	99
Figura 4.16 – Foto registrada durante o teste de resposta impulsiva do segmento back iron do rotor.....	101
Figura 4.17 – Comparação experimental e numérica de FRF obtidas com excitação e resposta na direção radial em pontos próximos. ....	102
Figura 4.18 – Pontos experimentais utilizados no ajuste das propriedades do material da membrana do rotor. ....	103
Figura 4.19 – FRFs experimental e numérica obtidas na direção axial da membrana e em pontos próximos. ....	104
Figura 4.20 – FRFs experimental e numérica obtidas na direção axial da membrana e em pontos distantes. ....	104
Figura 4.21 – Modelo em elementos finitos do rotor com a malha numérica. ....	105
Figura 4.22 – Malha de pontos experimentais utilizada na AME do estator fixado ao tub da máquina. ....	108
Figura 4.23 – Foto registrada durante AME com excitação impulsiva dada por martelo de impacto.....	111
Figura 4.24 – Esquema dos pontos de excitação (setas na cor vermelha) e pontos de resposta (setas na cor azul) do estator nas direções radial e axial. ....	114
Figura 4.25 – Malha de pontos experimentais utilizada na AME do rotor. ....	115
Figura 4.26 – AME do rotor com excitação na direção radial (pontos em preto representam os pontos experimentais no anel do rotor). ....	118
Figura 4.27 – Esquema dos pontos de excitação (setas na cor vermelha) e pontos de resposta (setas na cor azul) do rotor nas direções radial e axial. ....	120
Figura 4.28 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção axial (pontos próximos).....	127
Figura 4.29 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção axial (pontos distantes).....	128

Figura 4.30 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção radial (pontos próximos). .....	128
Figura 4.31 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção radial (pontos distantes). .....	129
Figura 4.32 – Foto registrada durante os testes de impactação do estator fixo ao dispositivo de fixação da bancada de testes. ....	132
Figura 4.33 – Malha do modelo numérico do estator acoplado ao dispositivo de fixação. ....	132
Figura 4.34 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção radial (pontos próximos). .....	133
Figura 4.35 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção radial (pontos distantes). .....	133
Figura 4.36 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção axial (pontos próximos). .....	134
Figura 4.37 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção axial (pontos próximos). .....	134
Figura 4.38 – Malha do modelo numérico do estator fixo à bancada de testes. ....	136
Figura 4.39 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com excitação e resposta na direção axial (pontos próximos). .....	137
Figura 4.40 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com excitação e resposta na direção radial (pontos distantes). .....	138
Figura 4.41 – Modo relativo à frequência de 368Hz. ....	139
Figura 4.42 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção axial (pontos próximos). .....	145
Figura 4.43 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção axial (pontos distantes). .....	145
Figura 4.44 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção radial (pontos próximos). .....	146
Figura 4.45 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção axial (pontos distantes). .....	146
Figura 4.46 – Modelo numérico do rotor atualizado para a condição de fixação. ....	148
Figura 4.47 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção radial (pontos próximos). .....	150
Figura 4.48 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção radial (pontos distantes). .....	150
Figura 4.49 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção axial (pontos próximos). .....	151
Figura 4.50 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção axial (pontos distantes). .....	151
Figura 5.1 – Setor circular do modelo axissimétrico e malha numérica. ....	155
Figura 5.2 – Esquema simplificado do modelo axissimétrico do motor. ....	156
Figura 5.3 – Componentes ortogonais das forças que atuam na Bobina #01... ..	157
Figura 5.4 – Componentes ortogonais das forças que atuam no Ímã #01.....	157

Figura 5.5 – Fluxograma de informações do processamento do modelo numérico do motor.....	159
Figura 5.6 – Comparação numérica e experimental dos espectros do SWL do motor.....	160
Figura 5.7 – Gráfico do SWL com o motor montado na bancada de testes e calculado (10dB/divisão) .....	162



## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Designação das funções de resposta em frequência. ....	38
Tabela 3.1 – Coordenadas dos pontos de medição do arranjo de microfones. .	49
Tabela 4.1 – Massas dos componentes do estator. ....	91
Tabela 4.2 – Conjunto de propriedades equivalentes do material da carcaça do estator. ....	94
Tabela 4.3 – Conjunto de propriedades equivalentes do material que compõe o segmento do núcleo do estator. ....	97
Tabela 4.4 – Massas dos componentes que integram o rotor. ....	100
Tabela 4.5 – Propriedades equivalentes do pacote de lâminas. ....	102
Tabela 4.6 – Parâmetros modais dos 6 primeiros modos obtidos com a AME do estator na condição livre. ....	109
Tabela 4.7 – Parâmetros modais dos 6 primeiros modos obtidos com a AME do estator fixo à máquina. ....	110
Tabela 4.8 – Parâmetros modais obtidos para a AME com excitação na radial e condição de fixação livre. ....	112
Tabela 4.9 – Parâmetros modais obtidos para a AME com excitação na radial e estator fixo na bancada de testes. ....	113
Tabela 4.10 – Parâmetros modais dos 6 primeiros modos obtidos com a AME do rotor na condição livre. ....	116
Tabela 4.11 – Parâmetros modais dos 6 primeiros modos obtidos com a AME do rotor fixo na máquina. ....	117
Tabela 4.12 – Primeiros modos radiais do rotor obtidos na condição "livre". .	119
Tabela 4.13 – Síntese dos resultados obtidos para as frequências naturais do estator. ....	125
Tabela 4.14 – Continuação da Tabela 4.13. ....	126
Tabela 4.15 – Propriedades dos materiais que compõem a carcaça e os segmentos do núcleo do estator (sistema de coordenadas cilíndricas). ....	130
Tabela 4.16 – Propriedades dos materiais que compõem as bobinas e as buchas do estator (sistema de coordenadas cartesianas). ....	130
Tabela 4.17 – Resultados obtidos para as frequências naturais do rotor. ....	142
Tabela 4.18 – Continuação da Tabela 4.17. ....	143
Tabela 4.19 – Continuação da Tabela 4.18. ....	144
Tabela 4.20 – Propriedades dos materiais que compõem a carcaça e os segmentos do back iron do rotor (sistema de coordenadas cilíndricas). ....	147
Tabela 4.21 – Propriedades dos materiais que compõem os ímãs e o dispositivo de fixação do rotor (sistema de coordenadas cartesianas). ....	147
Tabela 5.1 – Tempo, em minutos, dispendido na solução do problema completo. ....	160



## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- AME – Análise Modal Experimental
- BEM – Método de Elementos de Contorno  
(*Boundary Element Method* – BEM)
- BPM – Sem Escovas e de Ímãs Permanentes  
(*Brushless Permanent Magnets*)
- CA – Corrente Alternada
- CAD – *Computer Aided Design*
- CC – Corrente Contínua
- DD – Acionamento direto (*Direct Drive*)
- DFT – *Discrete Fourier Transform*
- DMAIC – *Define, Measure, Analyze, Improve and Control*
- FEM – Método dos Elementos Finitos
- FMM – Força Magnetomotriz
- FPM – Fator de Participação Modal
- FRF – Função Resposta em Frequência
- FG – Fibra de Vidro (*Fiberglass*)
- IBGE – Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
- ISO – *International Organization for Standardization*
- Laser* – *Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation*
- LVA – Laboratório de Vibrações e Acústica
- MDF – *Medium Density Fiberboard*
- MEF – Método de Elementos Finitos
- MEM – Método da Expansão Modal
- MIMO – *Multiple-Input-Multiple-Output*
- MISO – *Multiple-Input-Single-Output*
- NEMA – *National Electrical Manufacturers Association*
- ODP – *Open Drip Proof*
- PLL – *Phased-Locked-Loop*
- RPM – Rotações por minuto
- SIMO – *Single-Input-Multiple-Output*

- SISO – *Single-Input-Single-Output*
- SPL – *Nível de Pressão Sonora (Sound Pressure Level)*
- SWL – *Nível de Potência Sonora (Sound Power Level)*
- TEFC – *Totally Enclosed Fan Cooled*
- UFSC – *Universidade Federal de Santa Catarina*

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\vec{B}$	–	Campo magnético
$\vec{l}$	–	Caminho de integração
$\mu_o$	–	Permeabilidade magnética do vácuo
$i$	–	Corrente elétrica
$P$	–	Potência mecânica
$\tau$	–	Torque
$\omega$	–	Velocidade angular
$f_s$	–	Frequência síncrona
$f_e$	–	Frequência de alimentação dos enrolamentos de armadura
$\Omega_s$	–	Velocidade rotacional síncrona
$B_r$	–	Densidade de fluxo magnético na direção radial
$B_\theta$	–	Densidade de fluxo magnético na direção tangencial
$\sigma_r$	–	Densidade de força na direção radial
$\sigma_\theta$	–	Densidade de força na direção tangencial
$\mu_{ar}$	–	Permeabilidade magnética do ar
$f_r^S$	–	Componente da força radial no dente do estator
$f_\theta^S$	–	Componente da força tangencial no dente do estator
$f_r^R$	–	Componente da força radial no polo do rotor
$f_\theta^R$	–	Componente da força tangencial no polo do rotor
$W_{rad}$	–	Potência sonora radiada
$\rho$	–	Densidade do meio
$c$	–	Velocidade de propagação do som no meio
$\sigma_{rad}$	–	Eficiência de radiação sonora
$v_{rms}$	–	Velocidade quadrática média
$S_{rad}$	–	Superfícies de radiação
$P_{nom}$	–	Potência nominal (motor)

- T – Torque
- $\Omega$  – Velocidade rotacional
- SWL – Nível de potência sonora
- $f_{\Omega}$  – Frequência rotacional
- $n$  – Ordem
- $S_{xf}$  – Densidade espectral cruzada entre os sinais  $\mathbf{x}(\mathbf{t})$  e  $\mathbf{f}(\mathbf{t})$
- $S_{xx}$  – Densidade espectral de potência do sinal  $\mathbf{x}(\mathbf{t})$
- $S_{ff}$  – Densidade espectral de potência do sinal  $\mathbf{f}(\mathbf{t})$
- $\gamma$  – Função coerência ordinária
- $H_i$  – Estimadores de FRFs ( $i = 1, 2$  e  $v$ )
- $SPL_i$  – Nível de pressão sonora do  $i$ -ésimo microfone
- $S$  – Área da superfície virtual de medição
- $S_o$  – Área unitária de referência
- $K_1$  – Constante de correção de ruído de fundo
- $K_2$  – Constante de correção da câmara

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	<b>1</b>
1.1 Revisão de trabalhos anteriores.....	5
1.2 Objetivos.....	10
1.2.1 Objetivos específicos.....	10
1.3 Estrutura do trabalho.....	11
<b>2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	<b>13</b>
2.1 Princípio de funcionamento de um motor elétrico.....	13
2.1.1 Forças eletromagnéticas em motores elétricos.....	20
2.2 Ruído em motores elétricos.....	23
2.3 Análise de Ordem.....	27
2.4 Análise Modal Experimental.....	34
2.5 Nomenclatura: motor e máquina.....	41
<b>3. ANÁLISE DAS FONTES DE RUIDO EM UMA LAVADORA</b> ....	<b>43</b>
3.1 Montagem e condições dos testes.....	44
3.2 Experimentos acústicos .....	47
3.3 Resultados obtidos .....	51
3.3.1 Ruído do Motor elétrico .....	52
3.3.2 Análise da radiação da membrana do rotor.....	60
3.3.3 Modificação na fixação do estator .....	65
3.4 Ruído radiado pela máquina.....	69
3.4.1 Gabinete modificado .....	69
3.4.2 Gabinete normal .....	78
3.5 Síntese do capítulo .....	85
<b>4. MODELOS NUMÉRICOS ESTRUTURAIIS</b> .....	<b>87</b>
4.1 Desenvolvimento dos modelos.....	87
4.1.1 Modelo do estator.....	89
4.1.2 Modelo do rotor.....	98
4.2 Análise Modal Experimental.....	106
4.2.1 Análise Modal do estator.....	107
4.2.2 Análise Modal do rotor.....	114
4.3 Ajuste dos modelos numéricos.....	121
4.3.1 Ajuste do modelo do estator.....	122
4.3.2 Ajuste do modelo do rotor.....	139
4.4 Síntese do capítulo .....	152
<b>5. MODELO VIBROACÚSTICO</b> .....	<b>155</b>

<b>5.1 Síntese do capítulo .....</b>	<b>164</b>
<b>6. CONCLUSÕES .....</b>	<b>165</b>
<b>6.1 Sugestões para trabalhos futuros .....</b>	<b>167</b>

# 1. INTRODUÇÃO

As máquinas de lavar roupas (ou lavadoras de roupas) automáticas, em função da sua praticidade, são eletrodomésticos comumente utilizados no nosso dia-a-dia. A primeira patente norte americana de uma máquina de lavar foi registrada em 1805 e a primeira máquina de lavar acionada por motor elétrico foi inventada em 1915 (SHEHAN *et al.*, 2006). Esta máquina basicamente consistia de uma banheira de água quente rudimentar com pás rotativas e poucas das funções básicas das lavadoras modernas (CHALINE, 2014). As primeiras lavadoras agitavam as roupas em água quente com sabão, mas não eram abastecidas nem esvaziadas automaticamente e também não centrifugavam a roupa para remover o excesso de água. Somente na década de 50 surgiram as lavadoras-secadoras.

Em 1947 a General Electric lançou a lavadora automática de carregamento superior capaz de realizar todos os ciclos de lavagem das roupas sem a intervenção do usuário (CHALINE, 2014). Esta máquina de lavar automática teve um grande sucesso comercial e foi considerada o “cálice sagrado” da lavagem de roupas nos EUA no período pós-guerra (CHALINE, 2014). A introdução da máquina de lavar automática nos EUA se deu em um cenário de aumento da renda média familiar, o que tornava acessível utensílios poupadores de tempo às famílias de classe média (CHALINE, 2014).

Avançando no tempo e focando no cenário nacional, segundo dados do Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE) de 2016, o número de residências com máquinas de lavar roupas automática aumentou consideravelmente nos últimos anos, passando de 35,6% em 2005 para 61,1% em 2015. Tem-se, portanto, um mercado bastante amplo no cenário nacional e com bom potencial de crescimento. No mercado internacional, a máquina de lavar é praticamente indispensável nos países desenvolvidos.

Existem basicamente dois tipos de máquinas e são classificadas, conforme a configuração do processo de carregamento de roupas, em: verticais e horizontais (do inglês, *top load and front load washing machines*, respectivamente). Na Figura 1.1 (a) e (b) são apresentados

exemplos de modelos comercialmente disponíveis de uma máquina de lavar vertical e de uma máquina de lavar<sup>1</sup> horizontal, respectivamente.

Figura 1.1 – Exemplos de máquinas de lavar vertical (a) e horizontal (b).



Fonte: [1] e [2].

Existem máquinas de lavar que são equipadas com motores elétricos modernos controlados eletronicamente e este avanço tecnológico permitiu eliminar o uso dos mecanismos biela-manivela incorporados nos projetos dos antigos modelos de lavadoras nacionais. Por outro lado, o uso dos motores eletronicamente controlados exigiu que fossem embarcados *hardware* e *software* específicos ao controle da máquina. Este conjunto motor/controle viabilizou o desenvolvimento dos processos de lavação e centrifugação na mesma máquina.

Em geral, os motores elétricos que equipam as máquinas de lavar acionam direta ou indiretamente o tambor da máquina. O acionamento das lavadoras verticais ou horizontais mais difundidas no mercado consumidor, atualmente, podem ser classificados em dois tipos principais: direto ou indireto. Em geral, no acionamento indireto a transmissão de movimento e potência do motor ao tambor da máquina é dado por meio de um sistema de polias e correia. No acionamento direto (*Direct Drive* -

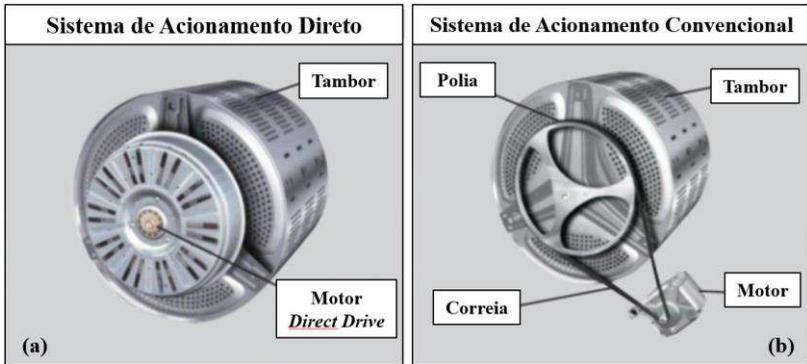
---

<sup>1</sup> Por conveniência os termos “roupas” e “automático” foram omitidos para não se tornar repetitivo ao longo do trabalho.

## ***Introdução***

DD) tem-se um acoplamento direto entre o motor e o tambor da máquina de lavar e, desta forma, a transmissão de movimento e potência é dada por intermédio da árvore que liga o rotor do motor ao tambor da máquina. A Figura 1.2 (a) e (b) exemplifica os dois tipos de acionamento descritos.

Figura 1.2 – Acionamentos de máquina de lavar: direto (a) e indireto (b).



Fonte: adaptado de [3].

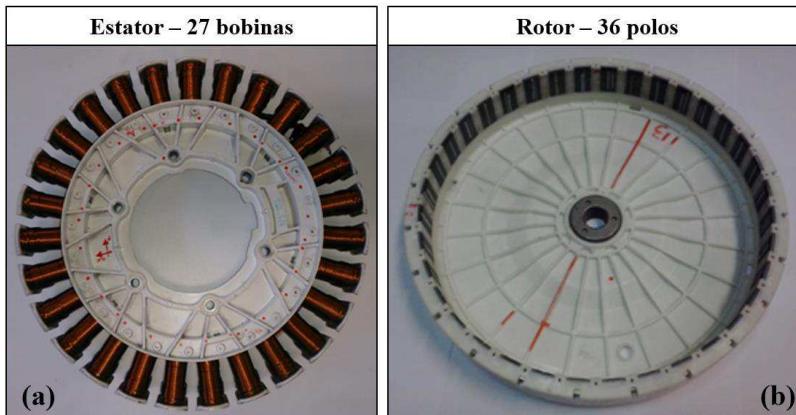
Conforme tratado por GIERAS *et al.* (2006), estima-se que 65% de toda energia produzida nos países industrialmente desenvolvidos seja consumida por motores elétricos. Motores elétricos são máquinas elétricas com maior frequência de uso no mundo diariamente. Em função da maior eficiência energética, confiabilidade e durabilidade, redução do número de componentes móveis, do custo dos materiais magnéticos e na quantidade de componentes envolvidos no projeto, tem-se visto um grande avanço da aplicação dos motores DD em várias máquinas nas mais diversas áreas. A exemplo, um motor elétrico DD tipicamente utilizado no acionamento de lavadoras *front load* é o motor sem escovas de ímãs permanentes (do inglês, *Brushless Permanent Magnets - BPM*).

É importante ressaltar o crescente avanço na aplicação de motores BPM na tração de veículos elétricos e híbridos (VARGHESE, 2013; DOOLITTLE, 2008). A automobilística é uma área que constantemente se preocupa com as características vibroacústicas dos seus produtos. Isto ocorre em função do seletor mercado consumidor e do alto valor agregado relativo aos veículos de tração elétrica ou híbrida. Com o impulso da indústria automobilística, é esperado que nos próximos anos seja

crecente o número de trabalhos voltados à solução de problemas vibroacústicos de motores BPM de alta potência.

A máquina em estudo neste trabalho é equipada com um motor DD BPM síncrono trifásico. Este motor é formado por dois componentes principais: um componente fixo, o estator, onde se tem as bobinas de indução e um componente móvel, o rotor, o qual possui ímãs permanentes que formam os polos do motor. A Figura 1.3 (a) e (b) mostra, respectivamente, o estator e o rotor do motor DD BPM analisado neste trabalho.

Figura 1.3 – Estator (a) e rotor (b) motor DD em estudo.



Fonte: do autor.

Durante o seu funcionamento o motor atua como fonte de ruído e, adicionalmente, excita a cavidade acústica formada no interior do gabinete da máquina e a própria estrutura da máquina, visto que o motor está acoplado à mesma. Assim, o motor atua como fonte ativa de vibração e ruído. Adicionalmente, através da fixação do motor aos componentes da máquina tem-se um caminho de transmissão de parte da energia vibratória do motor. Esta energia excita componentes internos da máquina, fazendo-os vibrar passivamente.

As fabricantes de máquinas de lavar roupas têm se preocupado cada vez mais com os níveis de ruído gerados pelo produto durante o seu funcionamento. Ainda, em mercados competitivos e exigentes, como o

## ***Introdução***

---

européu, o selo de ruído já é um dos critérios decisivos no momento da escolha do modelo de máquina de lavar, sendo tão importante quanto o selo de eficiência energética ou classificação no consumo de energia. Esta exigência tem relação à redução do tamanho médio das residências e, portanto, da proximidade do produto em relação ao consumidor durante o seu uso. O descuido ou erro de projeto da empresa fabricante com relação ao ruído radiado certamente, dificultará tanto a venda do produto ao consumidor final quanto sua consolidação no mercado. A experiência indica que investir na qualidade acústica do produto é, a longo prazo, um investimento que permite colher bons frutos.

Diante do problema ruído relacionado à condição de operação, surge a necessidade de analisar o comportamento vibroacústico da máquina analisada. Neste sentido, este trabalho foi desenvolvido com o intuito de analisar a contribuição das fontes de ruído de uma máquina de lavar, além de desenvolver e validar, com base em dados experimentais, um modelo numérico estrutural do motor BPM que aciona a máquina em estudo. O campo de forças de origem eletromagnética do motor foi calculado via programa Maxwell<sup>TM</sup>, sendo estas informações dados de entrada do modelo estrutural. Este modelo foi acoplado ao modelo acústico, desenvolvido em elementos finitos, possibilitando a solução do problema de radiação sonora para o cálculo da potência sonora de origem eletromagnética do motor.

Este trabalho foi auxiliado pelo suporte do grupo de especialistas na área de motores elétricos da Whirlpool S.A, na qual, o LVA tem convênio firmado desde 2011. A pesquisa que será apresentada buscou analisar as fontes de ruído da máquina e compreender os fenômenos associados à geração de ruído nos motores elétricos que equipam lavadoras fabricadas pela empresa. Por fim, neste trabalho foram desenvolvidas e utilizadas metodologias focadas na solução de problemas que sejam aplicáveis em termos práticos no dia-a-dia da empresa.

### **1.1 Revisão de trabalhos anteriores**

Trabalhos de caracterização das propriedades estruturais de um motor elétrico, semelhante ao estudado neste trabalho, pode ser

encontrado em SOUZA (2014). Em seu trabalho foi desenvolvido um modelo numérico para se determinar a potência sonora radiada pelo motor de origem eletromagnética. O problema estrutural foi modelado e resolvido pelo Método dos Elementos Finitos (MEF) e o modelo acústico foi resolvido utilizando-se o Método dos Elementos de Contorno (do inglês, *Boundary Element Method* – BEM). Além do trabalho de SOUZA (2014), foram selecionados alguns trabalhos que são resumidos a seguir.

No trabalho de SHUGUANG *et al.* (2015) primeiramente foi desenvolvido o modelo numérico de elementos finitos de um rotor externo de um motor BPM que equipa um veículo elétrico. O autor ajustou e validou o modelo estrutural do rotor externo, com base nos 6 primeiros modos radiais. Considerando o modelo numérico estrutural validado, foram aplicadas as excitações de origem eletromagnética nos ímãs do rotor e foi calculada a potência sonora radiada pelo rotor (apenas) via BEM. Ao final, foi desenvolvida uma otimização na abertura dos dentes do estator para reduzir a amplitude da força magnética que é a principal responsável pelo ruído do motor.

ZHU e HOWE (1993) tratam do problema de ruído eletromagnético radiado por um motor BPM por meio de técnicas analíticas voltadas à predição do comportamento eletromagnético, estrutural e acústico. ISLAM *et al.* (2014) resolvem o modelo eletromagnético-vibro-acústico de um motor BPM de rotor interno, considerando apenas a componente radial da força magnética que atua nos dentes do estator de motores com diferentes configurações de polos e bobinas. O modelo numérico acústico foi resolvido utilizando o MEF.

CARMELINI *et al.* (2006) desenvolve um modelo estrutural de um motor BPM de rotor externo e com o auxílio de um modelo eletromagnético linear via MEF foram calculadas as forças magnéticas radiais que agem nos componentes do motor. Os autores determinaram experimentalmente os três primeiros modos do rotor e o ruído radiado pelo motor. Os dados experimentais obtidos foram utilizados na validação dos modelos desenvolvidos.

Com exceção de SOUZA (2014), em todos os demais trabalhos citados fizeram-se simplificações no modelo do motor para considerar apenas o ruído radiado pelo componente externo e foram contabilizadas

## ***Introdução***

---

apenas as componentes radiais da força magnética. GIERAS *et al.* (2006) é uma das principais referências para a análise do problema eletromagnético-vibro-acústico em motores BPM. A aplicação de motores BPM tem aumentado consideravelmente nos últimos anos, mas a literatura especializada disponível é predominantemente voltada aos motores de indução (GIERAS *et al.*, 2006).

Com a difusão dos veículos elétricos e híbridos na indústria automobilística é crescente o número de trabalhos voltados à redução de ruído em motores BPM de rotor interno. DOOLITTLE (2008) desenvolveu um estudo das fontes de ruído eletromagnéticas de um motor BPM de 10 polos e 60 bobinas de 64,5kW que equipa um automóvel híbrido. Com base nos parâmetros característicos do motor (torque e forças radiais), obtidos pela solução do modelo eletromagnético desenvolvido via MEF, o autor estudou alterações no sistema de controle do motor no sentido de minimizar regiões nas quais os níveis de ruído são excessivos. VARGHESE (2013) estudou um motor BPM de tração aplicado na indústria ferroviária. A potência do motor não foi especificada, no entanto, o próprio autor destaca que a massa do motor é de 650kg e os motores utilizados nestas aplicações costumam ter entre 300kW e 950kW. O trabalho de VARGHESE (2013) consistiu em resolver o problema eletromagnético-vibro-acústico por meio de métodos numéricos para prever os níveis de ruído radiado pelas excitações de origem eletromagnética. Primeiramente, foi desenvolvido um modelo numérico estrutural em elementos finitos e fez-se o ajuste do modelo com base em parâmetros modais da estrutura, sendo tais parâmetros determinados experimentalmente. O modelo eletromagnético foi resolvido pelo MEF, o modelo acústico por meio do BEM e ao final fez-se a comparação numérico-experimental dos resultados obtidos.

Com relação à análise das fontes de ruído de máquinas de lavar, é escasso o número de trabalhos publicados com maior nível de detalhamento. BARPANDA, *et al.* (2009), apresenta um estudo de investigação das fontes de ruído de uma máquina de lavar *front load* de acionamento indireto. Neste trabalho foram desenvolvidos experimentos acústicos para determinar a potência sonora radiada pela máquina e mediram-se as acelerações nos painéis do gabinete. Utilizando a

ferramenta de análise de dados Seis-Sigma DMAIC<sup>2</sup> identificou-se que o motor da máquina é a principal fonte de ruído e que o ciclo de centrifugação é o mais crítico em termos de nível de ruído. O motor tem maior contribuição nas altas frequências como fonte ativa e contribui passivamente no ruído radiado pela lavadora nas baixas frequências (inferiores à 1kHz). Ao final, fez-se o tratamento acústico do gabinete da máquina por meio da aplicação de materiais de elevada absorção sonora e também em determinados componente da máquina foram aderidos materiais de elevado amortecimento. Os autores obtiveram reduções da ordem de até 7,2dB(A), reduzindo de 72,3dB(A) para 65,1dB(A) os maiores níveis registrados.

JUNG *et al.* (2015) apresentam um método para calcular a resposta vibroacústica de um gabinete de uma máquina de lavar *front load* por meio do Método da Expansão Modal (MEM) e propõem um novo método de estimar o Fator de Participação Modal (FPM) com base em dados medidos experimentalmente. A justificativa de se utilizar o MEM consiste em reduzir o tempo necessário na solução de modelos numéricos de sistemas de muitos graus de liberdade sem comprometer a representatividade dos resultados. Segundo JUNG *et al.* (2015), em uma lavadora típica tem-se mais de 700 modos até 1kHz, no entanto, existem modos característicos que contribuem efetivamente ao ruído radiado, como por exemplo, os modos de flexão dos painéis do gabinete. Neste trabalho, foram medidos os níveis de vibração dos painéis do gabinete e a pressão sonora para comparar com os dados obtidos com a aplicação do método proposto. Os autores resolveram o problema de autovetores e autovalores do modelo em elementos finitos da lavadora e consideraram apenas os 30 modos primeiros modos com maior FPM na solução do problema acústico via BEM. Ao final, foram obtidos resultados para a pressão sonora com erros inferiores a 6dB em quase todas as bandas de 1/3 oitava entre 63Hz e 1kHz.

No trabalho de SPELTA *et al.* (2008) é proposto um sistema de suspensão com amortecedor semiativo para controle de vibração e redução dos níveis de ruído de uma lavadora *front load*. A suspensão da máquina foi equipada com amortecedores semiativo magneto-reológico,

---

<sup>2</sup> - DMAIC - *Define, Measure, Analyze, Improve and Control.*

## Introdução

---

cujo amortecimento pode ser variado eletronicamente, conforme o ciclo de operação da lavadora. Fez-se a instrumentação da lavadora com acelerômetros e foi embarcado um sistema de controle que monitora os níveis de vibração em uma fase de “aprendizado”. Com base nos dados medidos nesta fase são determinados os parâmetros elétricos que alimentam o amortecedor para minimizar os níveis de vibração e, conseqüentemente, os níveis de ruído radiado. Por questões de sigilo, os resultados quantitativos foram omitidos, mas foi observada redução nos níveis de ruído pela implementação do controle da suspensão.

Em WANG *et al.* (2017), é apresentada uma análise vibroacústica de uma máquina de lavar *top load* de acionamento indireto. Neste trabalho foram desenvolvidos experimentos na área de acústica e vibrações com interesse nas frequências inferiores a 1kHz. Com base nos dados experimentais foi aplicada a Análise de Caminhos de Transferência Operacional (no inglês, *Operational Transfer Path Analysis*) para identificar os principais caminhos de transmissão da energia vibroacústica e principais fontes de ruído da lavadora. Como resultado, obteve-se que os maiores contribuidores, em ordem decrescente, são o motor, o sistema de transmissão (polias/correia), *tub* e gabinete.

No tocante à análise das fontes de ruído da lavadora a metodologia experimental utilizada nesta dissertação se assemelha à metodologia experimental adotada por BARPANDA *et al.* (2009). Entretanto, as condições operacionais dos testes, as propostas de melhorias do isolamento acústico do gabinete e algumas das ferramentas de análise utilizadas diferem das encontradas no trabalho supracitado.

Neste trabalho fez-se o uso da metodologia de caracterização estrutural dos componentes do motor utilizada por SOUZA (2014). O motor BPM, aqui estudado, é um motor em nível de produção com potência nominal de 550W, velocidade rotacional máxima de 1600RPM e semelhante quanto à eficiência energética do motor estudado por SOUZA (2014). Entretanto, os motores são estruturalmente distintos. O material utilizado na fabricação da carcaça do rotor aqui estudado é um polímero do tipo termoplástico de baixa aderência e no caso do rotor estudado por SOUZA (2014) o material é um polímero do tipo termorrígido de alta aderência. Além disto, as concepções de projeto

adotadas na fabricação do motor resultaram em fortes não-linearidades em termos de contatos, conforme será discutido ao longo do trabalho. Estas não-linearidades aumentaram consideravelmente o nível de dificuldade e o tempo utilizado no ajuste dos modelos numéricos estruturais do estator e do rotor.

## **1.2 Objetivos**

Neste trabalho foram desenvolvidas duas linhas de pesquisa. A primeira linha é voltada à área experimental em acústica, sendo que os objetivos principais se resumem em investigar e caracterizar as fontes de ruído da máquina de lavar, além de avaliar potenciais ganhos em termos de redução de ruído radiado pela máquina mediante o tratamento acústico do gabinete. A segunda linha é voltada à área de modelos numéricos vibroacústicos. Nesta linha, os objetivos principais consistem em modelar, investigar e ajustar numericamente o motor BPM DD que aciona a lavadora, levando-se em consideração os dados obtidos via análise modal experimental, teste de resposta impulsiva e a representatividade física da fixação do motor à bancada de testes. Por fim, diante do modelo numérico ajustado, com base em dados experimentais, será resolvido o problema de radiação sonora para cálculo da potência sonora de origem eletromagnética do motor.

### **1.2.1 Objetivos específicos**

Diante dos objetivos gerais apresentados podem ser sumarizados os seguintes objetivos específicos:

- 1) Caracterizar o ruído radiado pelo motor elétrico quando montado na bancada de testes;
- 2) Isolar componentes da máquina, utilizando-se materiais de elevada absorção sonora e analisar a contribuição de cada fonte de ruído;

- 3) Analisar a capacidade de isolamento acústico do gabinete da máquina;
- 4) Avaliar os potenciais ganhos em termos de redução do ruído radiado pela máquina por meio do tratamento acústico do gabinete;
- 5) Desenvolver um modelo estrutural utilizando o MEF dos componentes do motor com o auxílio do programa comercial Ansys<sup>TM</sup>;
- 6) Validar o modelo numérico com base em dados experimentais obtidos via análise modal experimental, testes de resposta impulsiva e desmontagem consciente dos componentes;
- 7) Investigar como representar as condições de contorno do motor na bancada de testes, de forma a simular, com significativa representatividade física, a condição real;
- 8) Apresentar a metodologia de solução do problema de radiação sonora do motor montado na bancada de testes, considerando como dados de entrada a excitação eletromagnética do motor e dados de saída a potência sonora radiada pelos seus componentes.

### **1.3 Estrutura do trabalho**

Resumidamente este trabalho está dividido em 4 capítulos. No Capítulo 2 são apresentados conceitos importantes à compreensão do trabalho. Inicialmente, é introduzido o princípio do funcionamento de motores elétricos e são apresentados conceitos fundamentais de máquinas elétricas, em especial de motores BPM síncronos. Dentro deste contexto, destacam-se as forças de origem magnética e o mecanismo de geração de ruído em motores elétricos. Na sequência são apresentados conceitos relativos à análise de ordem e análise modal experimental, tendo em vista a importância destas ferramentas nas análises desenvolvidas. Ao final, é

apresentada a nomenclatura utilizada nos componentes do motor e da máquina.

No Capítulo 3 é detalhado um estudo experimental de caracterização das principais fontes de ruído da máquina. Este estudo tem por objetivo identificar quais são os maiores contribuidores do ruído global radiado. Sabe-se que o motor elétrico tem grande contribuição nos níveis globais de ruído da máquina, especialmente, no ciclo de centrifugação. Entretanto, para uma melhor compreensão do problema em estudo é importante analisar a contribuição das demais fontes de ruído da máquina (*tub*, gabinete e o tambor). Ao final desta etapa, foi desenvolvido um estudo com enfoque na redução nos níveis de ruído radiado pela máquina mediante melhorias no isolamento acústico do gabinete. Conforme será tratado neste capítulo, reduções consideráveis foram obtidas por meio do tratamento acústico do gabinete da máquina.

No Capítulo 4 é detalhado o desenvolvimento e validação do modelo numérico estrutural em elementos finitos do motor estudado. A caracterização das propriedades dos materiais que compõem o motor foi baseada em dados experimentais obtidos com análises modais, testes de resposta impulsiva e através da inspeção realizada durante a desmontagem consciente de amostras nominalmente idênticas dos componentes estudados. Os tipos de contatos adotados nos modelos numérico foram definidos com base na inspeção desenvolvida na desmontagem dos componentes. Com base nos dados experimentais fez-se o ajuste e a validação dos modelos numéricos estruturais em termos das frequências naturais e resposta em frequência. Obtiveram-se desvios condizentes aos esperados para estruturas complexas e repleta de não-linearidades em termos de contatos.

No Capítulo 5 é detalhado e resolvido o modelo numérico acústico do motor, considerando os esforços relativos aos campos magnéticos atuantes nos componentes do motor. A solução do problema vibroacústico foi inteiramente desenvolvida com o auxílio do programa comercial de elementos finitos Ansys® através da interface *Workbench*®. Ao final da solução do problema de radiação sonora comparam-se os dados obtidos via simulação numérica aos dados medidos experimentalmente com o motor montado na bancada de testes.

## 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo do trabalho são introduzidos conceitos relevantes à compreensão do trabalho que será apresentado. Inicialmente são apresentados fundamentos de motores elétricos, com destaque ao motor DD BPM em análise. Dentro do contexto de motores elétricos são detalhadas as forças magnéticas que atuam nos componentes do motor e o mecanismo de geração de ruído. Na sequência faz-se uma revisão da teoria a respeito da análise de ordem e análise modal experimental. Por fim, é apresentada a nomenclatura utilizada para referenciar os componentes do motor e máquina.

### 2.1 Princípio de funcionamento de um motor elétrico

Todos os motores elétricos na sua mais variada concepção de projeto têm seu princípio de funcionamento baseado na Lei de Ampère que é uma das leis fundamentais do Eletromagnetismo. A Lei de Ampère foi modificada pelo físico inglês James Clerk Maxwell (1831-1879) para considerar os efeitos dos campos elétricos variáveis em relação ao tempo e se tornou uma das quatro Equações de Maxwell (Equação de Ampère-Maxwell). A Lei de Ampère pode ser definida por:

$$\oint \vec{B} d\vec{l} = \mu_o i \quad (2.1)$$

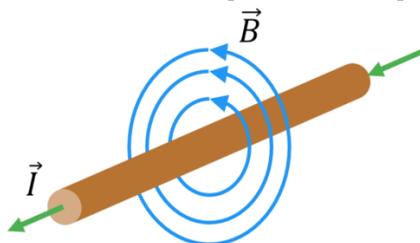
e é formalizada da seguinte forma: a integral sobre uma curva fechada (curva amperiana) do campo magnético  $\vec{B}$  produzido por correntes elétricas é proporcional à corrente elétrica líquida que atravessa a superfície limitada pelo caminho de integração (HALLIDAY *et al.*, 2011). A variável  $\mu_o$  representa a permeabilidade magnética do vácuo<sup>3</sup>. A Lei de Ampère associa a produção de campos magnéticos a partir de correntes elétricas. Sempre que uma corrente elétrica percorre um condutor elétrico tem-se a formação de um campo magnético girante em torno do eixo do condutor, conforme ilustrado na Figura 2.1. O sentido do campo e da corrente podem ser definidos com o auxílio da regra da

---

<sup>3</sup> O valor de referência para a permeabilidade magnética do vácuo é  $\mu_o = 4\pi \times 10^{-7}$  [T. m/A].

mão direita, com o polegar indicando o sentido de fluxo da corrente e os demais dedos enrolam o condutor no sentido de giro do campo magnético.

Figura 2.1 – Uma corrente elétrica provoca um campo magnético.



Fonte [4].

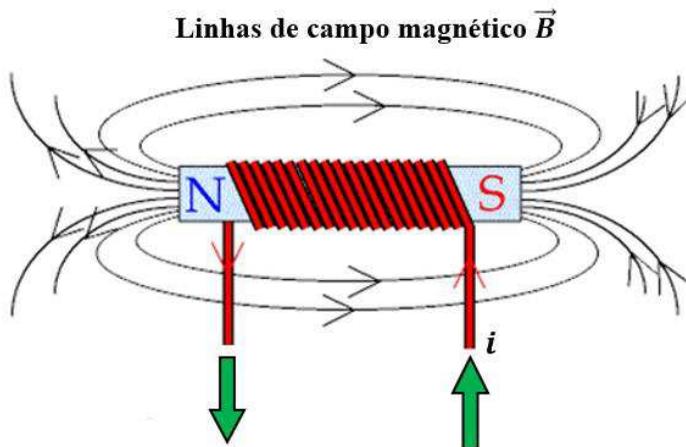
No caso dos motores elétricos, em geral, tem-se um conjunto de enrolamentos de fios condutores em torno de um núcleo cujo material possui elevada permeabilidade magnética. Segundo UMANS (2014), a presença de um material de elevada permeabilidade magnética tende a confinar as linhas de fluxo magnético, tal como, em um circuito elétrico, as correntes são confinadas aos condutores. A Figura 2.2 mostra as linhas de campo magnético de uma bobina (com núcleo de elevada permeabilidade magnética) gerado a partir da corrente elétrica que percorre o fio condutor do enrolamento. A Figura 2.3 mostra, de forma complementar, o confinamento das linhas de fluxo magnético dentro do material de elevada permeabilidade magnética e as linhas de campo magnético no entorno do material resultante da circulação de corrente elétrica no fio condutor.

O inverso da permeabilidade magnética é a relutância magnética, que representa uma medida da resistência do fluxo magnético para uma dada Força Magnetomotriz (FMM). Em UMANS (2014), são encontradas analogias entre circuitos magnéticos e elétricos que auxiliam na compreensão destes termos. Basicamente, materiais de alta permeabilidade magnética confinam o fluxo magnético, tendo em vista que a relutância encontrada pelo fluxo dentro do material é ordens de grandeza inferior à relutância de um entreferro, por exemplo. Portanto, a energia gasta para alinhar o fluxo no material é consideravelmente

## Fundamentação Teórica

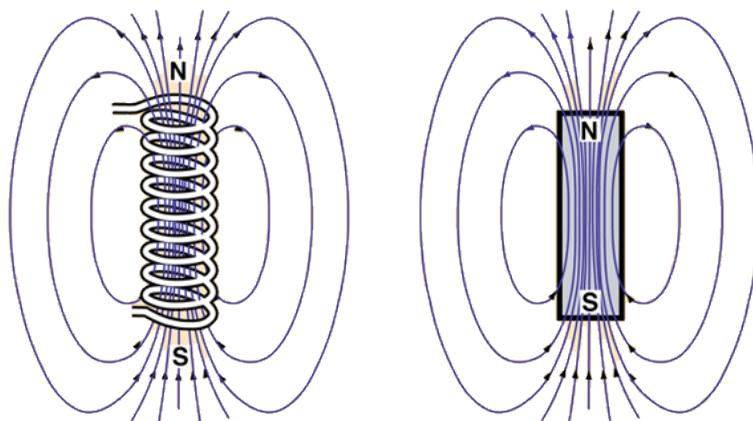
inferior à energia necessária para confinar o fluxo no ar ou vácuo. Este fenômeno físico vai de acordo ao que se observa na natureza, onde inúmeros fenômenos tendem a um estado de menor nível energético.

Figura 2.2 – Exemplo de uma bobina com núcleo ferromagnético.



Fonte: Adaptado de [5].

Figura 2.3 – Confinamento das linhas de fluxo magnético.



Fonte: [6].

Os motores elétricos são máquinas que convertem energia elétrica, a partir de uma fonte, em uma potência mecânica que aciona uma carga acoplada a um eixo (DIAS *et al.*, 2005). Os motores elétricos de corrente alternada (CA), normalmente, são compostos por um conjunto de bobinas interligadas que formam o enrolamento de armadura (UMANS, 2014). Em geral, o termo enrolamento de armadura de uma máquina rotativa é usado para se referir a um enrolamento, ou grupo de enrolamentos, que conduzem corrente alternada. Em máquinas CA, tais como as síncronas e de indução, os enrolamentos de armadura alojam-se tipicamente na parte estacionária do motor, denominada estator (UMANS, 2014).

Normalmente, as máquinas síncronas e de corrente contínua (CC) apresentam um segundo enrolamento (ou conjunto de enrolamentos), denominado enrolamento de campo, que conduz corrente contínua e produz o fluxo principal de operação da máquina. O enrolamento de campo em máquinas síncronas normalmente encontra-se no rotor e, neste caso, a corrente deve ser fornecida ao enrolamento por meio de um contato mecânico rotativo (UMANS, 2014). Nos motores de ímãs permanentes, o rotor possui ímãs que também produzem fluxo magnético constante e, neste caso, os ímãs substituem os enrolamentos de campo.

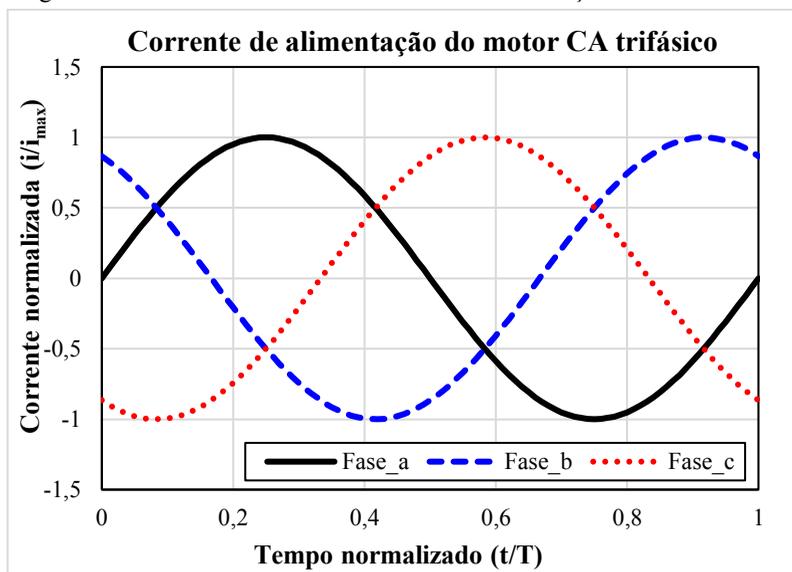
Em grande parte das máquinas rotativas o rotor e o estator são construídos com aço de elevada permeabilidade magnética (aço elétrico) e os enrolamentos do motor são instalados em ranhuras encontradas nestas estruturas (UMANS, 2014). O uso de materiais metálicos de elevada permeabilidade magnética maximiza o acoplamento entre as bobinas e aumenta a densidade de energia magnética associada à interação eletromecânica. O fluxo variável no tempo, presente na estrutura da armadura dos motores tende a induzir *correntes parasitas* no aço elétrico. Em UMANS (2014) tem-se que as correntes parasitas podem atuar como grandes fontes de perdas nos motores elétricos, reduzindo consideravelmente o seu desempenho e a sua eficiência. Para minimizar os efeitos das correntes parasitas a estrutura da armadura do estator é construída tipicamente de chapas delgadas de aço isoladas eletricamente entre si.

Os motores elétricos de ímãs permanentes não possuem enrolamento de campo, portanto, não necessitam de contato mecânico

## Fundamentação Teórica

rotativo e são denominados motores sem escovas (no idioma inglês *brushless*). Os motores sem escovas de ímãs permanentes são classificados, conforme o tipo de corrente que excitam as fases do motor, em dois grupos: corrente senoidal e corrente trapezoidal (GIERAS e WING, 2002). No presente trabalho, o motor que equipa a máquina de lavar em estudo é trifásico, cuja configuração das fases é *a-b-c*. Este tipo de motor recebe alimentação trifásica senoidal, onde cada fase apresenta defasagem elétrica e no espaço de  $120^\circ$  em relação às demais (ver Figura 2.4), e operam segundo o princípio do campo magnético girante (GIERAS e WING, 2002). Segundo UMANS (2014), essa configuração construtiva em motores polifásicos faz com que a composição das ondas progressivas negativas de fluxo magnético de vários enrolamentos se anulem, ao passo que as ondas progressivas positivas de fluxo se reforçam, resultando numa única onda progressiva positiva de fluxo magnético.

Figura 2.4 – Formas de onda das correntes de alimentação de um motor CA.



Sendo  $i_{max}$  a máxima amplitude da corrente de alimentação do motor e  $T$  o período da onda senoidal da corrente.

Conforme UMANS (2015), um enrolamento polifásico excitado por correntes polifásicas equilibradas produz uma onda de Força Magnetomotriz (FMM) girante e o respectivo fluxo magnético girante é a chave de operação das máquinas elétricas rotativas polifásicas. É a interação dessa onda de fluxo magnético com o fluxo magnético do rotor que produz o conjugado eletromecânico. Conjugado constante é produzido quando o fluxo magnético produzido pelo rotor gira em sincronismo com o do estator.

O princípio de funcionamento do motor *BPM*, semelhante a outros motores, baseia-se na interação dos campos magnéticos gerados nos enrolamentos de armadura do estator e o campo magnético gerado pelos ímãs permanentes do rotor. Da interação dos campos magnéticos resultam as componentes das forças radiais e tangenciais entre as bobinas do estator e os ímãs do rotor. As forças radiais não possuem capacidade de gerar trabalho de eixo, apenas deformam o rotor e o estator localmente. No entanto, as forças tangenciais têm capacidade de realizar trabalho de eixo. Por meio do somatório das componentes tangenciais da força eletromagnética em todos os ímãs do rotor tem-se o torque gerado pelo motor e, em consequência, o movimento rotativo no rotor.

A potência mecânica  $P$  do motor, uma medida da capacidade de realizar trabalho em um dado intervalo de tempo, é definida por:

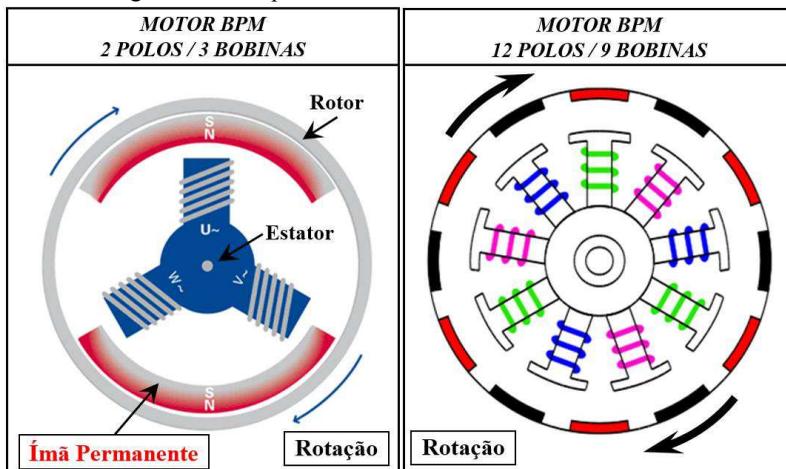
$$P = \tau \omega \quad (2.2)$$

para  $\tau$  o torque resultante em ( $N.m$ ) e  $\omega$  a velocidade angular no eixo do rotor em ( $rad/s$ ).

Conforme apresentado por GIERAS e WING (2002) o motor analisado neste trabalho é classificado como motor de ímãs permanentes síncrono com rotor externo. A título ilustrativo, são apresentados na Figura 2.5 dois esquemas simplificados de motores com características similares ao motor estudado neste trabalho. Uma particularidade do motor *BPM* trifásico síncrono é a possibilidade de se ter um motor e um gerador na mesma máquina elétrica. Assim, em termos operacionais, tal motor é polivalente e o que irá definir se o mesmo desempenhará função de motor ou gerador será o sentido de conversão eletromecânica da energia.

## Fundamentação Teórica

Figura 2.5 – Esquemas de motores BPM de rotor externo.



Fonte: adaptado de [7] e [8].

Nos motores trifásicos síncronos a velocidade angular do eixo da máquina é constante e independente da carga aplicada sobre o motor, sendo esta consideração válida até determinados valores de potência, tendo como limite de uso, a potência nominal da máquina (DIAS *et al.*, 2005). Uma máquina elétrica síncrona em condições de regime permanente é uma máquina CA cuja velocidade angular é proporcional à frequência da corrente de sua armadura (GIERAS e WING, 2002). UMANS (2014) define uma máquina síncrona como aquela na qual uma corrente alternada flui no enrolamento de armadura e um fluxo magnético contínuo é produzido no rotor por uma excitação em corrente contínua nos enrolamentos de campo ou por ímãs permanentes. O autor ainda destaca que os motores síncronos são, em geral, trifásicos.

A frequência síncrona  $f_s$  e a velocidade rotacional síncrona  $\Omega_s$  de um motor síncrono são calculadas, respectivamente, por:

$$f_s = \left(\frac{2}{p}\right) f_e \quad (2.3)$$

$$\Omega_s = \left(\frac{120}{p}\right) f_e \quad (2.4)$$

sendo  $p$  o número de polos do rotor e  $f_e$  a frequência de excitação dos enrolamentos de armadura.

O motor *DD BPM* em estudo é uma máquina elétrica de velocidade rotacional variável de potência máxima de 550W que opera entre 50RPM e 1600RPM. O rotor gira com a mesma velocidade angular ou em sincronismo com a onda de fluxo magnético girante formado pela circulação das correntes nos enrolamentos do estator. A alimentação das três fases do motor é controlada por meio de um inversor.

Sintetizando os conceitos apresentados por DIAS *et al.* (2005), GIERAS e WING (2002) e UMANS (2014), tem-se que em relação ao aspecto construtivo as máquinas elétricas CA trifásicas de ímãs permanentes síncronas são constituídas fundamentalmente de dois componentes, como segue.

**Estator**: é o componente fixo da máquina construído em chapas de aço laminadas, justapostas e isoladas eletricamente nas quais são instalados os enrolamentos de armadura. A alimentação dos enrolamentos é trifásica e cada fase do motor apresenta defasagem elétrica e no tempo de 120° em relação às demais fases. Os enrolamentos são dispostos espacialmente de tal forma que as correntes de todas as fases contribuem positivamente na geração de uma onda de fluxo magnético girante.

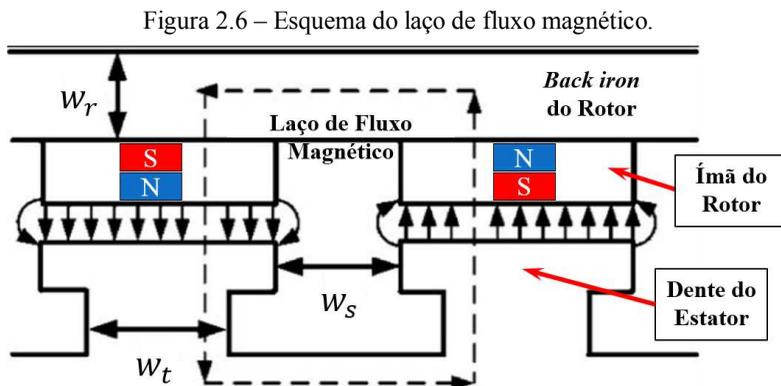
**Rotor**: é a parte girante da máquina e é construída em chapas de aço laminadas, justapostas e isoladas eletricamente, onde internamente são instalados os ímãs permanentes. As lâminas formam um anel no contorno externo dos ímãs com função de manter a integridade estrutural do rotor e ainda criar um circuito magnético para aumentar a densidade de energia magnética associada à interação eletromecânica.

### **2.1.1 Forças eletromagnéticas em motores elétricos**

Segundo CHEN *et al.* (2008), em motores BPM existem componentes de forças eletromagnéticas de elevada amplitude entre os ímãs do rotor e os dentes do estator, sendo comprovado que estas forças são as principais causas de vibrações e ruído do motor. Os autores comentam que os principais fatores de influência às forças

## Fundamentação Teórica

eletromagnéticas são a largura da base do dente do estator ( $w_t$ ), a espessura do *back iron* ( $w_r$ ) e a abertura entre os dentes do estator ( $w_s$ ). A Figura 2.6 mostra a topologia planificada de um motor BPM e destaca algumas dimensões importantes do motor.



Fonte: adaptado de CHEN *et al.* (2008).

Em um motor BPM ideal tem-se basicamente duas componentes de forças que atuam nos dentes do estator e nos polos do rotor: componentes tangencial e radial. A primeira componente é necessária ao torque de operação da máquina. No entanto, a segunda componente é a principal responsável pela deformação e vibração da estrutura de forma direta (CHEN, *et al.* 2008). Segundo ISLAM *et al.* (2014), em geral, as amplitudes da componente tangencial é uma ordem de grandeza inferior às amplitudes da componente radial da força eletromagnética.

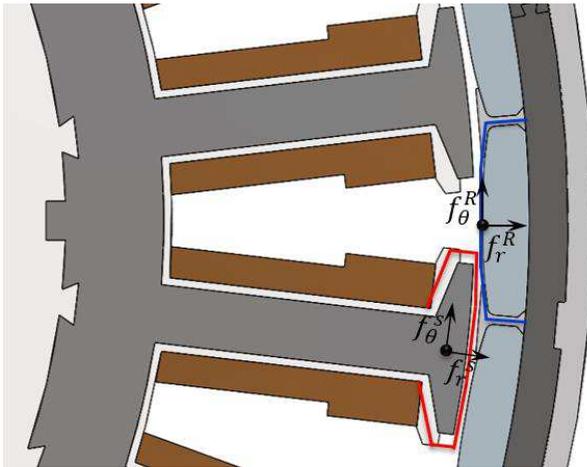
O cálculo das forças que atuam nos componentes do motor é fundamental no cálculo da resposta vibratória e do ruído radiado pelo motor elétrico. Conforme tratado por CHEN *et al.* (2008), KROTSCH *et al.* (2012), GIERAS *et al.* (2002) e PAIOTTI (2002), por meio de simplificações do tensor de tensões de Maxwell, considerando apenas os efeitos magnéticos, pode-se calcular as componentes da tensão mecânica equivalentes relativas às componentes radial e tangencial do campo magnético, respectivamente, por meio das equações:

$$\sigma_r = \frac{1}{2\mu_{ar}} (B_r^2 - B_\theta^2) \quad (2.5)$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{1}{\mu_{ar}} (B_r B_{\theta}) \quad (2.6)$$

para  $\mu_{ar}$  a permeabilidade magnética do ar,  $B_r$  e  $B_{\theta}$  as densidades de fluxo magnético nas direções radial e tangencial, respectivamente. Note que  $\sigma_r$  e  $\sigma_{\theta}$  são tensões ou densidade de força por unidade de área. Assim, é necessário integrar a densidade de força ao longo de uma superfície de interesse, em geral, nas superfícies dos ímãs do rotor e dentes do estator. A título de informação, são mostradas na Figura 2.7 exemplos de superfícies de integração utilizadas no cálculo das componentes das forças radial e tangencial nos dentes do estator ( $f_r^S$  e  $f_{\theta}^S$ ) e ímãs do rotor ( $f_r^R$  e  $f_{\theta}^R$ ).

Figura 2.7 – Esboço das superfícies de integração das forças radial e tangencial nos ímãs do rotor (contorno em azul) e dentes do estator (contorno em vermelho).



Fonte: do autor.

O modelo eletromagnético do motor BPM estudado neste trabalho foi desenvolvido em elementos finitos e validado experimentalmente em bancada dinamométrica. Este trabalho limita-se a aplicar o carregamento como uma condição de excitação do modelo vibroacústico. Assim, as informações relativas ao carregamento magnético são tratadas como parâmetros de entrada do modelo.

## **2.2 Ruído em motores elétricos**

Segundo GIERAS *et al.* (2006) e BERANEK, *et al.* (1992), a vibração e o ruído produzidos pelo funcionamento de motores elétricos alimentados por corrente alternada têm três origens: eletromagnética, mecânica e aerodinâmica. Conforme proposto por BERANEK *et al.* (1992), GIERAS *et al.* (2006), CHEN *et al.* (2008), SHUGUANG *et al.* (2015) em motores de pequeno e médio porte a principal fonte de ruído tem origem no carregamento eletromagnético que atua nos componentes do motor. BERANEK *et al.* (1992) destaca que em motores de maior potência tem-se, em geral, a redução da contribuição do ruído de origem eletromagnética e o aumento do ruído de origem mecânica e aerodinâmica.

Atualmente, motores elétricos são projetados para operar com elevada densidade de fluxo magnético no entreferro quando comparados aos projetos de motores antigos. O aumento da densidade de fluxo magnético resulta em maiores componentes de força magnética radial, conseqüentemente, maiores são os níveis de vibração e ruído radiado pelo motor (GIERAS *et al.*, 2006).

Motores BPM têm sido cada vez mais utilizados em função da confiabilidade, facilidade de controle e elevada eficiência. Uma lista de dezenas de aplicações de motores BPM pode ser encontrada em GIERAS *et al.* (2002). Em mercados cada vez mais competitivos e diante do aumento da densidade de potência dos motores elétricos BPM tem-se visto cada vez mais trabalhos voltados à redução de ruído destes motores.

Conforme relatado por GIERAS *et al.* (2006), nos projetos recentes de motores elétricos é comum o uso de métodos voltados à predição dos níveis de vibração e ruído radiado já nas fases iniciais para reduzir os custos associados ao “reprojeto”. Os autores ainda destacam que a predição dos níveis de ruído é consideravelmente menos precisa que a predição dos parâmetros característicos de desempenho eletromagnético do motor (torque e potência). Isto se deve à dificuldade em estimar determinados parâmetros mecânicos e acústicos, além do fato de que

apenas uma mínima fração da energia total de uma máquina elétrica é convertida em energia vibratória e em ruído.

A faixa de frequência de interesse na análise de vibrações em máquinas elétricas varia, geralmente, entre 0 e 1000 Hz, enquanto que no caso de ruído esta faixa se inicia em 1000 Hz (GIERAS *et al.* 2006). Para BERANEK, *et al.* (1992), em função da elevada rigidez radial de motores de pequeno e médio porte, a faixa de frequência de interesse para o problema de ruído varia entre 200Hz e 6kHz, enquanto que, para vibrações os problemas costumam ocorrer entre 10Hz e 2kHz. Em função do número de bobinas e polos do motor *DD BPM* analisado neste trabalho, a faixa de frequência de interesse é limitada a 3kHz.

BERANEK, *et al.* (1992) apresentam a formulação analítica:

$$W_{rad} = \rho c \sigma_{rad} (\mathbf{v}_{rms})^2 S_{rad} \quad (2.7)$$

para o cálculo da potência sonora de motores elétricos em função da eficiência de radiação  $\sigma_{rad}$ , a densidade do meio  $\rho$ , a velocidade de propagação do som no meio  $c$  e a velocidade quadrática média  $\mathbf{v}_{rms}$ <sup>2</sup> relativa à área de radiação  $S_{rad}$ . Esta mesma formulação pode ser aplicada no cálculo da potência sonora radiada por placas e estruturas de geometria simples (ver FAHY *et al.*, 2007). BERANEK, *et al.* (1992) destacam que a determinação  $S_{rad}$  e  $\sigma_{rad}$  é difícil em motores de geometria complexa. Atualmente, com os avanços computacionais e dos métodos numéricos (MEF e BEM) tem-se obtido resultados mais precisos para os níveis de potência sonora radiada por motores elétricos, independente da sua topologia.

O ruído eletromagnético é resultante da interação das ondas de fluxo magnético de alta densidade que cruzam o entreferro do motor. GIERAS *et al.* (2006) relatam que a distribuição das bobinas, distorções na forma de onda da corrente que alimenta as fases do motor, variações na permeabilidade magnética do entreferro em função do núcleo saliente do estator, excentricidade do rotor e desbalanço entre as fases causam deformações que contribuem para a geração de ruído. Ainda, harmônicas da FMM (espaciais e no tempo), harmônicas resultantes da geometria dos dentes do estator e dos polos do rotor, relativas à excentricidade e saturação do material ferromagnético, produzem harmônicas parasitas de

## ***Fundamentação Teórica***

---

elevada ordem às componentes da força magnética que se traduzem em ruído de alta frequência. Segundo BERANEK, *et al.* (1992), inversores que alimentam alguns tipos de motores elétricos podem inserir harmônicas que aumentam consideravelmente o ruído de origem eletromagnética.

Segundo SHUGUANG *et al.* (2015), em motores BPM de rotor externo, a maior fonte de ruído é o rotor e o ruído de origem eletromagnética é resultante da ação das componentes de força magnética que atuam sobre as superfícies dos ímãs. Conforme KROTSCH *et al.* (2012), CHEN *et al.* (2008) e GIERAS *et al.* (2006), a componente magnética radial da força é a principal origem de vibração e ruído radiado pelos motores BPM. As tensões mecânicas resultantes da força radial são proporcionais ao quadrado da densidade de fluxo magnético do entreferro (BERANEK, *et al.*, 1992). Do ponto de vista vibroacústico em motores elétricos, é recomendável que as excitações radiais sejam as menores possíveis. Entretanto, há limitações impostas no projeto eletromagnético do motor que impedem que tais componentes da excitação sejam minimizadas tanto quanto desejado.

GIERAS *et al.* (2006) destacam que se a frequência da componente de força magnética radial se aproxima ou coincide com alguma das frequências naturais do estator (ou rotor) ativa-se a ressonância da estrutura fazendo-a vibrar em maior amplitude e, em geral, maior será o nível de ruído radiado. Em máquinas de rotação variável, é impossível não excitar uma frequência natural dos componentes do motor, dada a densidade modal de cada componente (KROTSCH *et al.*, 2012). Estas ressonâncias podem resultar em níveis de ruído inadequados à determinadas aplicações, especialmente quando o amortecimento da estrutura é relativamente baixo.

O ruído de motores elétricos gerados por fontes mecânicas é causado por mancais de rolamentos defeituosos ou inadequados, atrito entre componentes móveis, empenamento do eixo do motor, desalinhamento de montagem, rotor desbalanceado, acoplamentos, juntas e engrenagens (GIERAS *et al.*, 2006, BERANEK, *et al.*, 1992). O desbalanceamento do rotor causa vibração e excentricidade dinâmica que

altera o entreferro do motor, elevam os níveis de ruído no rotor e estator, além de transmitir mais esforços à fixação do motor.

O ruído aerodinâmico em motores é comumente associado aos ventiladores utilizados no controle da temperatura do motor. Em motores BPM de rotor externo, geralmente são efetuadas modificações topológicas na carcaça do rotor para auxiliar na refrigeração do estator e/ou aumentar a rigidez da própria carcaça. Em ambos os casos, observa-se que estas modificações implicam no aumento do ruído aerodinâmico. Em motores BPM de rotor externo o ruído aerodinâmico tem características típicas de ruído de banda larga e depende da velocidade rotacional do rotor.

GIERAS *et al.* (2006) indicam que a potência acústica radiada por motores elétricos de até 10kW varia entre  $10^{-6}$ W e  $10^{-4}$ W, que corresponde a 60dB e 80dB, respectivamente. Os autores ainda comentam que os níveis de ruído de motores elétricos dependem do tipo de motor, sua topologia, tamanho, tolerâncias de fabricação e montagem, potência, carcaça, velocidade operacional, fundação entre outros fatores, que juntos contribuem com o aumento das incertezas relativas à predição do ruído radiado.

Em GIERAS *et al.* (2006) são encontradas equações que correlacionam o nível de potência sonora (SWL) radiado por máquinas elétricas à velocidade rotacional  $\Omega$ , potência nominal  $P_{nom}$  e torque  $\tau$ , sendo tais relações matemáticas dadas por:

$$SWL_1 = A_1 + B_1 \log_{10}(\Omega) \quad (2.8)$$

$$SWL_2 = A_2 + B_2 \log_{10}(P_{nom}) \quad (2.9)$$

$$SWL_3 = A_3 + B_3 \log_{10}(\tau) \quad (2.10)$$

sendo  $A_1, A_2, A_3, B_1, B_2$  e  $B_3$  constantes. Outras equações para estimar a potência sonora radiada por motores elétricos podem ser encontradas em GERGES (2010).

Em GIERAS *et al.* (2006) encontra-se uma tabela da NEMA<sup>4</sup> de limites admissíveis ao nível de potência sonora radiada por motores

<sup>4</sup> NEMA - *National Electrical Manufacturers Association.*

## ***Fundamentação Teórica***

---

elétricos tipo ODP (*open drip proof*) e TEFC (*totally enclosed fan cooled*). Motores tipo ODP são máquinas não enclausuradas em que a refrigeração ocorre pela passagem de ar através dos enrolamentos de armadura. Motores tipo TEFC são máquinas enclausuradas e que possuem um sistema de arrefecimento forçado externo. Nestes motores o fluido de arrefecimento não circula através dos componentes internos do motor. Um resumo da tabela dos limites aceitáveis de SWL radiada por motores elétricos é encontrado no Anexo A.

Como uma primeira abordagem, o motor em estudo neste projeto pode ser aproximado a um motor tipo ODP, tendo em vista que o motor é aberto para permitir a circulação de ar através dos enrolamentos do estator. Considerando que a máxima velocidade rotacional de operação limitada pelo controle da máquina seja 1400RPM, para um motor de até 0,75kW a NEMA recomenda um valor máximo de 70dB(A) ao ruído do motor. Não foram encontradas referências específicas para níveis admissíveis de SWL em motores BPM de rotor externo.

A pesquisa desenvolvida na área de ruído de motores elétricos BPM revelou diversos trabalhos específicos publicados em congressos, entretanto, encontrou-se apenas um livro voltado ao estudo dos fenômenos vibroacústicos associados ao funcionamento de motores deste tipo. A maior parte da literatura disponível é voltada a motores de indução e máquinas elétricas em geral. Conforme apresentado na Seção 1.1, tem-se visto, nos últimos 5 anos, um aumento considerável no número de publicações voltadas à otimização de parâmetros eletromagnéticos com o objetivo de reduzir o nível de ruído radiado por motores BPM. Em um número menor, mas também crescente, são os trabalhos voltados à predição do ruído radiado pelo motor utilizando-se do MEF e BEM.

### **2.3 Análise de Ordem**

A análise de ordem consiste em uma técnica para analisar sinais de vibrações ou acústicos relativos ao funcionamento de máquinas rotativas (BRANDT, 2011). Tal técnica é aplicável tanto em máquinas de rotação nominal fixa (regime permanente) quanto em máquinas de rotação variável (regime transiente). As máquinas rotativas são, em geral,

compostas por vários componentes e cada componente possui padrão de vibração e radiação sonora que contribuem de forma característica na resposta vibroacústica da máquina a cada revolução.

GADE *et al.* (1995) destacam que é comum desenvolver a análise de sinais vibroacústicos de máquinas rotativas em termos do espectro de ordem em vez do espectro de frequência. Um espectro de ordem fornece a amplitude e/ou fase de um sinal de origem vibratória ou acústica como uma função da ordem harmônica da frequência de rotação. A grande vantagem em aplicar esta técnica está relacionada ao fato da maioria das excitações dinâmicas de uma máquina rotativa está relacionada à frequência de rotação (GADE *et al.*, 1995). Tal característica facilita a interpretação e diagnóstico do fenômeno físico associado ao sinal medido.

Em máquinas de rotação nominal fixa a análise de ordem se resume a uma normalização do espectro de frequências em relação à frequência rotacional. Em máquina de rotação variável, esta transformação não é direta dado que os sinais são não-estacionários durante o período de aquisição do sinal. Conforme tratado por BRANDT (2011), a Transformada de Fourier de um sinal discreto (*Discrete Fourier Transform – DFT*) cujas componentes de frequência variam com o tempo leva a um espectro com erros de espalhamento (termo original, *smearing*). Estes erros tornam-se maior com o aumento da variação das componentes de frequência durante a aquisição do sinal.

A análise de ordem é uma técnica especial de processamento de sinais que permite minimizar o problema de espalhamento das componentes de frequência de um sinal quase-estacionário (BRANDT, 2011). Nesta análise os sinais são sincronizados em relação à posição angular do eixo da máquina, de forma a obter uma taxa de aquisição constante no domínio dos ângulos (também conhecido como domínio das ordens). FYFE e MUNCK (1996) comentam em seu trabalho que anteriormente a aquisição dos dados para a análise de ordem era totalmente controlada por meio de complexos circuitos analógicos denominados circuitos de fase casada (no idioma inglês, *Phase-Locked Loop - PLL*). A capacidade de processamento analógico dos sinais era limitada e o manuseio do aparato experimental exigia considerável habilidade por parte do operador.

## ***Fundamentação Teórica***

---

Segundo BRANDT (2011), a técnica de processamento de análise de ordem, amplamente utilizada atualmente, foi desenvolvida e patenteada pela Hewlett-Packard nos anos 80 e é considerada padrão industrial para amostragem síncrona de máquinas rotativas. Esta técnica consiste em amostrar sinais em incrementos angulares  $\Delta\theta$  constantes, em vez de espaçamentos constantes no domínio do tempo  $\Delta t$ . O parâmetro de *tracking* da análise de ordem é a posição angular do eixo. Os dados relativos à posição angular são normalmente medidos por meio de sinais obtidos com tacômetros, sensores indutivos ou *encoders*. Conforme destaca BRANDT (2011), os sinais são adquiridos à taxa de amostragem constante, considerando uma taxa de sobreamostragem (*oversampling*) de 10 a 20 vezes. Juntamente ao sinal vibroacústico de interesse faz-se a aquisição síncrona do sinal de velocidade rotacional.

Com base nos dados de velocidade rotacional define-se uma referência à posição angular e, com base nos parâmetros no domínio das ordens, calculam-se o número de pontos  $N$ , o incremento angular  $\Delta\theta$ , o deslocamento angular  $\theta$  e o número de pontos por revolução  $N_r$ . Para se evitar a *aliasing* no domínio das ordens a taxa de amostragem no domínio das ordens deve ser no mínimo duas vezes superior a máxima ordem de interesse, ou seja,  $O_s = 2O_{max}$ .

Uma hipótese adotada nesta etapa do processamento consiste em considerar que a velocidade da máquina não varia ao longo de uma revolução. BRANDT (2011) argumenta que esta hipótese é justificável e permite obter bons resultados, uma vez que os componentes rotativos da máquina têm massa e momento de inércia não nulos que impedem variações abruptas na variação da velocidade rotacional em uma única revolução. Entre dois pulsos consecutivos do sensor de medição são divididos os  $N_r$  pontos em incrementos  $\Delta t$  e  $\Delta\theta$  iguais. Considerando a hipótese descrita, a fase definida pelo *trigger* e os parâmetros de processamento do sinal no domínio das ordens desenvolve-se a reamostragem do sinal sobreamostrado por meio de algoritmos de interpolação. Como resultado deste processamento se obtém um sinal no domínio do ângulo, que é síncrono em relação ao eixo da máquina. Independente da velocidade angular da máquina ter-se-á o mesmo

número de pontos por revolução, em posições angulares fixas e igualmente espaçadas ( $\Delta\theta$  constante).

Nesta etapa do processamento, os sinais já foram sincronizados em relação ao domínio dos ângulos. Aplicando-se a DFT ou Transformada Rápida de Fourier (*Fast Fourier Transform – FFT*) ao sinal amostrado tem-se, como resultado, sinais cujas componentes espectrais são harmônicas de uma revolução/ciclo da máquina e que são exatamente as ordens ou as frações delas (BRANDT, 2011).

É importante destacar que o sincronismo para o domínio dos ângulos somente é possível pois ambos os sinais do sensor de velocidade e do transdutor vibroacústico são adquiridos em sincronismo e à elevada taxa de aquisição. O eixo de referência ao processamento, em todas as etapas que antecedem a DFT do sinal sincronizado no domínio dos ângulos, é o eixo do tempo. Do exposto, a análise de ordem consiste de um algoritmo de pós-processamento de sinais, cuja aquisição se dá pelo processo convencional de amostragem à taxa constante (FYFE & MUNCK, 1996).

A frequência rotacional  $f_{\Omega}$  de uma máquina e as ordens harmônicas  $n$  são determinadas, respectivamente, por:

$$f_{\Omega} = \frac{\Omega}{60} [Hz] \quad (2.11)$$

$$n = \frac{f}{f_{\Omega}} \quad (2.12)$$

sendo  $\Omega$  a velocidade rotacional em rotações por minuto (RPM) e  $f$  a frequência do espectro de interesse em *hertz*. É importante destacar que o valor de  $n$  não necessariamente precisa ser um número inteiro.

Em seu trabalho GADE *et al.* (1995) comentam a aplicação da análise de ordem na avaliação vibroacústica da máquina durante condições transientes de aceleração (*run up*) ou desaceleração (*run down*). Nestes casos, há grandes chances de que ressonâncias estruturais da máquina sejam excitadas pela frequência de rotação fundamental e/ou suas harmônicas. A exemplo, o motor BPM em estudo neste trabalho opera em rotação variável e ao longo de toda faixa de operação verifica-

## ***Fundamentação Teórica***

---

se que as ordens eletromagnéticas fazem o motor vibrar forçadamente e, por vezes, excitam frequências naturais dos componentes do motor.

O motor BPM estudado tem um rotor composto por 36 polos e o estator tem 27 bobinas. Um observador fixo em um dente do estator vê a passagem dos 36 polos do rotor, portanto, a ordem 36 é a ordem eletromagnética fundamental de estator. As duas primeiras harmônicas desta ordem eletromagnética de estator equivalem às ordens 72 e 108. Por sua vez, um observador fixo ao rotor perceberia a passagem de 27 dentes do estator. Como resultado da iteração da FMM com a variação da permeabilidade magnética relativa no entreferro do estator tem-se a modulação das ordens eletromagnéticas do rotor pela frequência rotacional  $f_{\Omega}$  (GIERAS *et al.*, 2006). Assim, as ordens eletromagnéticas fundamentais de rotor equivalem às ordens 26 e 28. A primeira harmônica da ordem eletromagnética do rotor equivale às ordens 52 e 56. Seguindo a mesma analogia, a segunda harmônica corresponde às ordens 78 e 84. Em geral, na ordem superior é que são verificados os maiores níveis de energia dos sinais medidos.

Em uma analogia direta, as ordens estão associadas aos eventos que se repetem ao longo de um ciclo/revolução da máquina, assim como, em uma análise de sinais convencional uma componente de frequência associa eventos que se repetem ao longo de um segundo. Conforme BAE *et al.* (2013), para que se tenha uma boa representação da amplitude e/ou fase do sinal vibroacústico medido deve-se ter uma resolução adequada do sinal em ambos os domínios do tempo e da frequência. Similar ao que acontece na aquisição de um sinal no domínio do tempo, no qual se aplica a FFT, quanto maior o tempo de amostragem  $T$  [s] maior é a resolução no domínio da frequência, ou seja, menor será o  $\Delta f$  [Hz]. O mesmo se verifica no espectro das ordens, quanto maior o número de revoluções (ou deslocamento angular  $\theta$ ) durante a aquisição dos sinais, maior será a resolução no espectro de ordens. A máxima ordem  $O_{max}$  que pode ser analisada é limitada pela máxima frequência rotacional de interesse e também pela taxa de aquisição  $f_s$  utilizada na amostragem dos sinais. A taxa de amostragem utilizada deve ser tal que o intervalo de tempo  $\Delta t < \Delta\theta/f_{\Omega}$ , ou seja, o tempo necessário para adquirir um ponto deve ser

inferior ao tempo necessário para deslocar o eixo da máquina em um incremento  $\Delta\theta$ , sendo  $\Delta\theta = 1/(\Delta O N_r)$ .

A título ilustrativo, a Figura 2.8 mostra um Diagrama de Ordem calculado com base nos resultados obtidos por meio da análise de ordem desenvolvida com o motor *BPM* estudado neste trabalho. Neste gráfico são plotadas as curvas do nível de pressão sonora média (medida em 10 microfones posicionados à 1,5m da fonte) em função da velocidade rotacional do rotor e do espectro de ordens. Adotou-se à pressão de referência o valor  $P_{ref} = 20\mu Pa$ .

No Diagrama de ordens, as frequências naturais apresentam-se com curvas assintóticas que atendem a Equação 2.11, para  $f$  uma constante. Nas linhas verticais são verificadas as ordens do sinal processado.

Um teste alternativo para avaliação vibroacústica de máquinas rotativas é apresentado a seguir. Definindo-se uma frequência de amostragem fixa na aquisição de um sinal e plotando os espectros dos sinais para velocidades rotacionais de interesse, obtém-se um gráfico tipo mapa de cores (*colormap*) da amplitude do sinal em função da velocidade angular (RPM) e da frequência (Hz). Tal gráfico é conhecido como Diagrama de Campbell. Na Figura 2.9, tem-se um gráfico do SWL em função da velocidade rotacional e da frequência do motor *BPM* estudado neste trabalho.

No Diagrama de Campbell, as componentes harmônicas aparecem em linhas retas inclinadas que iniciam na origem do gráfico, enquanto que as ressonâncias estruturais aparecem nas linhas verticais. Da Equação 2.11 tem-se que as retas relativas às menores ordens têm maiores coeficientes angulares, enquanto que as maiores ordens apresentam os menores coeficientes angulares. O espalhamento da energia vibroacústica das componentes de frequência, que aparecem devido à janela de tempo fixa escolhida para um espectro particular, decorre da variação da velocidade rotacional da máquina durante a aquisição do sinal (BRANDT, 2011). Bons resultados podem ser obtidos caso a variação de velocidade seja pequena durante o intervalo de aquisição de um sinal. Os testes desenvolvidos neste experimento se enquadram nesta condição, uma vez que a taxa de variação da velocidade adotada foi 10RPM/s.

## Fundamentação Teórica

Figura 2.8 – Diagrama de Ordem do Nível de Pressão Sonora do motor em função da velocidade Rotacional.

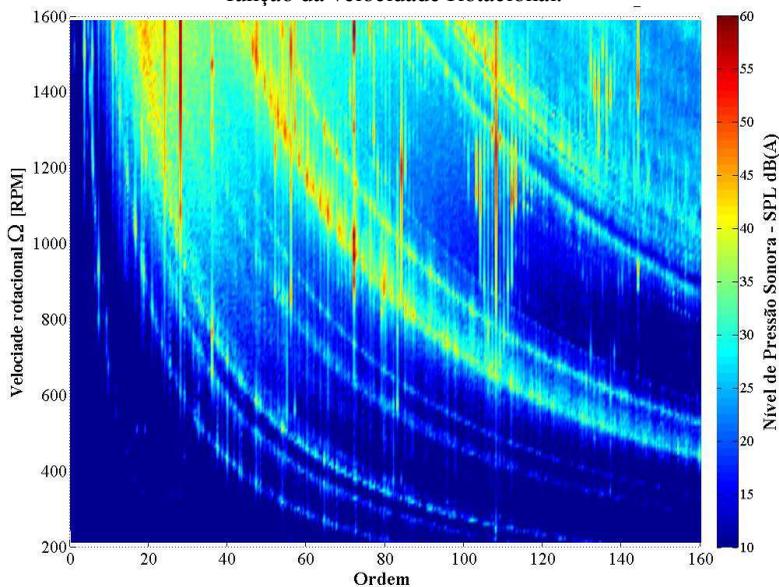
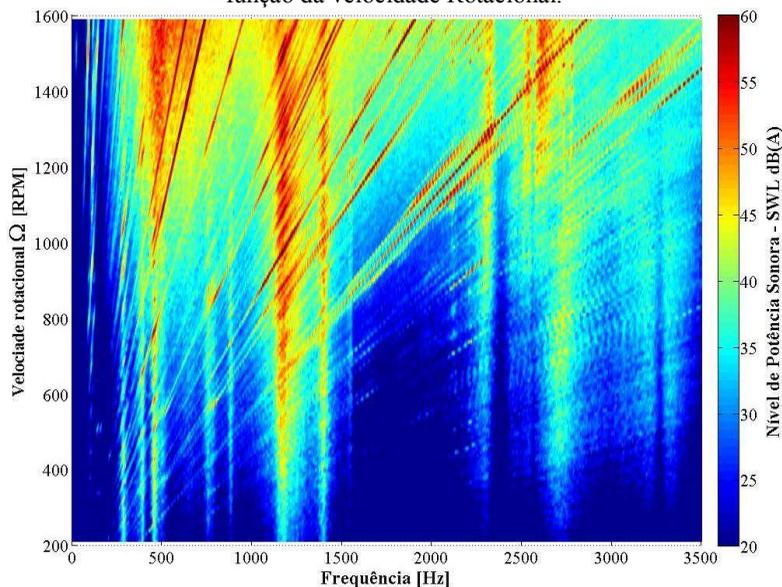


Figura 2.9 – Diagrama de Campbell do Nível de Potência Sonora do motor em função da velocidade Rotacional.



## 2.4 Análise Modal Experimental

O objetivo deste tópico do trabalho consiste em apresentar de maneira resumida alguns pontos importantes a respeito da Análise Modal Experimental (AME). A literatura especializada na área de AME é vasta e caso o leitor queira se aprofundar no assunto poderá escolher entre boas referências como EWINS (1984), MAIA *et al.* (1997), diversos artigos e publicações correlacionados à área experimental. Assim, esta revisão se limita a apresentar conceitos, questões relativas à aplicação prática desta técnica experimental, além de comentar a utilidade dos dados experimentais na atualização de modelos desenvolvidos pelo MEF.

Conforme MAIA, *et al.* (1997), a Análise Modal Experimental (AME) é uma ferramenta de engenharia robusta e confiável, que permite obter informações das características estruturais, condições operacionais, desenvolver critérios que permitem melhorar o comportamento dinâmico ou resolver problemas dinâmicos estruturais de determinados projetos. EWINS (1984) destaca que a AME requer um elevado nível de conhecimento e competência sobre os fundamentos teóricos de vibrações, medições precisas dos sinais adquiridos, além de análises realísticas e detalhadas dos dados obtidos.

As primeiras aplicações da AME remontam à década de 40, onde esta ferramenta foi utilizada para ajudar a compreender problemas dinâmicos da indústria aeronáutica. Desde sua implementação até os dias de hoje observa-se um aumento considerável da utilização desta ferramenta experimental. Com o avanço da eletrônica analógica e digital, aumento da capacidade de processamento, armazenamento e transferência de dados aliado ao desenvolvimento de algoritmos fundamentais na área de vibrações e acústica (*e.g.*, Transformada Rápida de Fourier) a utilização da AME na compreensão e solução dos problemas vibroestruturais é algo que ocorre com grande frequência.

Segundo MAIA *et al.* (1997), toda a teoria de AME é desenvolvida considerando as seguintes hipóteses:

- 1) A estrutura comporta-se como um sistema linear, cujo comportamento dinâmico pode ser modelado por um conjunto de equações diferenciais de segunda ordem;

## ***Fundamentação Teórica***

---

- 2) A estrutura obedece ao Princípio da Reciprocidade;
- 3) A estrutura é invariante com o tempo.

Para o processamento da AME é necessário medir e processar sinais, normalmente, de excitação e de resposta em pontos da estrutura analisada para calcular a Função Resposta em Frequência (FRF) entre estes sinais. A excitação da estrutura normalmente é dada por meio de vibradores eletromagnéticos (*shaker*) ou martelos de impacto (*Impact Hammer*) equipado com sensor de força piezoeletrônico. Quando a excitação da estrutura provém de um *shaker* normalmente os sinais relativos à excitação são adquiridos por meio de transdutor de força ou uma cabeça de impedância instalados entre o vibrador, por exemplo, e o ponto de excitação da estrutura. Nos testes, nos quais a excitação é imposta por martelo de impacto, os sinais de força são medidos por uma célula de força instalada na cabeça do martelo. As respostas às excitações aplicadas na estrutura são medidas por meio de sensores de aceleração, velocidade ou deslocamento. Além dos transdutores de vibração é necessário o uso de um analisador de sinais e um programa de processamento de sinais. Neste trabalho em particular, foram medidas as respostas por meio de acelerômetros piezoeletrônicos, vibrômetro *Laser* e utilizaram-se analisadores SCADAS Mobile® de 12 e 32 canais para a aquisição dos sinais necessários ao processamento da AME.

A título ilustrativo, na Figura 2.10 tem-se um esquema da cadeia de medição de uma AME desenvolvida em uma viga biapoiada. A excitação neste experimento se deu por meio de um martelo de impacto. A Figura 2.11, por sua vez, mostra a cadeia de medição de uma AME, na qual a excitação do sistema origina-se de um vibrador eletromagnético (*shaker*) e a força aplicada na estrutura foi medida por meio de uma célula de força piezoeletrônica.

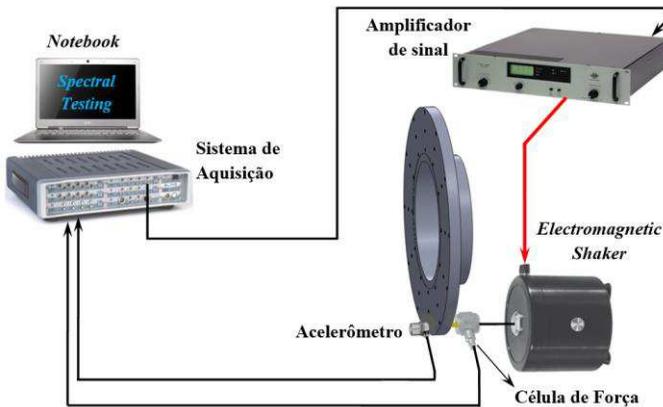
Conforme MAIA *et al.* (1997), em função do ruído associado aos sinais de excitação e/ou resposta da estrutura, é recomendado utilizar estimadores para se determinar as FRFs por meio das densidades espectrais de potência e cruzada dos sinais analisados.

Figura 2.10 – Cadeia de medição utilizada na AME de uma viga bia-apoiada.



Fonte: do autor.

Figura 2.11 – Cadeia de medição utilizada na AME de um disco de freio.



Fonte: do autor.

Os estimadores mais comumente utilizados  $H_1$ ,  $H_2$  e  $H_v$  são calculados, respectivamente, por meio das equações:

$$H_1(f) = \frac{S_{fx}(f)}{S_{ff}(f)} \quad (2.13)$$

$$H_2(f) = \frac{S_{xx}(f)}{S_{xf}(f)} \quad (2.14)$$

$$H_v(f) = \frac{-\beta(f) + \sqrt{\beta(f)^2 + 4|\mathbf{S}_{fx}(f)|^2}}{2\mathbf{S}_{xf}(f)} \quad (2.15)$$

para compactar a notação definiu-se a variável auxiliar  $\beta(f)$  tal que:

$$\beta(f) = \mathbf{S}_{ff}(f) - \mathbf{S}_{xx}(f) \quad (2.16)$$

sendo  $\mathbf{S}_{xf}(f)$  a densidade espectral de potência cruzada entre o sinal de resposta  $x(t)$  e o sinal de excitação  $f(t)$ ,  $\mathbf{S}_{ff}(f)$  e  $\mathbf{S}_{xx}(f)$  as densidades espectrais de potência dos sinais de excitação e de resposta, respectivamente. O **negrito** adotado nos termos da equação busca destacar que estes dados são calculados por meio de sinais de excitação e resposta que eventualmente estarão contaminados com ruído.

Um parâmetro muito utilizado para correlacionar sinais de excitação e de resposta AME é a função coerência ordinária  $\gamma(f)$  definida por:

$$\gamma(f)^2 = \frac{|\mathbf{S}_{fx}(f)|^2}{\mathbf{S}_{ff}(f) \mathbf{S}_{xx}(f)} \quad (2.17)$$

sendo tal função um coeficiente normalizado de correlação que varia entre 1 e 0. Valores inferiores à unidade na função coerência certamente estão ligados um ou mais fatores listados a seguir: fontes externas de ruído, problema de faixa dinâmica, baixa resolução espectral, o sistema analisado não é linear ou a resposta obtida não está correlacionada à excitação aplicada.

O processamento de sinais dos estimadores apresentados anteriormente permite minimizar as influências dos erros associados ao ruído da medição, desde que adotados os estimadores corretos na obtenção das FRFs. Conforme SHIN e HAMMOND (2007), para os casos em que o sinal de força é bem conhecido e tem menor ruído em relação ao sinal de resposta recomenda-se o estimador  $H_1(f)$ . Nos casos em que se tem maiores níveis de ruído no sinal de excitação é recomendado o estimador  $H_2(f)$ . O estimador  $H_v(f)$  é melhor aplicado nos casos em que

há maior incerteza quanto ao ruído em ambos os sinais de excitação e de resposta<sup>5</sup>.

Conforme MAIA *et al.* (1997), o objetivo principal da AME é obter um conjunto de FRFs suficientemente grande e preciso no domínio do espaço e da frequência de forma a permitir a extração dos parâmetros modais da estrutura (frequência natural, forma modal e amortecimento modal). As FRFs normalmente obtidas nos testes são as FRFs de receptância, mobilidade ou acelerância. Na Tabela 2.1 é apresentada a designação mais comum das FRFs (EWINS, 1984; JORDAN, 2002).

Tabela 2.1 – Designação das funções de resposta em frequência.

<b>Tipo de Resposta</b>	<b>Resposta/Força</b>	<b>Força/Resposta</b>
Deslocamento	Receptância	Rigidez dinâmica
Velocidade	Mobilidade	Impedância mecânica
Aceleração	Acelerância	Massa aparente

Na AME se define, no mínimo, uma referência para o processamento das FRFs, dada a necessidade em se conhecer o movimento relativo entre todos os pontos da malha experimental adotada. Quando a excitação da estrutura ocorre via vibrador eletromagnético é comum que seja utilizado o ponto de aplicação da força como referência. Caso a excitação seja dada por martelo de impacto, pode-se adotar como referência o sinal de excitação ou de resposta. A escolha do sinal de referência depende, na maioria dos casos, das características geométricas da estrutura analisada, quantidade de transdutores e canais disponível no analisador. Além disso, às vezes, é mais conveniente percorrer todos os pontos da estrutura com o martelo, ou mesmo, modificar a posição dos acelerômetros. EWINS (1984), MAIA *et al.* (1997) e JORDAN (2002) destacam os cuidados necessários na fixação da estrutura, do vibrador e no acoplamento do vibrador à estrutura a fim de reduzir as influências indesejadas da montagem e transmissão das forças nos resultados obtidos.

Segundo MAIA *et al.* (1997), o uso de um modelo em elementos finitos pode auxiliar na seleção dos pontos de excitação e resposta da

<sup>5</sup> Um exemplo prático da utilização do estimador  $H_v(f)$  ocorre na Análise Modal Operacional quando se utiliza um acelerômetro como referência.

## ***Fundamentação Teórica***

---

estrutura no sentido de se evitar a escolha de pontos nodais da estrutura. Em uma malha experimental com dezenas, ou centenas, de pontos provavelmente haverá a coincidência de pontos experimentais a regiões nodais, para determinadas componentes de frequência. No entanto, com base em formas modais obtidas pela solução do problema de autovetores e autovalores do modelo numérico podem-se escolher pontos de medição fora da região nodal.

Uma vez definidos os pontos de interesse da análise, é aplicada a excitação em um ou mais pontos da estrutura e obtém-se as respostas à estas excitações nos pontos de interesse. Independentemente do número de pontos de excitação e resposta, recomenda-se obter FRFs em todos os pontos da malha experimental, a fim de evitar o uso de algoritmos de interpolação. Caso a malha experimental seja composta de  $N$  pontos e seja  $M$  o número de linhas espectrais no domínio da frequência, então a matriz de FRFs então será composta por  $N \times M$  elementos ou  $M \times N$ , dependendo da referência adotada no experimento (força ou resposta).

A malha experimental adotada deve garantir a resolução espacial suficiente para representar as formas modais até a faixa de frequência de interesse. O uso de um modelo numérico pode auxiliar a escolha do conjunto de pontos experimentais. Quanto maior for o número de pontos devidamente distribuídos melhor será a resolução espacial, conseqüentemente, maior será o tempo dispendido na execução dos experimentos. Após adquiridas as FRFs em todos os pontos da estrutura analisada tem-se uma matriz de FRFs que carrega informações do comportamento dinâmico da estrutura fundamentais ao processamento da AME. Mediante técnicas de processamento de análise modal são calculados os parâmetros modais da estrutura mediante a aplicação de métodos de identificação.

Existe uma variedade de métodos indiretos e diretos, no domínio do tempo e da frequência, bem como, métodos aplicados a problemas SISO (*Single-Input-Single-Output*), SIMO (*Single-Input-Mult-Output*), MISO (*Mult-Input-Single-Output*) e MIMO (*Mult-Input-Mult-Output*). Nos programas de processamento de sinais modernos são amplamente utilizados métodos de ajuste de parâmetros e minimização de erros pelo método dos mínimos quadrados. Neste caso, é necessário um processo

iterativo e, em geral, um número mínimo de modos na faixa de frequências analisada para que sejam obtidos bons resultados. Maiores detalhes acerca dos principais métodos de identificação dos parâmetros da análise de ordem é encontrado em MAIA *et al.* (1997) e em manuais teóricos dos programas de processamento de análise modal.

Conforme já descrito, o processamento da análise modal permite obter os parâmetros modais da estrutura analisada. Nos programas de processamento de análise modal é possível inserir ou criar geometrias dos pontos experimentais e referenciar os pontos da malha experimental aos pontos de medição. O sistema de coordenadas de cada ponto experimental deve ser exatamente o mesmo adotado nos pontos da geometria criada. Assim, após o processamento dos dados pode-se animar as formas modais, para cada frequência natural obtida na faixa analisada. Ainda, com os avanços das ferramentas de visualização tridimensional tem-se a facilidade em manipular o modelo no espaço de modo semelhante ao que é feito nos programas de modelagem CAD (*Computer Aided Design*).

Os dados adquiridos via AME são parâmetros que permitem melhorar a representatividade de modelos numéricos desenvolvidos pelo MEF. Conforme FRISWELL e MOTTERSHEAD (1994), o ajuste do modelo numérico com base nos dados experimentais de vibrações busca minimizar as diferenças originadas nas considerações assumidas durante o desenvolvimento matemático do modelo numérico. Na etapa de desenvolvimento do modelo numérico deve-se analisar quais os parâmetros do modelo poderão ser alterados com o intuito de reduzir as diferenças do modelo numérico em relação aos resultados experimentais. Os parâmetros são escolhidos com base no conhecimento da física do problema analisado e devem ser tais que a resposta do modelo numérico seja sensível às variações destes parâmetros. Os autores ainda destacam que o ajuste de modelos numéricos é um processo repleto de dificuldades que surgem desde a inexactidão do modelo em representar o sistema real (aproximação) até imprecisão e a falta de dados experimentais suficientes.

Neste trabalho desenvolveu-se o ajuste de modelos numéricos dos componentes do motor com base em dados obtidos via AME e testes de resposta em frequência. O ajuste foi desenvolvido pelo método de comparação direta. Em uma primeira fase minimizaram-se os erros das

## ***Fundamentação Teórica***

---

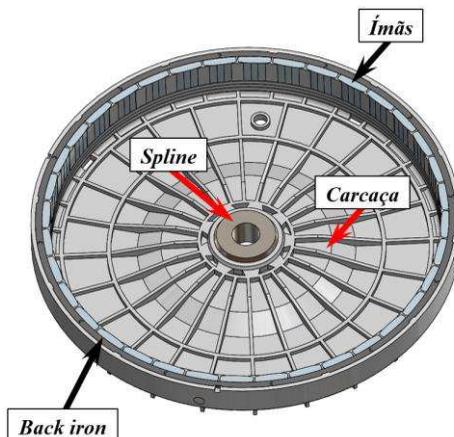
frequências naturais e em uma segunda etapa o ajuste buscou minimizar as diferenças em termos da resposta em frequência dos componentes do motor. Conforme será detalhado no Capítulo 4, ao final dos processos de ajuste foram obtidos modelos numéricos, cujos resultados apresentam grau de concordância condizentes às limitações do próprio modelo numérico e complexidade dos componentes estudados.

### **2.5 Nomenclatura: motor e máquina**

No decorrer do trabalho será utilizada uma nomenclatura específica do projeto do motor elétrico e da máquina de lavar. A título elucidativo, optou-se por definir a nomenclatura adotada nas peças e componentes que talvez sejam desconhecidas ao leitor.

A seguir, na Figura 2.12, tem-se uma vista em seção do modelo CAD do rotor na qual são destacados: a carcaça do rotor, os ímãs, o dispositivo de fixação (*spline*) e o anel externo do rotor (*back iron*).

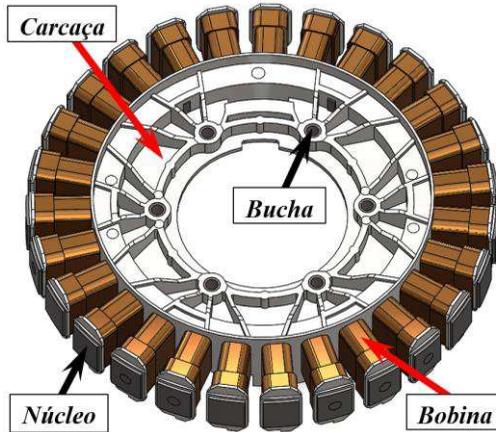
Figura 2.12 – Componentes do rotor.



Fonte: do autor.

Na Figura 2.13 tem-se uma imagem do modelo CAD do estator, onde estão indicadas as bobinas, as buchas de fixação, carcaça e o núcleo do estator. Ressalta-se que as bobinas foram representas por peças sólidas, tal como, ilustrado nesta figura.

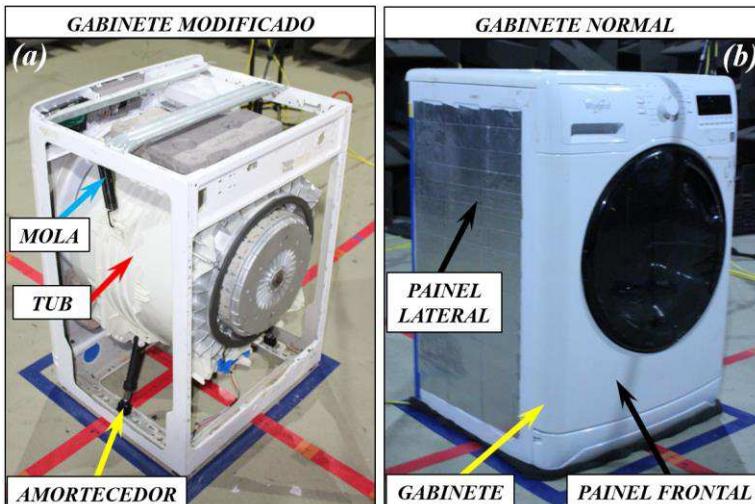
Figura 2.13 – Componentes do estator.



Fonte: do autor.

Na Figura 2.14 (a) são destacados os elementos da suspensão (molas e amortecedores) do conjunto interno da máquina e o *tub*, componente que enclausura o cesto (*drum*) da máquina. Na Figura 2.14 (b) destaca-se o gabinete da máquina, o painel lateral e frontal.

Figura 2.14 – Detalhes dos componentes internos (a) e externos (b) da máquina.



Fonte: do autor.

### 3. ANÁLISE DAS FONTES DE RUÍDO EM UMA LAVADORA

As máquinas de lavar são eletrodomésticos que vibram e emitem ruído durante seu funcionamento. Com os avanços tecnológicos das últimas décadas e como resposta à necessidade de redução do tempo dispendido na tarefa de lavar as roupas foi desenvolvida a máquina de lavar automática. Esta máquina permite realizar diferentes ciclos de lavagem e centrifugação, o que facilita enormemente a repetitiva tarefa de lavar e secar as roupas. Entretanto, acrescentar um processo final de centrifugação implica em um problema do ponto de vista vibroacústico, visto que neste ciclo tem-se elevados níveis de vibração em função dos carregamentos atuantes e, como consequência, maiores níveis de ruído.

As amplitudes de vibração e de ruído estão relacionadas ao nível de carregamento da máquina, desbalanceamento da carga e ciclo de operação. Diferentes fontes de ruído contribuem ao ruído global radiado pela máquina de lavar durante os ciclos de lavagem e centrifugação. As principais fontes de ruído do sistema em estudo são: eletroválvulas, trava elétrica da porta, bomba de drenagem, mancais de rolamento, motor, *tub* e gabinete. Este capítulo é direcionado à investigação e análise das fontes de ruído que efetivamente contribuem no ruído global radiado pela máquina.

Com o intuito de simplificar o problema será dada ênfase ao estudo das fontes que contribuem de maneira significativa no ruído global do sistema durante o ciclo mais crítico de operação, o ciclo de centrifugação. Nos demais ciclos os níveis de ruído são reduzidos consideravelmente, dado que a máquina opera em baixas velocidades rotacionais. Já no ciclo de centrifugação, o motor elétrico atinge regimes elevados de velocidade rotacional que resultam no aumento dos esforços dinâmicos no próprio motor elétrico, *tub*, tambor e, por consequência, um maior nível de ruído é radiado pela máquina.

No ciclo de centrifugação as fontes que mais contribuem ao ruído radiado pela máquina são o motor elétrico, o *tub* e o gabinete. Dentre as fontes mencionadas, o motor elétrico é a única fonte ativa e tem maior contribuição no ruído global. Diante destes fatos, desenvolveu-se um estudo voltado à análise da resposta acústica do motor elétrico em duas

condições de fixação: montado no *tub* da máquina e montado em uma bancada, especificamente projetada aos testes de motores BPM DD. Esta bancada de testes possibilita que seja determinada experimentalmente a potência sonora do motor elétrico em uma condição de carga com torque relativamente constante. A carga aplicada simula uma condição média de carregamento relativa ao ciclo de centrifugação.

O estudo das fontes de ruído da máquina de lavar envolveu a desmontagem completa do sistema. Na medida do possível, determinados componentes da máquina foram isolados acusticamente e foi analisada a resposta acústica para cada condição. Em função do menor nível de ruído radiado não foram realizados testes das eletroválvulas, trava elétrica da porta e bomba de sucção. Estes componentes foram, portanto, omitidos das análises e desinstalados da máquina nos testes voltados ao estudo da contribuição das fontes de ruído. Os experimentos acústicos foram desenvolvidos com um gabinete padrão e com um gabinete especialmente modificado para os testes. Além da caracterização das fontes de ruído este estudo permitiu analisar os problemas potenciais associados à falta de tratamento acústico em regiões importantes do sistema. Maiores detalhes acerca deste estudo são apresentados no decorrer deste capítulo.

### **3.1 Montagem e condições dos testes**

Os testes destinados à caracterização do ruído do motor elétrico que aciona a lavadora foram desenvolvidos considerando duas condições de fixação. Primeiramente, o motor elétrico foi montado em uma bancada de testes especificamente projetada aos experimentos dos motores elétricos BPM DD, que equipam alguns modelos de máquinas de lavar *front load*. A bancada consiste em uma caixa metálica formada por placas de alumínio com espessura de 25,4mm na tampa superior, 13,5mm nas tampas laterais e inferior. Esta caixa metálica enclausura um disco de inércia<sup>6</sup>, que é suportado por dois mancais de rolamento, e que simula a carga da máquina em condições controladas. Uma foto desta bancada é apresentada na Figura 3.1.

---

<sup>6</sup> O disco de inércia é fabricado em aço-carbono AISI/SAE 1020 e tem massa de 56kg.

Figura 3.1 – Bancada de testes dos motores elétricos com estator montado.



Fonte: do autor.

Na segunda configuração de montagem o motor foi acoplado e fixado ao *tub* da máquina, como normalmente é feito na linha de montagem do produto. Esta configuração de montagem do motor é mostrada na Figura 3.2, à esquerda. Os testes com o motor montado no *tub* da máquina foram realizados em um gabinete normal e em um gabinete modificado. Diferentes configurações foram adotadas no intuito de isolar a contribuição do motor elétrico, mesmo quando montado no *tub* da máquina. Os detalhes relativos às configurações adotadas serão descritos na Seção 3.3.

Os testes de caracterização das fontes de ruído da máquina de lavar foram realizados considerando dois gabinetes diferentes. Um dos gabinetes permaneceu inalterado e no outro foram realizadas modificações, a fim de reduzir o ruído radiado pelos painéis do próprio gabinete. Adicionalmente, buscou-se minimizar as influências da presença do gabinete no ruído radiado pelos componentes internos da máquina. As modificações realizadas concentraram-se em recortar os painéis da máquina, dado o objetivo de reduzir o ruído radiado pelo próprio gabinete, no entanto, garantiu-se a integridade estrutural e rigidez necessária à estrutura que suporta o *tub* da máquina. As alterações não modificaram as posições de encaixe dos amortecedores e molas do

sistema de suspensão na estrutura do gabinete. A Figura 3.2 mostra os dois gabinetes utilizados neste estudo.

Figura 3.2 – Gabinete modificado (a) e gabinete normal (b).



Fonte: do autor.

Nos testes de aceleração (*run up*) desenvolvidos com o motor montado na bancada ou *tub* da máquina configurou-se o sistema de controle e alimentação do motor para acelerar o mesmo de 200RPM até 1600RPM, sendo a taxa de variação de velocidade constante de 10RPM/s. Em todos os testes a temperatura do núcleo do estator variou entre 50°C e 65°C, de forma que os primeiros ciclos de aceleração eram destinados ao aquecimento e estabilização da temperatura do motor. Além dos testes de *run up* foram realizados testes estacionários à velocidade rotacional constante em regiões críticas, onde foram observadas variações abruptas dos níveis de ruído radiado pelo motor ou máquina.

O estudo e a análise das fontes que mais contribuem ao ruído radiado pela máquina envolveu a montagem, desmontagem e, na medida do possível componentes da máquina foram “isolados acusticamente”. Este “isolamento” foi obtido pela aplicação de materiais acústicos de elevada absorção sonora utilizados em tratamento de ambientes. Ao final de todos os testes diversas configurações foram experimentadas e os detalhes de cada configuração são apresentados nos próximos tópicos.

### 3.2 Experimentos acústicos

Os experimentos e testes desenvolvidos com o intuito de analisar e caracterizar as fontes de ruído foram executados na câmara semianecoica do LVA do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC. Em função do teste ser transiente, com o motor em aceleração, é recomendado que a potência sonora seja determinada em um ambiente anecoico ou semianecoico. Desta forma, em um teste cuja duração é de aproximadamente 140 segundos tem-se como determinar os mapas de ruído característicos do motor e da máquina para diferentes pontos de velocidade rotacional. O mesmo teste desenvolvido em uma câmara reverberante utilizando o mesmo número de pontos na curva de velocidades é de difícil aplicação prática devido ao elevado tempo dispendido na sua execução.

O estudo das fontes de ruído da máquina de lavar e do motor que aciona a máquina foi desenvolvido com base nos resultados experimentais obtidos por meio de medições realizadas na câmara semianecoica. Para tal, foram instalados e devidamente posicionados um conjunto de dez microfones de campo livre (*diffuse field*) da fabricante B&K® de 1/2" modelo TYPE 4189. O conjunto de pontos adotados e o tipo de superfície virtual que envolve a fonte em análise foram determinados, tendo como referência as recomendações da Norma ISO3744 – *Acoustics – Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure – Engineering methods for an essentially free field over a reflecting plane*. Além dos microfones, utilizou-se um tacômetro óptico *Laser* da fabricante Monarch® modelo PLT200 para medição da velocidade rotacional e posição angular do rotor. Os sinais de saída do tacômetro óptico permitiram referenciar a posição angular do rotor no processamento dos dados adquiridos.

O nível de potência sonora de cada fonte analisada foi calculado com base nos níveis de pressão sonora (SPL) medidos nos pontos determinados pelos arranjos de microfones recomendados pela Norma ISO3744. Conforme a Norma supracitada, o cálculo do nível de potência sonora é dado por:

$$SWL = 10 \log_{10} \left( \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{10} 10^{\frac{SPL_i}{10}} \right) + 10 \log_{10}(S/S_o) + K_1 + K_2 \quad (3.1)$$

sendo  $SPL_i$  o Nível de Pressão Sonora relativo ao  $i$ -ésimo microfone,  $N$  o número de microfones utilizados,  $S$  a área da superfície virtual de medição,  $S_o$  a área de referência equivalente à unidade,  $K_1$  e  $K_2$  as constantes de correção do ruído de fundo e da câmara, respectivamente.

A câmara utilizada para executar os experimentos acústicos é qualificada e está em conformidade com a norma ISO3745, desta forma, a constante de correção da câmara  $K_2$  pode ser negligenciada. As fontes estudadas neste trabalho radiam ruído, tal que, o SWL mínimo, próximo a 200RPM, é superior a 40dB(A). Assim, a diferença entre os níveis de ruído radiado pelo motor/máquina em relação ao ruído de fundo é maior que 15dB e, conforme recomenda a norma ISO3744, a constante de correção  $K_1$  também pode ser negligenciada.

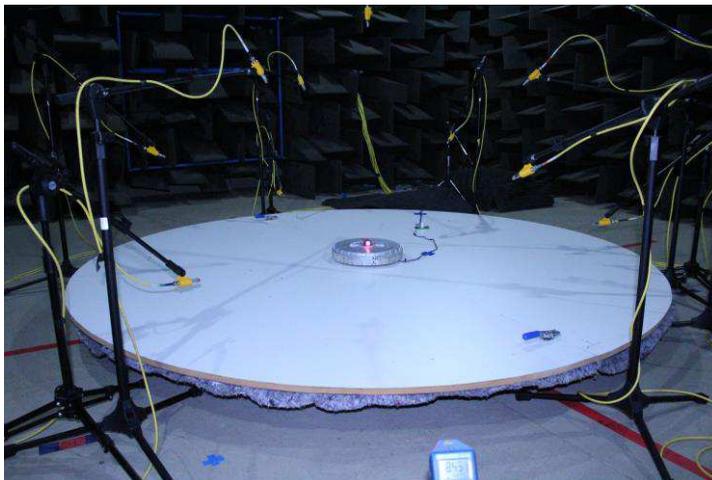
Em função das dimensões das fontes analisadas e da câmara utilizada nos experimentos ser semianecoica foi adotada uma superfície virtual hemisférica para se determinar experimentalmente a potência sonora. Nos testes realizados com a máquina de lavar o piso da câmara é o piso refletor e foi adotado o raio  $R = 1,5m$  para a superfície hemisférica virtual. Nos experimentos desenvolvidos com o motor elétrico montado sobre a bancada de testes foram instalados dois painéis bipartidos com formato de semicírculo (ver Figura 3.3) de forma a se obter uma superfície de reflexão às ondas sonoras radiadas pelo motor elétrico e isolar parte do ruído radiado pelos mancais de rolamento da bancada de testes. As aberturas entre os painéis e a bancada foram isoladas acusticamente. No intuito de reduzir os níveis de ruído radiado pela própria bancada foi inserido material de elevada absorção entre os painéis refletores e o piso da câmara. É importante destacar que não existe contato mecânico entre os painéis e a bancada de testes.

Diante das dimensões características do motor elétrico e das recomendações fornecidas pela Norma ISO3744 adotou-se o mesmo raio  $R = 1,5m$  à superfície hemisférica virtual nos experimentos acústicos desenvolvidos com o motor elétrico. A Figura 3.3 mostra uma foto do experimento com o motor. Nesta mesma figura se observam os dez

## Análise das Fontes de Ruído de uma Lavadora

microfones utilizados, o tacômetro óptico *Laser* e os dois painéis semicirculares utilizados como barreira às ondas sonoras radiadas pelo motor/bancada.

Figura 3.3 – *Setup* experimental do motor montado na bancada de testes.



Fonte: do autor.

Na Tabela 3.1 são apresentadas as coordenadas dos pontos referentes às posições do arranjo de microfones utilizados nos testes do motor elétrico e máquina de lavar.

Tabela 3.1 – Coordenadas dos pontos de medição do arranjo de microfones.

<i>Ponto</i>	<i>X [m]</i>	<i>Y [m]</i>	<i>Z [m]</i>
<b>1</b>	-1,485	0	0,225
<b>2</b>	0,750	-1,290	0,225
<b>3</b>	0,750	1,290	0,225
<b>4</b>	-0,675	1,155	0,675
<b>5</b>	-0,675	-1,155	0,675
<b>6</b>	1,335	0	0,675
<b>7</b>	0,495	0,855	1,125
<b>8</b>	-0,990	0	1,125
<b>9</b>	0,495	-0,855	1,125
<b>10</b>	0	0	1,500

No intuito de compensar a diferença de altura dos painéis refletores, nos testes desenvolvidos com o motor, definiu-se a origem do sistema de coordenadas sobre o plano formado pelos painéis. O eixo Z é concêntrico à árvore da bancada de testes. Por sua vez, nos testes desenvolvidos com a máquina definiu-se a origem do sistema de coordenadas sobre o piso da câmara.

Segundo o critério de  $\frac{1}{4}$  de comprimento de onda da Norma ISO3744, a menor frequência válida às medições do motor elétrico montado na bancada de testes é da ordem de 57,2Hz.<sup>7</sup> A Norma ainda recomenda que o raio de medição seja no mínimo duas vezes a maior dimensão da fonte ou duas vezes superior a dimensão característica da fonte. Este critério é atendido no caso do raio adotado aos experimentos realizados com o motor, no entanto, há um pequeno desvio no caso dos experimentos com a máquina de lavar. A maior dimensão da máquina é  $h=0,80\text{m}$  e para o raio  $R=1,5\text{m}$  haveria uma relação menor que duas vezes. Este desvio resulta na menor confiabilidade dos resultados obtidos às componentes de baixa frequência do espectro. As regiões críticas, onde são verificadas as maiores amplitudes do espectro de ruído do motor e da máquina, são verificadas na faixa de 200Hz a 3,5kHz. Portanto, admitiu-se que a menor frequência desta faixa está suficientemente afastada da região de menor confiabilidade do espectro e o problema relativo às baixas frequências pode ser negligenciado.

Os sinais dos microfones e do tacômetro óptico *Laser* foram adquiridos simultaneamente através de um analisador de sinais de 12 canais equipado com um módulo de dois canais específicos para tacômetros. A faixa de frequência analisada nos experimentos se estendeu até 10kHz, sendo a taxa de aquisição (ou frequência de amostragem) de 25,6kS/s. Os dados adquiridos foram pós-processados, segundo o processamento clássico dos sinais e considerando o processamento segundo a teoria de análise de ordem. Por meio destas análises obtiveram-se os Diagramas de Campbell e Diagramas de Ordem na forma de mapas de cores, que são representações gráficas fundamentais à caracterização do ruído radiado pelas fontes estudadas.

---

<sup>7</sup> Frequências calculadas com base no critério de  $\frac{1}{4}$  do comprimento de onda, considerando o ar na temperatura ambiente de 20°C.

É importante destacar que os testes em *run up* foram realizados com o motor em aceleração constante. O sistema de controle e alimentação do motor permitiu aplicar um torque nominal estável, independente do motor estar montado sobre a bancada de testes ou no *tub* da máquina. Por fim, os experimentos basearam-se nas recomendações da norma ISO3744 e nos padrões internos da empresa parceira no projeto. As principais análises e resultados obtidos são descritos na próxima seção do trabalho.

### **3.3 Resultados obtidos**

Considerando as informações descritas nos tópicos anteriores, desenvolveram-se os experimentos voltados à análise das fontes de ruído da máquina de lavar. Um conjunto de testes foi executado no sentido de melhor caracterizar e estudar a contribuição das fontes de ruído e cada configuração adotada será detalhada separadamente. Além do estudo dos principais contribuidores no ruído radiado, esta seção do trabalho versará sobre a questão do isolamento e tratamento acústico da máquina de lavar. Ao final desta seção serão destacados os potenciais ganhos em termos de redução do ruído global radiado pela máquina resultantes de melhorias no isolamento acústico do gabinete da máquina.

O estudo inicia no motor elétrico, a única fonte de ruído ativa do sistema analisado. O motor elétrico vibra em função dos esforços dinâmicos que atuam sobre o rotor e o estator. Os esforços dinâmicos predominantes são resultantes da interação dos campos magnéticos do par rotor e estator necessários ao conjugado eletromecânico. De forma direta, a vibração dos componentes do motor se traduz em ruído radiado e, além disso, parcela da energia vibratória dos componentes do motor é transmitida ao *tub*, tambor e gabinete da máquina de lavar, que por sua vez vibram passivamente e também radiam energia sonora.

Nas próximas seções do trabalho serão apresentados os resultados obtidos. Optou-se por apresentar, na primeira etapa, o estudo e as análises relativas à caracterização do ruído radiado pelo motor elétrico quando montado na bancada de testes. Na etapa seguinte serão detalhadas as análises desenvolvidas com o motor montado no *tub* da máquina de lavar.

### 3.3.1 Ruído do Motor elétrico

Inicialmente será analisado o ruído global radiado pelo motor quando montado sobre a bancada de testes. Padrões rigorosos foram adotados na preparação, montagem e execução dos experimentos acústicos, como consequência, pequenas variações foram observadas nos testes executados em dias diferentes. Na Figura 3.4 são mostrados os resultados obtidos para o nível de potência sonora do motor em função da velocidade rotacional. Os mesmos experimentos foram desenvolvidos montando e desmontando o aparato experimental em dias diferentes e foram observadas variações da ordem de até 1,5dB entre os resultados obtidos em termos do nível global. No gráfico da Figura 3.5 comparem-se os níveis de ruído medidos em dias diferentes, após a montagem e desmontagem de todo o aparato experimental.

Figura 3.4 – SWL global do motor montado na bancada de testes.

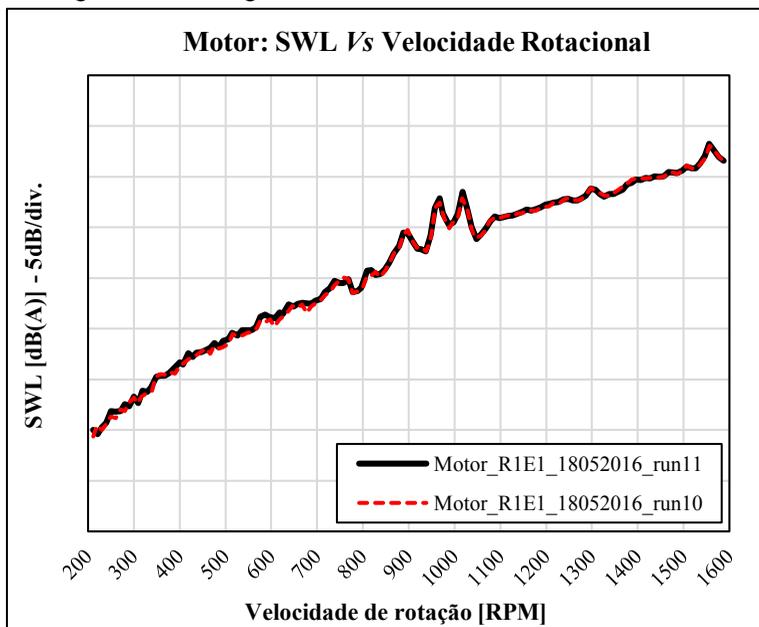
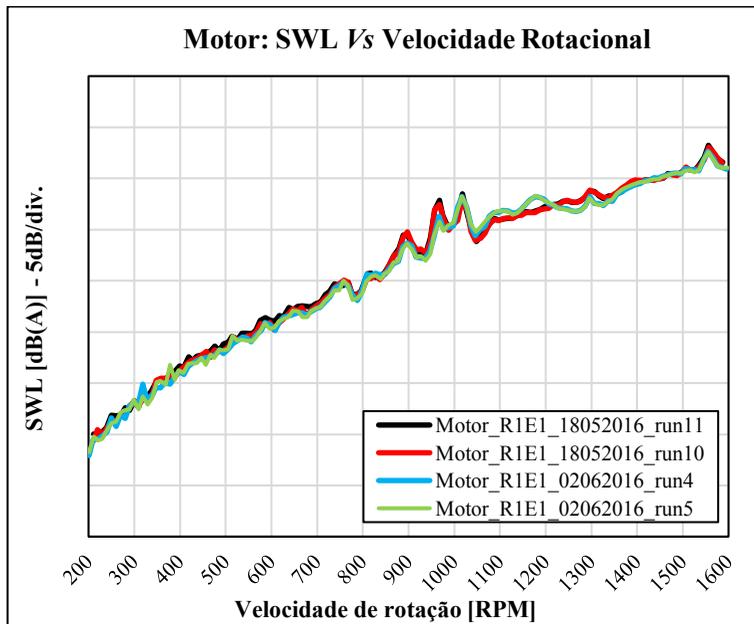
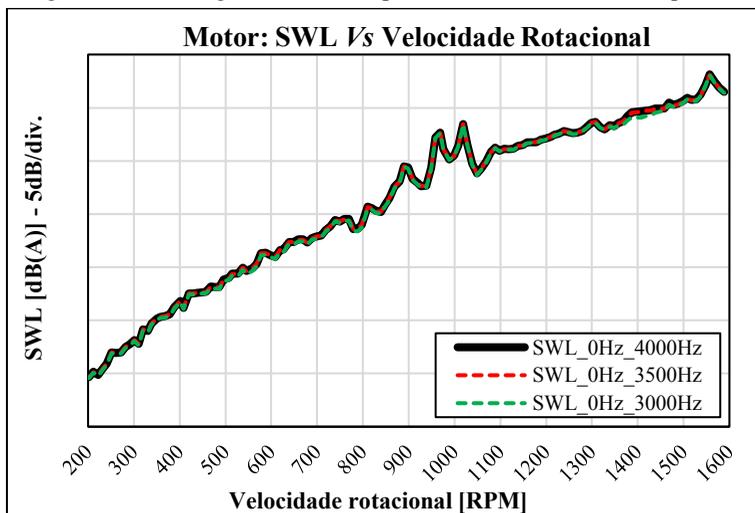


Figura 3.5 – SWL global do motor montado na bancada de testes medidos em dias diferentes.



Conforme descrito na Seção 3.2, a faixa de frequência de interesse às análises de ruído radiado pelas fontes em estudo é limitada a 3,5kHz. No intuito de corroborar esta afirmação tem-se na Figura 3.6 um gráfico do SWL radiado pelo motor considerando as faixas limitadas a 3kHz, 3,5kHz e 4kHz. Observa-se que a partir de 3,5kHz as diferenças entre as curvas de SWL globais são imperceptíveis na escala do gráfico, tal que há praticamente a sobreposição das curvas de SWL. Ainda que sejam consideradas as componentes até 3kHz observa-se boa representatividade dos níveis globais de ruído radiado pelo motor. Omitiu-se a curva de SWL global integrada ao longo de toda faixa de frequências analisada dado que é impossível observar qualquer diferença na escala decibel entre os dados obtidos até 4kHz.

Figura 3.6 – SWL global do motor para diferentes faixas de frequência.



A análise dos resultados obtidos para o motor elétrico permite destacar que, de maneira geral, a curva de SWL em função da velocidade rotacional se assemelha a uma reta inclinada, tipo rampa, salvo algumas regiões onde são observados aumentos repentinos no nível de ruído. Segundo GIERAS *et al.* (2006), em um motor elétrico ideal seria esperado um aumento linear do SWL na escala decibel em função do aumento da velocidade rotacional. Portanto, dentro de certos limites, a resposta do motor elétrico em estudo segue esta tendência, porém em determinadas velocidades rotacionais são observados aumentos repentinos nos níveis de ruído radiado. Ainda, conforme pode ser observado no gráfico da Figura 3.6, verifica-se uma mudança na inclinação da curva de SWL em diferentes patamares de velocidade rotacional.

De acordo com dados obtidos de GIERAS *et al.* (2006), a NEMA recomenda a motores de rotor interno de até 0,75kW com circulação de ar para refrigeração e que operam em velocidades inferiores a 1800RPM, na condição sem carregamento, níveis de potência sonora inferiores a 70dB(A). Não foram obtidas referências para motores BPM de rotor externo.

A fim de investigar as causas que levam ao aumento dos níveis ruído radiado pelo motor em determinadas velocidades rotacionais foi

### Análise das Fontes de Ruído de uma Lavadora

realizada uma análise voltada às regiões críticas. Para tal foram analisados os espectros de ruído nas regiões onde foram observados os aumentos repentinos dos níveis de ruído. Os espectros dos SWL obtidos para 892RPM, 967RPM e 1017RPM são mostrados na Figura 3.7, enquanto que, o espectro relativo a 1558RPM é mostrado na Figura 3.8.

Figura 3.7 – Espectros do SWL do motor em 900RPM, 967RPM e 1020RPM.

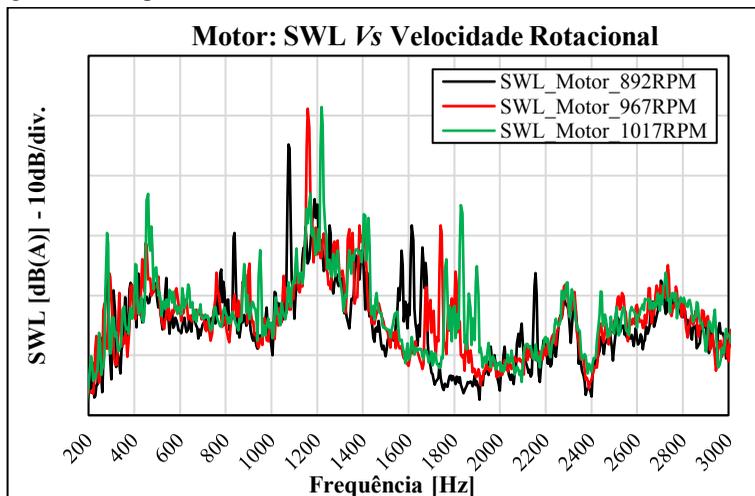
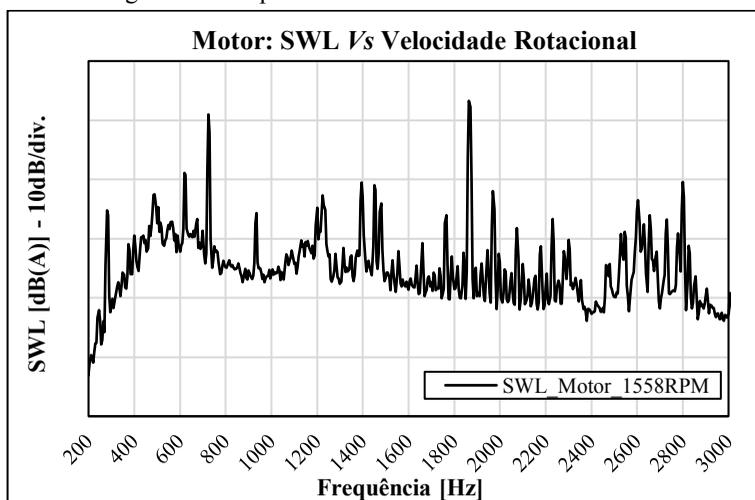
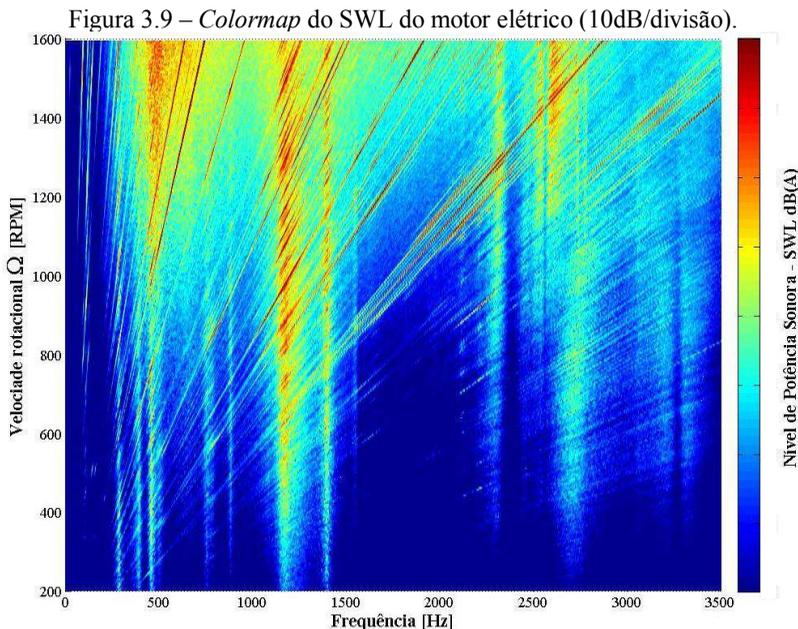


Figura 3.8 – Espectro do SWL do motor em 1558RPM.



Observam-se diferenças superiores a 10dB entre as componentes de maior amplitude dos espectros da Figura 3.7 em relação às demais componentes. No espectro da Figura 3.8 observam-se duas componentes predominantes em 725Hz e 1870Hz cujas diferenças de amplitudes ultrapassam 10dB.

No intuito de complementar a análise das regiões críticas identificadas nos experimentos com o motor tem-se na Figura 3.9 um gráfico tipo *colormap* do SWL em função da frequência e da velocidade de rotacional. Conforme pode ser observado, nas faixas de frequência entre 1000Hz e 1500Hz tem-se nitidamente, no mínimo, duas frequências de ressonância que estão sendo excitadas. Nas maiores velocidades rotacionais observam-se nitidamente no mínimo três ressonâncias entre 2000Hz e 2750Hz.



Da análise dos espectros da região crítica, compreendida na faixa de 892RPM a 1017RPM, tem-se que o aumento nos níveis de ruído resulta predominantemente da excitação relativa à segunda ordem eletromagnética do estator (ordem 2) que excita uma ressonância

### *Análise das Fontes de Ruído de uma Lavadora*

---

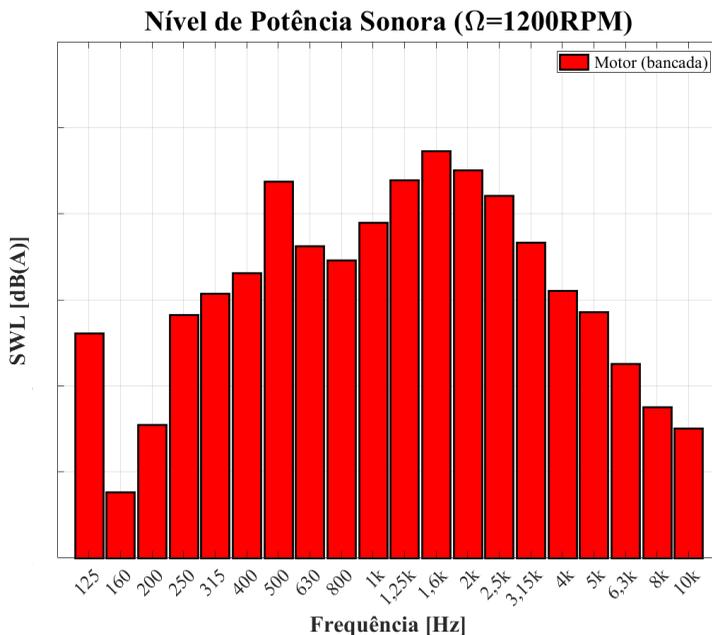
estrutural do estator próximo a 1170Hz. Já na velocidade rotacional de 1558RPM o aumento é resultante da composição de dois efeitos. Primeiramente, em torno de 725Hz a fundamental eletromagnética de rotor (ordem 2) excita uma frequência natural do rotor. O segundo efeito é observado quando a segunda ordem eletromagnética do estator (ordem 4) excita uma frequência natural do estator em alta frequência.

O sistema de controle embarcado conjuntamente à eletrônica da máquina de lavar limita a velocidade rotacional no ciclo de centrifugação, conforme o carregamento da mesma. Este limite é calculado com base nos parâmetros elétricos medidos no próprio sistema de alimentação e controle do motor elétrico. Para cargas menores, o ciclo de centrifugação é limitado a no máximo 1200 RPM, sendo assim, os aumentos nos níveis de ruído observados em 1558 RPM são automaticamente evitados. Entretanto, a título de caracterização e avaliação do produto, em termos da resposta vibroacústica, é importante estender a faixa para além do limite imposto. Desta forma, pode-se analisar possíveis problemas, quando as componentes do carregamento dinâmico se aproximam do limite máximo adotado pelo sistema de controle. Como exemplo, uma ressonância estrutural pode ser excitada por alguma ordem eletromagnética do motor e com o aquecimento do rotor e estator facilmente “transportar” o problema do ruído à faixa de operação da máquina.

De testes realizados com a máquina na condição normal de carregamento tem-se que é comum observar que a máxima velocidade rotacional no ciclo de centrifugação seja da ordem de 1200RPM. Assim, adotou-se esta velocidade rotacional como base de referência para analisar o ruído do motor e máquina. A Figura 3.10 mostra um gráfico do SWL em bandas de 1/3 de oitava do motor em 1200RPM. Cada divisão do eixo das ordenadas deste gráfico corresponde a 10dB. Conforme pode ser observado, a energia do ruído do motor está distribuída em várias bandas, de tal forma que o ruído do motor apresenta características similares de fontes que radiam ruído de banda larga sobrepostas aos tons puros resultantes da excitação eletromagnética. Dos gráficos anteriores do SWL global, verifica-se que em 1200RPM o motor está fora da região crítica. Por meio das análises realizadas nas regiões críticas é nítida a

predominância de componentes espectrais de maior energia em tons puros, resultantes da excitação eletromagnética do motor.

Figura 3.10 – SWL do motor em bandas de 1/3 de oitava.

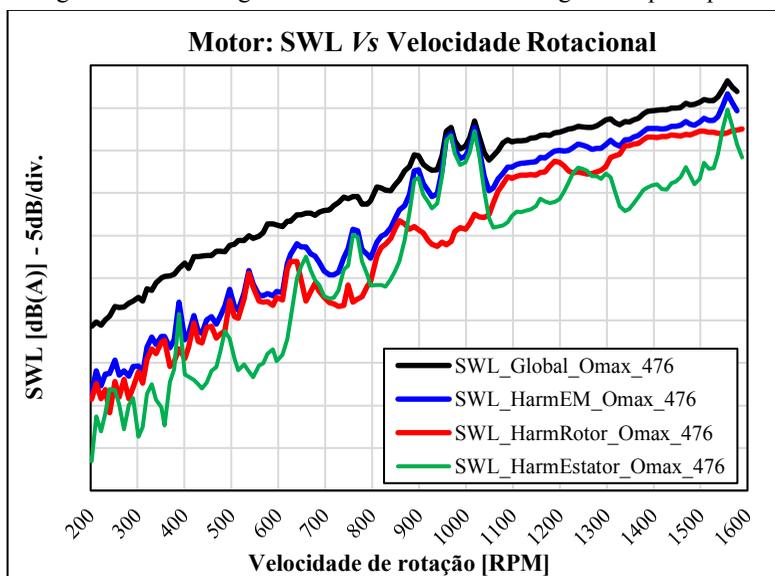


Conforme a literatura revisada, em motores elétricos de pequeno e médio porte é comum observar uma parcela considerável de ruído radiado devido às componentes de excitação eletromagnética. Na Figura 3.11 são apresentados o SWL global e o SWL resultante da composição das ordens eletromagnéticas principais do rotor e estator. Foram consideradas todas as ordens de rotor e estator até a ordem 476, sendo este valor limitado pela taxa de aquisição utilizada nas medições e pela velocidade rotacional máxima. A análise dos resultados obtidos permite destacar que o ruído radiado na região de média velocidade rotacional é fortemente afetado pelas harmônicas eletromagnéticas do estator, porém nas demais regiões da rampa de aceleração as ordens de rotor também têm influência, em especial nas maiores velocidades rotacionais.

## Análise das Fontes de Ruído de uma Lavadora

Ao comparar a curva azul, que representa a soma de todas as ordens eletromagnéticas principais, com a curva de SWL global (curva em preto) notam-se que as maiores diferenças se situam nas velocidades até 850RPM e que a partir desta velocidade as ordens eletromagnéticas têm maior influência sobre o ruído global radiado. As diferenças entre as curvas podem ser justificadas em função da contribuição do ruído aerodinâmico do rotor, ruído dos mancais de rolamento e das ressonâncias estruturais do rotor e estator que são excitadas pelo campo magnético e que podem não estar associadas às ordens principais dependendo da velocidade rotacional.

Figura 3.11 – SWL global das harmônicas eletromagnéticas principais.



Por fim, além das ordens eletromagnéticas principais outras ordens intermediárias podem surgir em função de problemas relacionados à distribuição espacial densidade de fluxo magnético, além de problemas resultantes da própria forma construtiva do motor elétrico (GIERAS *et al.*, 2006). Em certos casos estas ordens intermediárias podem ampliar em até 50% os esforços radiais nos dentes do estator e polos do rotor (KROTSCH *et al.* 2012).

Com base nos dados apresentados, conclui-se que as ordens eletromagnéticas principais não podem ser tratadas como causa raiz do problema de radiação sonora do motor em toda faixa operacional. Apenas nas velocidades superiores a 850RPM é que se observa maior contribuição destas ordens no ruído global do motor.

### **3.3.2 Análise da radiação da membrana do rotor**

A literatura revisada sobre motores BPM de rotor externo destaca o rotor como principal emissor de ruído. Conforme tratado por KROTSCH *et al.* (2012), CHEN *et al.* (2008) e GIERAS *et al.* (2006), as componentes radiais do campo magnético são as principais responsáveis pela vibração dos componentes do motor e, em geral, pelo ruído radiado. O motor estudado neste trabalho tem diâmetro externo da ordem de mm, diâmetro interno de mm e altura de mm. Dadas estas dimensões observa-se que o anel externo do rotor está afastado do centro de giro do motor. A região compreendida entre o centro de fixação do rotor e o anel externo é interligada por uma membrana repleta de reforços estruturais para suportar as solicitações mecânicas operacionais.

Os elevados esforços radiais que atuam sobre os ímãs do rotor deformam o rotor na direção radial e a membrana na direção axial, em função das características topológicas na interligação da membrana ao anel do rotor. A membrana se assemelha a uma placa plana circular, portanto, considerando as dimensões do rotor e a faixa de frequências de interesse optou-se por realizar uma análise da contribuição de radiação da membrana.

A análise buscou analisar os efeitos da redução da eficiência de radiação por meio da perfuração da membrana em pontos com espaçamento angular constante e com a mesma distância do centro de giro. O rotor utilizado nestes experimentos foi escolhido com base nas semelhanças entre o ruído radiado por este componente em relação ao rotor de referência adotado em todos os experimentos acústicos.

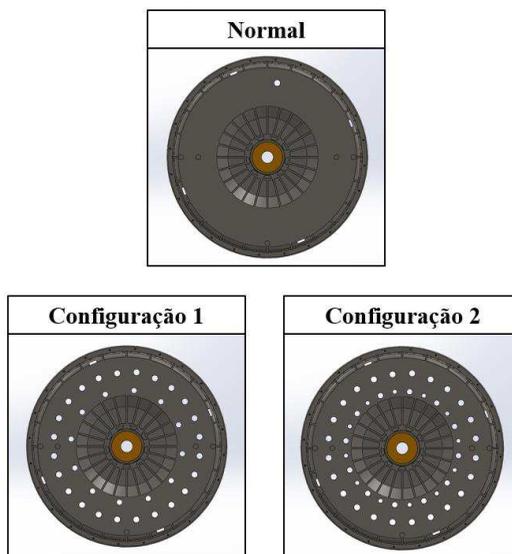
Um total de 2 configurações de perfurações foram adotadas, além do rotor padrão normal, sendo tais configurações mostradas na Figura 3.12. Na configuração 1 tem-se um total de 36 furos de igual diâmetro

## Análise das Fontes de Ruído de uma Lavadora

distribuídos em dois conjuntos com 24 e 12 furos cada. A configuração 2 é baseada na configuração 1 e no conjunto de furos mais próximos ao centro do rotor foram acrescidos 12 furos de menor diâmetro também igualmente distribuídos ao longo de 360°. Optou-se por reduzir o diâmetro dos furos para manter a integridade estrutural do rotor durante os experimentos.

Ao perfurar a membrana do rotor reduz-se a eficiência de radiação desta, visto que há uma redução da área útil que ao vibrar bombeia o fluido adjacente. Por outro lado, há perda da propriedade de clausura do rotor que isola parte do ruído radiado pelo estator. Os resultados obtidos para o SWL radiado pelo motor são mostrados na Figura 3.13. Observa-se que houve aumento nos níveis de ruído a partir de 1100RPM e em torno de 1560RPM este aumento foi da ordem de 10dB. Comparando-se os resultados obtidos para as configurações 1 e 2 tem-se que as diferenças são muito pequenas.

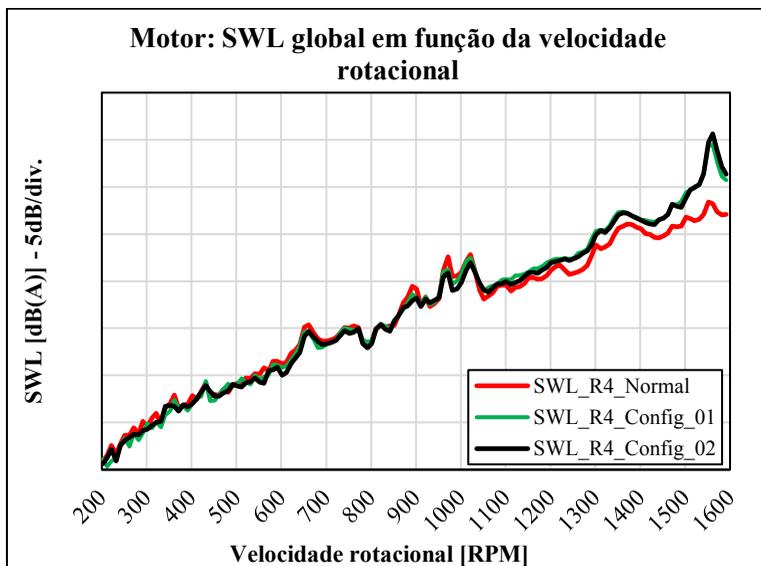
Figura 3.12 – Modelo CAD do rotor normal<sup>8</sup> e das configurações adotadas nos testes de redução da eficiência de radiação.



Fonte: do autor.

<sup>8</sup> O furo presente no rotor normal é um requisito de projeto para facilitar o posicionamento e fixação do rotor na linha de montagem da máquina.

Figura 3.13 – Resultados obtidos para o teste de perfuração do rotor.



Nas Figuras 3.14 e 3.15 são apresentados os espectros de SWL global obtidos com o rotor normal e rotor modificado para a configuração 2 na velocidade rotacional de 1558RPM. Para facilitar a visualização dos resultados dividiu-se o espectro de SWL em duas faixas de frequências. Na Figura 3.14 a faixa de frequência varia de 0Hz a 1500Hz e na Figura 3.15 esta faixa varia de 1500Hz a 3000Hz. Uma análise mais detalhada em 1558RPM permite concluir que a ordem 28, relativa ao rotor ( $\cong 725\text{Hz}$ ), teve a amplitude reduzida em 10dB, aproximadamente, enquanto que a ordem 72, relativa ao estator ( $\cong 1870\text{Hz}$ ), aumentou em mais de 10dB.

Observados estes fatos, tem-se que perfurar a membrana do rotor permitiu reduzir as amplitudes da ordem 28 de rotor, no entanto, observou-se um aumento significativo na ordem 72 de estator. Portanto, fica evidente que mesmo que o nível de ruído radiado pela membrana do rotor seja reduzido os aumentos nos níveis de ruído relativos a ordem 72 mascaram este efeito. O rotor enclausura o estator, em função das suas características geométricas e a perfuração da membrana do rotor comprometeu este enclausuramento.

Análise das Fontes de Ruído de uma Lavadora

Figura 3.14 – SWL radiado pelo motor: rotor normal e configuração 2 de 0Hz a 1500Hz.

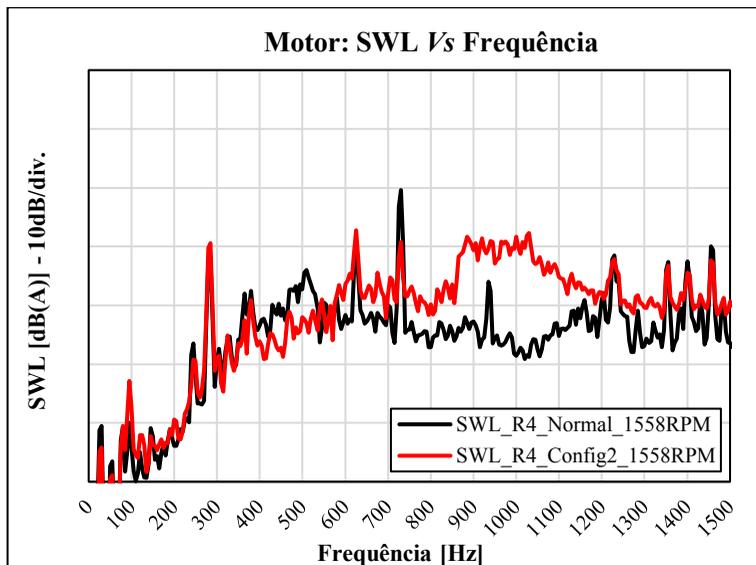
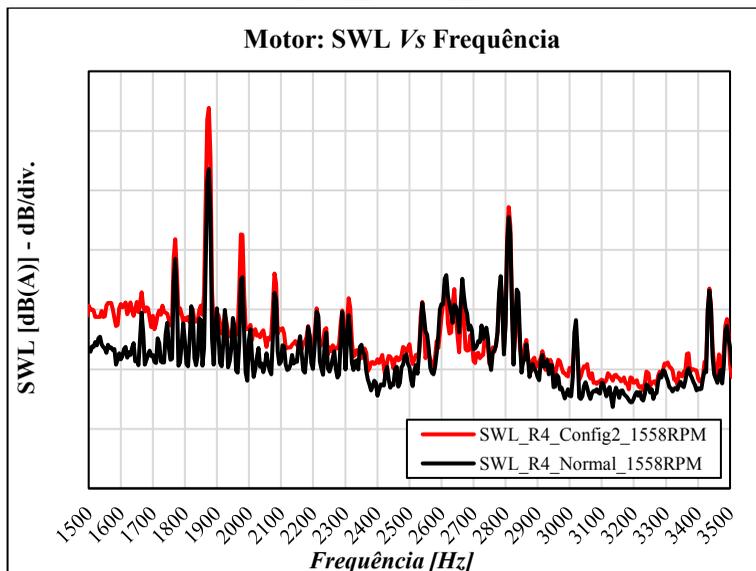


Figura 3.15 – SWL radiado pelo motor: rotor normal e configuração 2 de 1500Hz a 3000Hz.



A perfuração da membrana do rotor resultou no aumento ruído aerodinâmico. Como resultado tem-se o aumento da energia acústica nas componentes superiores a 500Hz, com destaque à região compreendida na faixa de 850Hz a 1200Hz. Este efeito pode ser melhor observado comparando-se o gráfico de ruído tipo mapa de cores da Figura 3.16, obtido dos testes com rotor normal, com o gráfico mostrado na Figura 3.17, referente aos testes com o rotor perfurado, conforme a configuração 2. As escalas dos gráficos foram mantidas iguais, assim, o aumento e o espalhamento da energia acústica é identificado pelo aumento dos borrões no gráfico da Figura 3.17. As divisões de escala dos eixos das amplitudes do SWL das Figuras 3.16 e 3.17 correspondem a 5dB.

De forma sintética, pode-se afirmar que perfurar a membrana do rotor resultou em mais perdas do que ganhos no ponto de vista vibroacústico. Em contrapartida, no caso de estatores sem problemas críticos em termos de ressonâncias, tem-se que a perfuração da membrana reduz o ruído radiado pelo rotor apenas.

Figura 3.16 – Gráfico tipo *colormap* do SWL do motor com rotor normal.

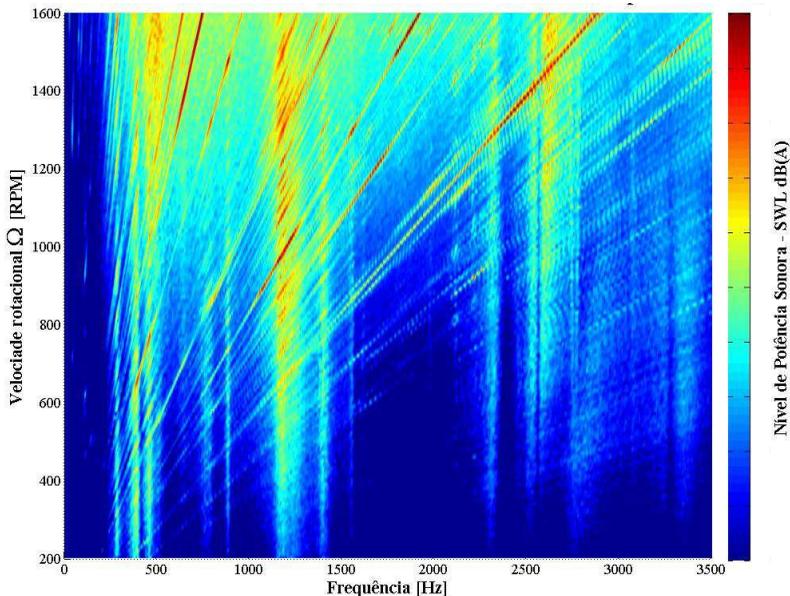
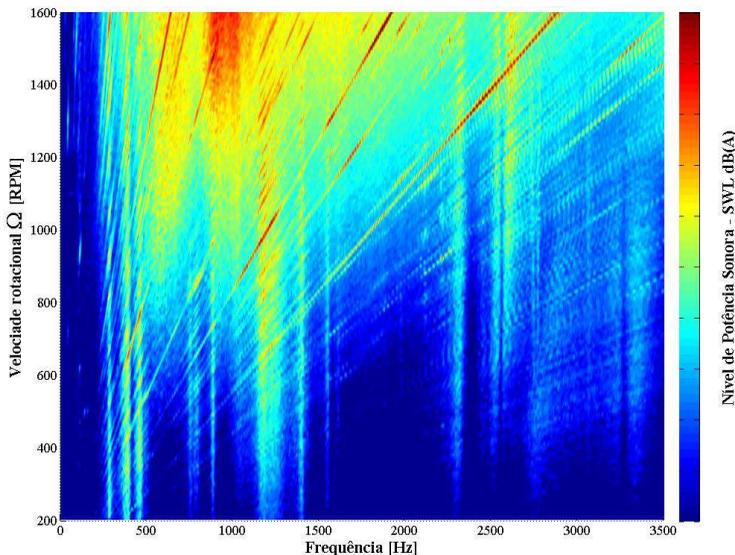


Figura 3.17 – Gráfico tipo *colormap* do SWL do motor com rotor perfurado (configuração 2).



### 3.3.3 Modificação na fixação do estator

Conforme já descrito, o aumento nos níveis de ruído do motor nas regiões críticas é causado pela coincidência de uma ou mais frequências naturais dos componentes do motor com as componentes da excitação eletromagnética. Mediante a análise da Figura 3.9 verificam-se regiões do espectro tais que os níveis de ruído são elevados em torno de uma frequência central. Estas frequências são ressonâncias do estator e/ou rotor que estão sendo excitadas pelas ordens do campo magnético.

Para auxiliar no estudo desenvolvido fez-se a instalação de um acelerômetro piezelétrico da fabricante B&K® modelo TYPE 4517 na carcaça do estator, conforme mostra a Figura 3.18, e os níveis de vibração foram medidos ao longo de toda faixa operacional. A Figura 3.19 mostra o gráfico tipo mapa de cores do Diagrama de Campbell em termos da vibração do estator. Cada divisão do nível de vibração equivale a 5dB. Conforme pode ser visto, a frequência de 1177Hz também é encontrada neste gráfico, portanto, esta é uma das frequências de ressonância do estator. Além desta componente, tem-se frequências de ressonância em

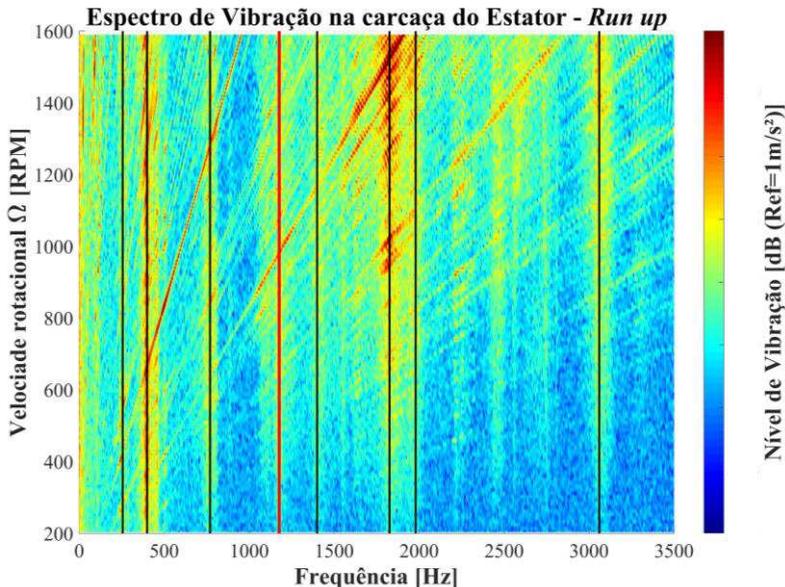
256Hz, 400Hz, 770Hz, 1404Hz, 1826Hz, 1980Hz e 3060Hz. No mesmo gráfico observam-se nitidamente as ordens 36, 72 e 108, que são ordens eletromagnéticas principais de estator.

Figura 3.18 – Instalação dos acelerômetros utilizados na medição de vibração da carcaça do estator.



Fonte: do autor.

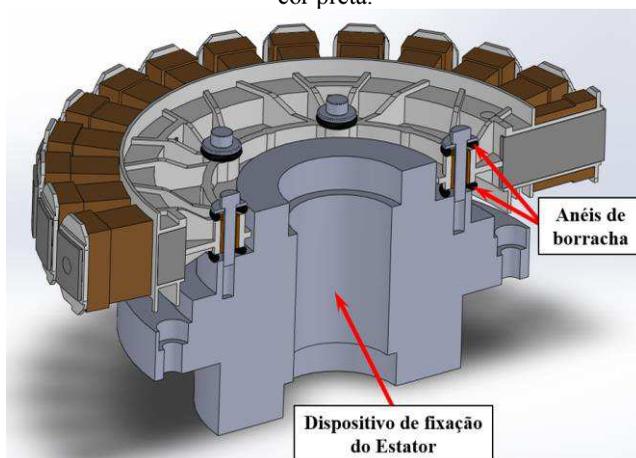
Figura 3.19 – Colormap de vibração medido em um ponto da carcaça do estator.



### Análise das Fontes de Ruído de uma Lavadora

Dado que em 1177Hz tem-se uma ressonância do estator que notadamente contribui para o aumento do nível de ruído radiado pelo motor, optou-se por modificar a fixação entre o estator na bancada de testes. As modificações realizadas têm por objetivo alterar as características modais do estator e reduzir a energia vibratória transmitida à bancada de testes. Neste sentido, foram inseridos anéis de borracha entre a carcaça do estator e o dispositivo de fixação e entre arruela de fixação e a carcaça do estator, conforme esquema da Figura 3.20.

Figura 3.20 – Vista em corte do estator com destaque aos anéis de borracha na cor preta.



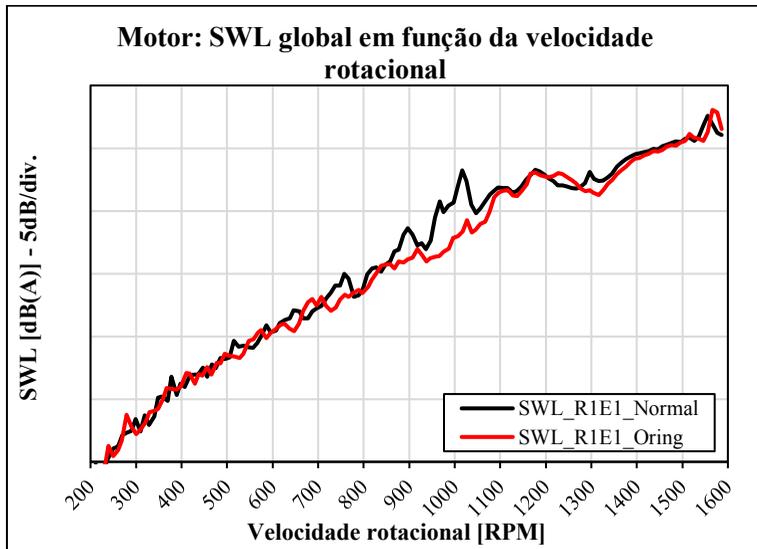
Fonte: do autor.

Os testes de ruído foram repetidos para a condição normal e com os anéis de borracha, sendo os resultados obtidos sintetizados no gráfico da Figura 3.21. O torque de aperto na condição normal foi mantido em 8N.m, enquanto que nos testes com os anéis de borracha instalados aplicou-se o torque de aperto de 5N.m. A análise dos dados apresentados permite concluir que as regiões críticas até 1500RPM foram consistentemente atenuadas, sendo que na faixa de operação entre 800RPM e 1100RPM não mais se verificaram os aumentos abruptos nos níveis de ruído do motor.

A curva de SWL global em função da velocidade rotacional tende a uma reta na faixa de 200RPM e 1200RPM. Fisicamente, a inserção dos

anéis de borracha combinados com a redução do torque de aperto implicou na redução da frequência natural de 1177Hz para 1100Hz, aproximadamente. Esta variação na frequência natural foi suficiente para causar uma redução nos níveis de ruído radiado pelo motor.

Figura 3.21 – Resultados obtidos com a modificação no modo de fixação do estator na bancada de testes.



O teste permitiu comprovar que o problema em torno da frequência de 1177Hz tem origem nas propriedades modais do estator. Além de reduzir o ruído radiado pelo motor, tem-se a redução nos níveis de energia vibratória transmitida à sua fixação. Deve-se ressaltar, porém, que a viabilidade da aplicação de elementos elásticos na fixação do estator é limitada pelas variações admissíveis no valor do entreferro do motor. Caso os deslocamentos do estator sejam demasiados, certamente serão verificados problemas mecânicos e a redução da vida útil do motor.

O estudo aqui detalhado permite concluir que alterações na rigidez da fixação do estator foi traduzida em menores níveis de ruído gerados pelo componente. Assim, tem-se um potencial em termos de redução dos níveis de ruído que pode ser considerado na concepção de novos projetos.

### 3.4 Ruído radiado pela máquina

Esta seção do trabalho será voltada à apresentação e análise dos resultados obtidos para os experimentos de potência radiada pela máquina de lavar. O motor elétrico foi fixado ao *tub* e diferentes configurações foram adotadas no intuito de melhor caracterizar as fontes de ruído da máquina. Os experimentos foram desenvolvidos em um gabinete normal padrão e em um gabinete modificado. Os detalhes acerca de cada configuração adotada e seus resultados são apresentados separadamente nas próximas seções.

#### 3.4.1 Gabinete modificado

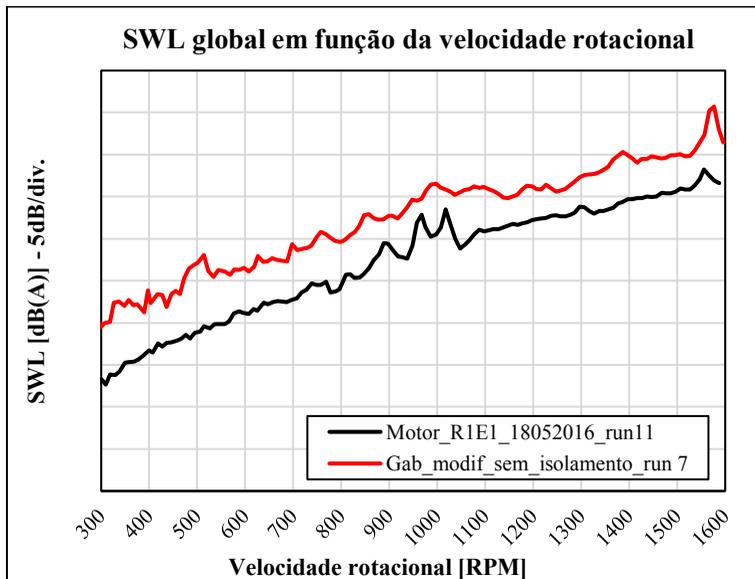
Os testes descritos nesta seção foram executados no gabinete modificado, mostrado na Figura 3.22. Um dos objetivos iniciais consiste em analisar se há ampliação nos níveis de ruído globais radiado pela máquina em comparação com o ruído radiado pelo motor. Os experimentos acústicos com o motor montado no gabinete modificado foram executados e o resultados obtidos para o SWL globais são mostrados na Figura 3.23. A título de comparação plotou-se também o SWL global radiado pelo motor quando montado na bancada de testes.

Figura 3.22 – Gabinete modificado para os experimentos acústicos.



Fonte: do autor.

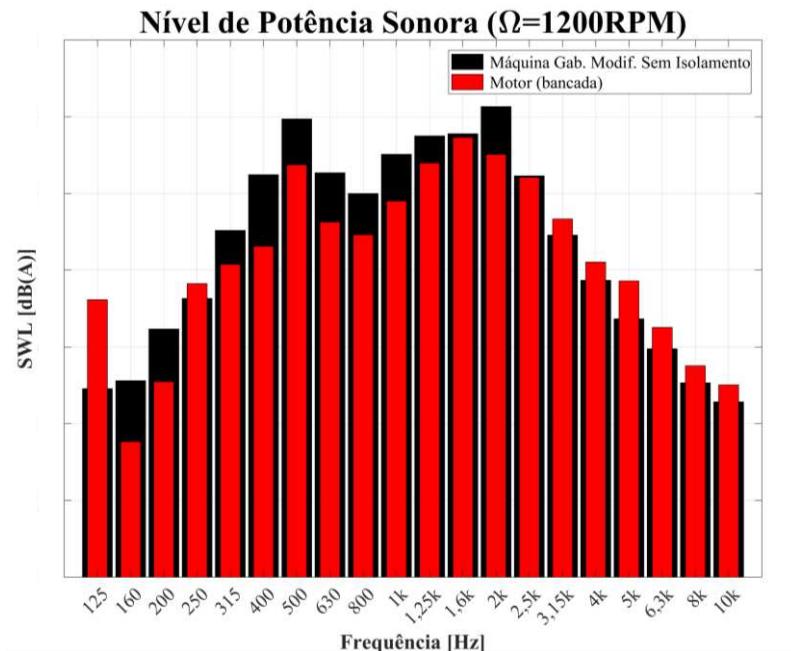
Figura 3.23 – Resultados obtidos para o teste com o gabinete modificado totalmente aberto.



Conforme pode ser observado, o nível de ruído radiado pela máquina com gabinete modificado é superior ao nível de ruído radiado pelo motor isoladamente. Este efeito era esperado, tendo em vista que o motor transmite parcela da energia vibratória ao *tub* e tambor. A área do *tub* é consideravelmente maior que a área do motor, conseqüentemente, a capacidade de radiar energia sonora também será maior.

Na Figura 3.24 são comparados os SWL do motor em relação à máquina com gabinete modificado na velocidade rotacional de 1200RPM. Conforme pode ser observado, o *tub* tem maior contribuição ao ruído nas baixas frequências e atenua as componentes de alta frequência do motor. Este resultado é condizente ao que foi encontrado no trabalho de WANG *et al.* (2017). A análise da distribuição da energia do sinal de potência sonora ao longo do espectro permite concluir que a máquina com o gabinete modificado também apresenta ruído típico de banda larga.

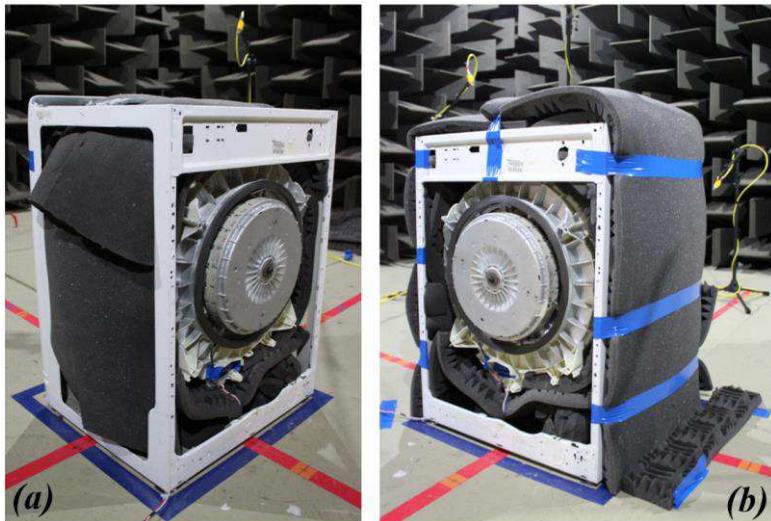
Figura 3.24 – Comparação entre os SWL (1/3 oitava) do motor e do gabinete modificado (10dB/divisão).



Após a análise preliminar dos resultados obtidos para o gabinete modificado, um segundo experimento acústico foi desenvolvido. Neste caso, com exceção à parte traseira, fez-se o isolamento do *tub* da máquina com material utilizado em tratamento acústico de ambientes e obtiveram-se os mapas de ruído por meio dos testes de *run up*. A Figura 3.25 (a) e (b), mostram fotos registradas durante a preparação do isolamento do *tub* para a primeira e segunda camada de material acústico, respectivamente. Na Figura 3.26 são apresentados os resultados obtidos com os experimentos acústicos considerando esta configuração.

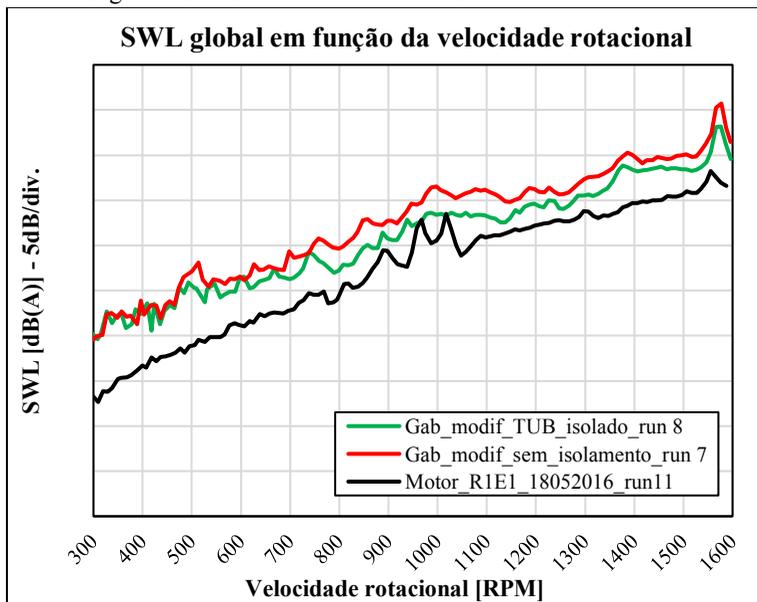
Da análise dos resultados apresentados observam-se reduções de 1dB até 2,5dB no ruído global radiado entre as faixas de 700RPM e 1400RPM. Em termos comparativos, tem-se que o ruído do motor tem maior contribuição no valor global radiado pela máquina, nos testes realizados com o gabinete modificado. O isolamento do *tub* resulta em pequena redução, mesmo utilizando dupla camada de isolamento.

Figura 3.25 – Foto registrada durante a preparação do isolamento do *tub* para a primeira camada (a) e segunda camada (b).



Fonte: do autor.

Figura 3.26 – Resultados obtidos com o isolamento do *tub*.

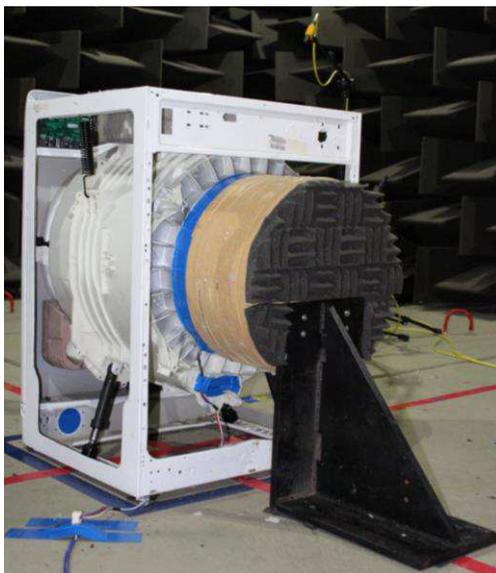


### Análise das Fontes de Ruído de uma Lavadora

Tendo em vista que o isolamento do *tub*, por si só, não garantiu adequada redução nos níveis de ruído da máquina e prosseguindo com o processo de investigação das fontes de ruído optou-se por isolar o motor elétrico. O isolamento acústico do motor elétrico foi dado por meio de uma clausura circular fabricada em MDF (*Medium Density Fiberboard*) internamente selada com silicone. No interior desta clausura foi inserido material de elevada absorção. Uma fita de borracha foi utilizada para reduzir a energia vibratória transmitida pelo *tub* à clausura e para minimizar os vazamentos de ar entre a cavidade e o *tub* da máquina. Por fim, uma vez acoplada a cavidade acústica, fez-se o isolamento da união entre o *tub* da máquina e a clausura com o auxílio de uma fita de alta aderência.

A Figura 3.27 mostra como foi acoplada a clausura ao *tub* da máquina. Utilizou-se uma cantoneira de aço para o suporte da clausura. Entre a cantoneira e o piso da câmara foram inseridos calços de borracha para reduzir a energia vibratória transmitida ao piso.

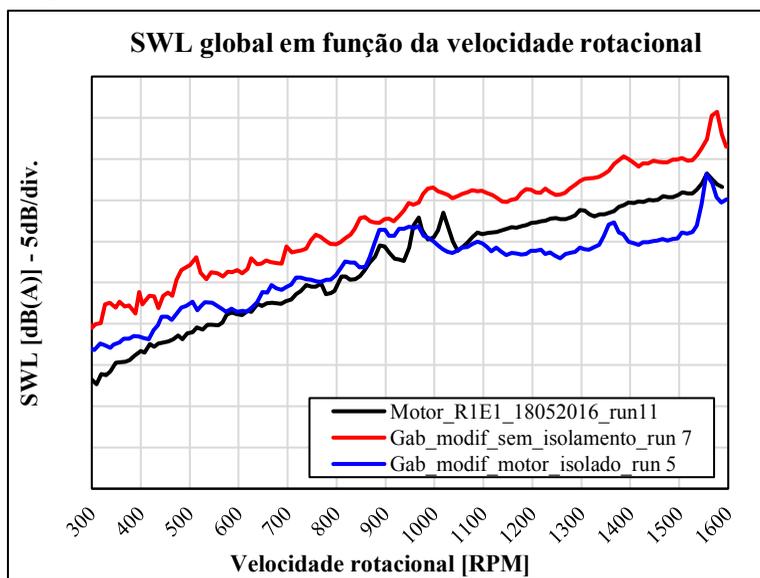
Figura 3.27 – Foto registrada durante a preparação do experimento com o motor isolado por meio da clausura circular fabricada em MDF.



Fonte: do autor.

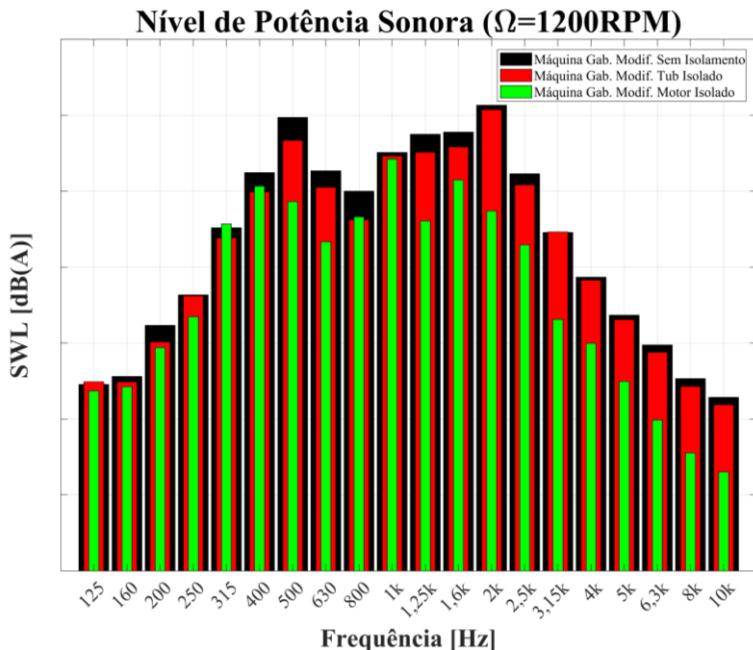
Os resultados obtidos com os experimentos acústicos para o motor enclausurado são apresentados na Figura 3.28. Observam-se reduções no SWL da máquina de até 5dB nas velocidades rotacionais inferiores a 900RPM e acima desta velocidade tem-se reduções de até 10dB. Em uma análise comparativa, o isolamento do motor elétrico causa reduções significativamente maiores que o isolamento do *tub*, descrito anteriormente. Portanto, o motor elétrico radia uma parcela de energia significativamente maior, se comparada à energia radiada pelo *tub*.

Figura 3.28 – Resultados obtidos com os testes de isolamento do motor.



De modo alternativo, além dos gráficos do SWL global tem-se interesse em analisar os espectros de ruído da máquina na condição de referência, ou seja, 1200RPM. O gráfico da Figura 3.29 apresenta os espectros dos SWL em bandas de 1/3 de oitava referentes ao gabinete modificado, com o *tub* isolado e com o motor isolado. Da análise dos espectros apresentados, conclui-se que o isolamento do motor reduziu significativamente as amplitudes das componentes de alta frequência. Já o isolamento do *tub* teve maior contribuição na faixa de 315Hz a 1,6kHz.

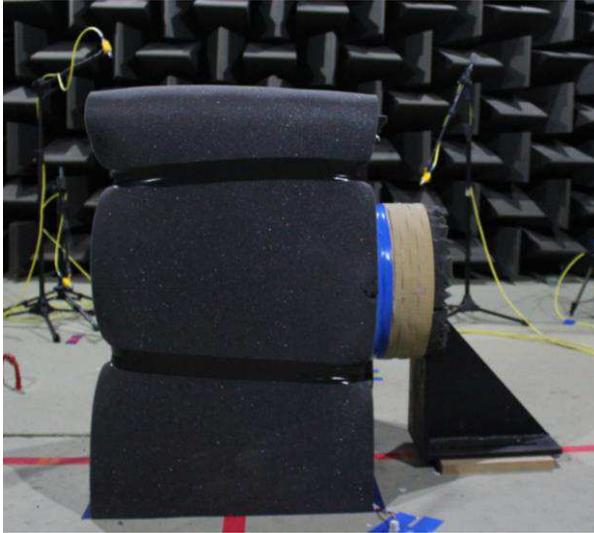
Figura 3.29 – Resultados obtidos para o SWL nos testes realizados com o gabinete modificado em diferentes configurações (10dB/divisão).



O último experimento desenvolvido com o gabinete modificado consistiu em combinar o isolamento do *tub* ao isolamento do motor. Neste experimento foram instaladas uma dupla camada de material isolante com o objetivo de reduzir o máximo possível os níveis de ruído radiado pelo *tub*. Dessa forma, pode-se avaliar o desempenho dos materiais isolantes e também da clausura do motor em termos do isolamento acústico da máquina.

A título ilustrativo, a Figura 3.30 mostra uma foto, registrada durante a preparação do experimento, da vista lateral da máquina e da clausura do motor. Analogamente aos experimentos anteriores, desenvolveram-se os experimentos acústicos em *run up* e foram obtidos os resultados para o SWL que são mostrados na Figura 3.31. Adicionalmente, na Figura 3.32 são comparados, na velocidade rotacional de referência, os espectros de SWL do gabinete modificado, com o motor isolado apenas e com ambos o motor e o *tub* isolados.

Figura 3.30 – Foto registrada durante a preparação do teste com motor e *tub* isolados.



Fonte: do autor.

Figura 3.31 – Resultados obtidos com o isolamento do motor e do *tub*.

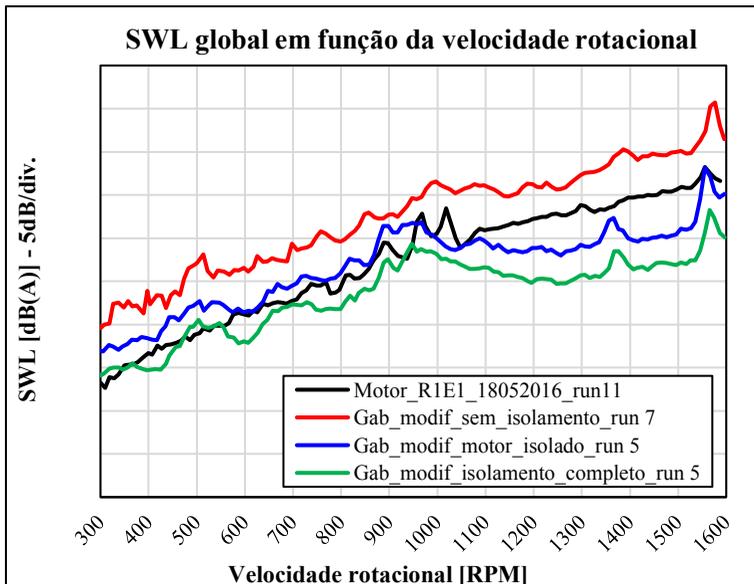
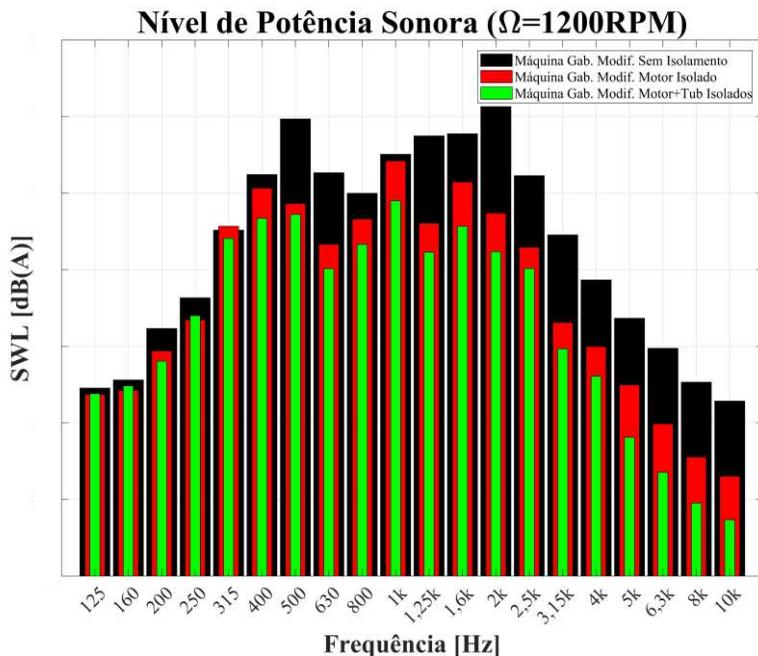


Figura 3.32 – Resultados obtidos para o SWL nos testes realizados com o gabinete modificado em diferentes configurações (10dB/divisão).



A análise dos resultados obtidos com este experimento permite tecer as seguintes considerações. Observam-se reduções consistentes da ordem de até 3dB no SWL global radiado pela máquina (motor e *tub* isolados – curva verde) em relação aos resultados obtidos com o isolamento do motor elétrico apenas (curva azul). Comparando-se os níveis de ruído na condição sem isolamento (curva vermelha) em relação à condição com isolamento total do *tub*/motor (curva verde) tem-se reduções da ordem de 7dB entre estas condições para as velocidades rotacionais inferiores a 950RPM. No entanto, nas velocidades rotacionais superiores a 950RPM estas diferenças chegam a ser superiores a 12dB. Dos dados apresentados na Figura 3.32 tem-se que o isolamento combinado do motor e *tub* teve maior contribuição à redução das componentes de frequência superiores a 500Hz.

Por meio do isolamento combinado (motor+*tub*) observou-se que o isolamento do *tub* resultou em maiores reduções nos níveis de ruído

global, se comparadas às reduções obtidas com o isolamento do *tub* apenas (ver Figura 3.26). Em termos quantitativos, comparando-se as curvas azul e verde da Figura 3.31, observa-se que o isolamento do *tub* causou reduções da ordem de 3dB. Em uma análise sintética dos resultados obtidos tem-se que o motor elétrico é a fonte predominante de ruído e ao ser isolado resulta na redução considerável do ruído radiado pela máquina.

### **3.4.2 Gabinete normal**

Nesta seção do trabalho serão apresentados os resultados obtidos por meio dos experimentos acústicos desenvolvidos com o motor montado no gabinete normal. Os objetivos desta seção consistem em apresentar os níveis de ruído radiado pela máquina e comparar tais níveis ao ruído radiado pelo motor isoladamente. Adicionalmente, buscou-se investigar regiões da máquina nas quais pequenas modificações, em termos de tratamento acústico, garantiriam melhoras na qualidade do produto. A fim de investigar os potenciais de redução de ruído da máquina fez-se um tratamento acústico em componentes específicos da máquina que serão detalhadas adiante. Por meio da análise dos resultados obtidos observou-se que são consideráveis os potenciais de redução do ruído radiado pela máquina, mesmo com pequenas modificações no produto.

A investigação do ruído do motor elétrico é fundamental ao projeto deste componente. Entretanto, o consumidor final adquire a máquina de lavar que é equipada com este motor, portanto, é fundamental que se caracterize a qualidade acústica da máquina. A análise do ruído radiado pela máquina é mais abrangente, uma vez que outras fontes também contribuem ao ruído global radiado.

Conforme descrito na seção anterior, o motor elétrico é a principal fonte de ruído da máquina, no entanto, o ruído radiado pelo conjunto motor e *tub* é maior que o ruído radiado somente pelo motor. Considerando que o gabinete da máquina de lavar envolve os elementos internos da máquina, é esperado que o gabinete enclausure estas fontes de ruído, reduzindo o ruído total radiado.

Foram realizados experimentos para determinar a potência sonora radiada pela máquina. Registraram-se os níveis de ruído em testes de *run*

## Análise das Fontes de Ruído de uma Lavadora

up variando a velocidade rotacional de 300RPM a 1500RPM. Na Figura 3.33 é mostrada uma foto da máquina de lavar instalada no interior da câmara semianecoica durante a preparação dos experimentos acústicos. Os resultados obtidos para o SWL globais da máquina de lavar montada no gabinete normal são mostrados no gráfico da Figura 3.34. Neste mesmo gráfico são comparados os níveis de ruído do motor (curva preta) e os níveis de ruído do conjunto motor e *tub* quando montado no gabinete modificado (curva azul).

Figura 3.33 – Máquina de lavar montada no gabinete normal.



Fonte: do autor.

A título complementar, optou-se por apresentar os espectros do SWL da máquina com gabinete normal em bandas de 1/3 de oitava. A seguir, na Figura 3.35, são comparados, na velocidade rotacional de referência, os espectros de SWL da máquina normal e do motor montado na bancada de testes. De modo consistente, as maiores diferenças são observadas nas frequências superiores a 1kHz.

Figura 3.34 – SWL global radiado pela máquina, motor e conjunto motor/tub.

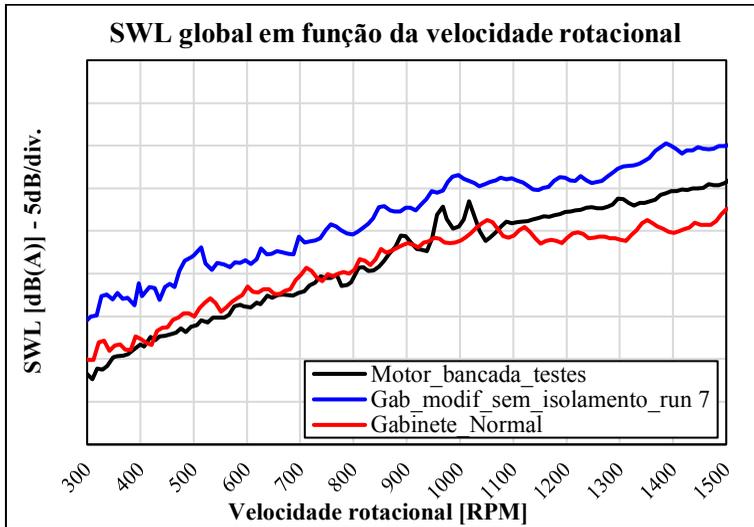
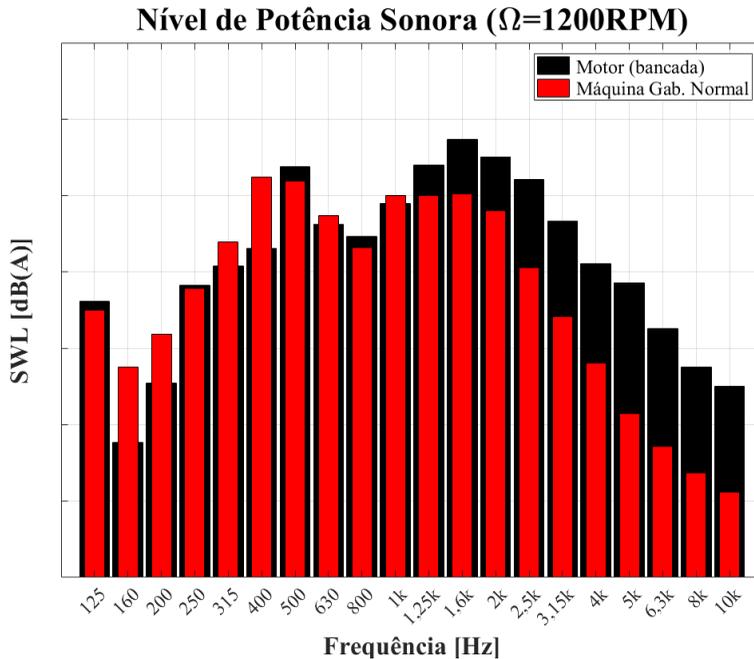


Figura 3.35 – Comparação do SWL (bandas de 1/3 de oitava) da máquina com gabinete normal e motor montado na bancada de testes (10dB/divisão).



### *Análise das Fontes de Ruído de uma Lavadora*

---

Conforme pode ser analisado, os níveis de ruído radiado pela máquina são inferiores aos níveis radiados pelo conjunto motor e *tub* e isso comprova que o gabinete da máquina atenua os níveis de ruído pelo enclausuramento das fontes internas. As atenuações observadas variam de 5dB até 950RPM e até 10dB nas velocidades rotacionais superiores a 950RPM. Ao se comparar os níveis de ruído do motor com a máquina tem-se que os níveis são semelhantes até 900RPM, com exceção às regiões críticas. Acima desta velocidade as diferenças aumentam como resultado da atenuação das componentes de alta frequência pelos painéis do gabinete. Por fim, destaca-se que não foram observadas elevações abruptas nos níveis de ruído radiado pela máquina. O maior amortecimento do *tub* e o enclausuramento das fontes internas contribuem para a atenuação das regiões críticas identificadas nos testes com o motor.

Os níveis de ruído radiado pela máquina foram considerados elevados, tendo em vista que até 950RPM as diferenças entre os níveis de ruído do motor e da máquina eram mínimas. Diante deste fato e em busca da redução do ruído foram realizadas modificações na máquina. Primeiramente, foram vedadas as aberturas do gabinete, resultantes do encaixe de um ou mais painéis, por meio de fitas de alta aderência. Após fez-se a vedação das aberturas da região inferior do gabinete por meio de tiras de material elevada absorção sonora.

A vedação inferior é realizada na região próxima do gabinete da máquina ao piso da câmara e não se prolonga no interior do gabinete. Na Figura 3.36 são apresentadas duas fotos registradas durante a preparação dos experimentos acústicos. Nestas fotos pode-se visualizar nitidamente as fitas utilizadas para vedar as aberturas do gabinete e o material de absorção utilizado na vedação inferior.

Para melhor compreender a contribuição de cada modificação, analisaram-se os efeitos da vedação das aberturas do gabinete separadamente e também em conjunto. Os resultados obtidos para cada configuração de vedação são mostrados no gráfico da Figura 3.37. Na Figura 3.38 são apresentados os espectros obtidos na condição operacional de referência com a máquina normal, com a vedação das aberturas dos painéis e com a vedação inferior do gabinete.

Figura 3.36 – Vista isométrica frontal (esquerda) e traseira (direita) da máquina de lavar com aberturas vedadas por fitas e material de absorção.



Fonte: do autor.

Figura 3.37 – Resultados obtidos com a vedação das aberturas do gabinete.

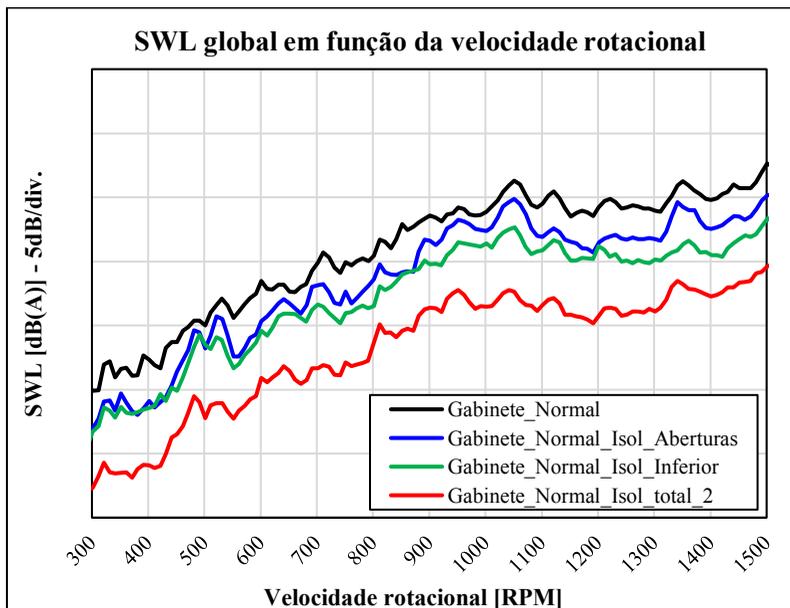
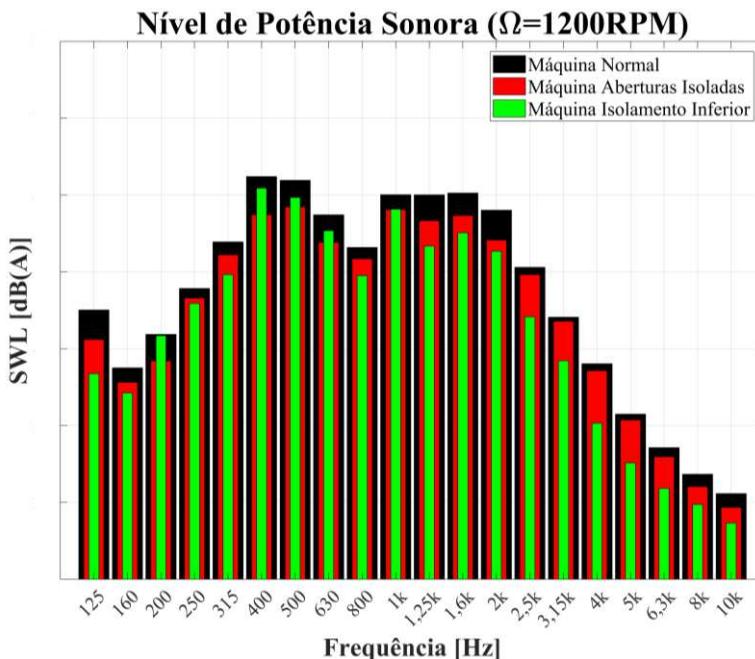


Figura 3.38 – Resultados obtidos para o SWL da máquina normal, com aberturas e região inferior vedadas (10dB/divisão).

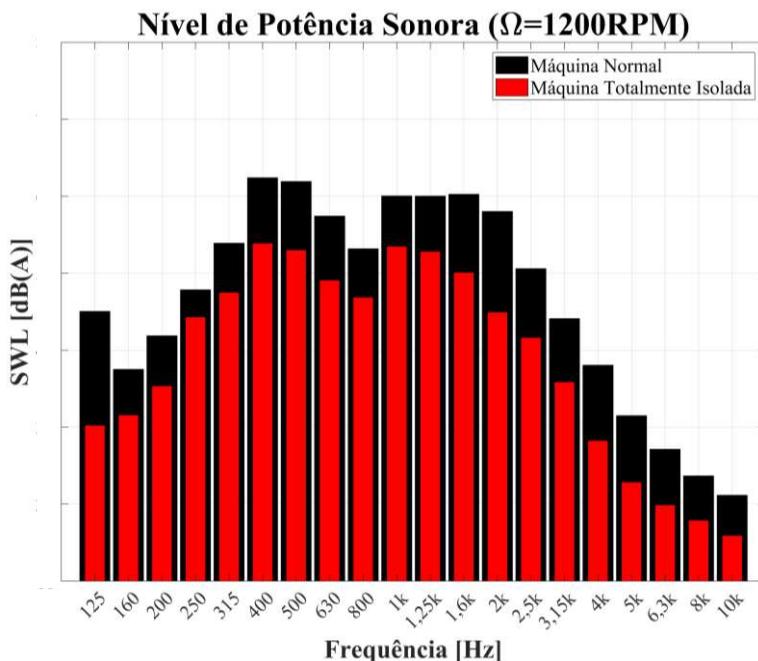


Da análise dos resultados obtidos conclui-se que foram verificadas reduções de até 3dB, considerando a vedação das aberturas do gabinete, e próximas a 4dB, considerando a vedação inferior do gabinete. Em torno de 1370RPM as diferenças observadas entre os resultados obtidos com o gabinete vedado por fitas em relação ao gabinete com vedação inferior são da ordem de 3,2dB. Nas demais regiões as mesmas diferenças são inferiores a 2dB. Analisando-se os espectros da Figura 3.38, observa-se que as reduções nos níveis de ruído causadas pela vedação das aberturas do gabinete estão concentradas nas médias e baixas frequências. Por sua vez, as reduções nos níveis de ruído resultantes da vedação na região inferior do gabinete são evidentes nas regiões de média e alta frequência.

A combinação de ambas as vedações resultou em reduções no SWL global da ordem de 6dB em toda a faixa de análise. Entre 1000RPM e 1300RPM foram observadas reduções de até 8dB, sendo esta diferença

justificada pelo aumento da atenuação das componentes de alta frequência pelo gabinete da máquina. O espectro de SWL em bandas de 1/3 de oitava da máquina com aberturas e região inferior do gabinete vedadas é comparado com o espectro de ruído da máquina normal sem tratamento acústico na Figura 3.39.

Figura 3.39 – Comparação do SWL da máquina normal e com a vedação acústica do gabinete melhorada (10dB/divisão).



A análise dos resultados obtidos permite concluir que os níveis de ruído são consideravelmente reduzidos por meio do tratamento acústico das aberturas do gabinete. Como resultado das vedações tem-se que a máquina passa a operar com níveis máximos de ruído inferiores a 63dB(A) até 1400RPM (máxima velocidade rotacional de operação da máquina). Em relação aos resultados obtidos com o gabinete normal sem modificações, tem-se reduções de até 8dB, dado que os maiores SWL globais do gabinete normal são da ordem de 71dB(A). Conforme pode ser observado no gráfico da Figura 3.39, as atenuações ocorrem ao longo de

toda faixa de frequências analisada. Na região entre 315Hz e 2,5kHz tem-se as componentes de maior amplitude do ruído da máquina e é justamente nesta faixa de frequências onde foram verificadas atenuações consistentes. Com relação às características do ruído, o espectro de SWL da máquina em ambas as condições testadas é similar aos espectros típicos de ruído de banda larga com a sobreposição de tons puros referentes às ordens eletromagnéticas do motor. A título complementar, nos Apêndices A.1 e A.2 são apresentados alguns espectros do SWL do motor e máquina, respectivamente, nas velocidades rotacionais de 500RPM, 700RPM, 1000RPM, 1200RPM e 1400RPM.

Visto que as modificações testadas são aplicáveis na prática, tem-se um grande potencial de redução de ruído do produto. A vedação das aberturas do gabinete poderia ser estudada no projeto de novas máquinas de lavar e seria recomendado instalar uma placa ao fundo da máquina para reduzir a energia sonora que “vaza” entre a abertura do gabinete com o piso. Reduções no ruído radiado pelo motor certamente contribuem na redução do ruído radiado pela máquina, no entanto, os pontos destacados neste estudo são fundamentais no aprimoramento do produto.

### **3.5 Síntese do capítulo**

Neste capítulo do trabalho foi detalhado o estudo experimental das principais fontes de ruído da máquina de lavar. Em uma primeira etapa foi apresentado o problema analisado, descreveram-se os detalhes relativos aos experimentos e as condições nas quais os testes foram executados.

Na sequência, apresentaram-se as análises desenvolvidas e os principais resultados obtidos por meio dos experimentos desenvolvidos com o motor montado na bancada de testes. Identificaram-se regiões críticas nas curvas de SWL global e desenvolveram-se análises nestas regiões. Mediante tais análises ficou evidente que em todas as regiões críticas as variações abruptas nos níveis de ruído estavam relacionadas à excitação do campo magnético do motor. Em alguns casos as frequências relativas às ordens eletromagnéticas do motor excitam frequências naturais do rotor e/ou estator. Analisou-se a contribuição da radiação da

membrana do rotor no ruído total do motor e conclui-se que o estator é a principal fonte de problema nas regiões críticas analisadas. Por fim, modificou-se a fixação do estator, no intuito de alterar as características modais da estrutura e analisar as influências de tais modificações no ruído radiado pelo motor. Como resultado, verificaram-se atenuações consideráveis nas regiões críticas inferiores a 1500RPM.

A última parte do capítulo descreveu os experimentos desenvolvidos com o motor montado no *tub* da máquina. Foram utilizados dois gabinetes nestes experimentos, um modificado e outro normal. Os resultados obtidos com o gabinete modificado permitiram concluir que o ruído radiado pelo conjunto *tub* e motor é maior que o ruído do motor apenas, entretanto, o motor elétrico é a principal fonte de ruído. Nos experimentos desenvolvidos com o gabinete normal ficou comprovado que os painéis do gabinete atenuam o ruído radiado pelas fontes internas da máquina, porém tal atenuação pode ser melhorada. Observou-se que nas velocidades rotacionais inferiores a 950RPM os níveis de ruído do motor e máquina com gabinete normal se assemelham. Assim, foram testadas propostas de melhorias no tratamento acústico do gabinete da máquina, em regiões onde tais aprimoramentos são aplicáveis em termos práticos. Dos resultados obtidos foram observadas reduções entre 6dB e 8dB, dependendo da faixa operacional considerada. Do exposto, é evidente que se tem um grande potencial em termos de redução dos níveis de ruído da máquina por meio de pequenas alterações no projeto do gabinete.

## 4. MODELOS NUMÉRICOS ESTRUTURAIS

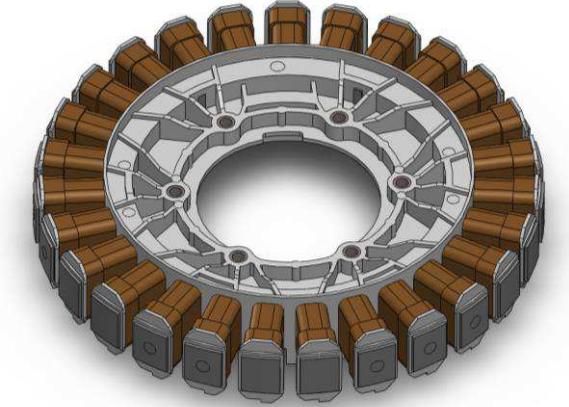
Este capítulo do trabalho tem por objetivo descrever detalhadamente o desenvolvimento e validação experimental dos modelos numéricos estruturais desenvolvidos para o rotor e estator que compõem o motor elétrico em estudo. Estes modelos foram desenvolvidos com o auxílio dos módulos *Modal Analysis* e *Harmonic Response* do programa comercial de Elementos Finitos Ansys<sup>TM</sup>. Os modelos estruturais serão posteriormente resolvidos, considerando as excitações resultantes da solução do problema eletromagnético obtido via programa comercial Maxwell<sup>TM</sup>. Os resultados obtidos com a solução deste modelo serão dados de entrada do modelo acústico desenvolvido para calcular a potência sonora radiada pelo motor elétrico, conforme será detalhado no próximo capítulo. Por fim, a representatividade física dos resultados obtidos com a solução do modelo acústico dependerá fundamentalmente do ajuste dos modelos numéricos detalhados a seguir.

### 4.1 Desenvolvimento dos modelos

Nesta seção do trabalho serão descritas as principais etapas do desenvolvimento dos modelos numéricos do estator e do rotor. Ao final, serão apresentados os resultados obtidos com o processo de validação numérico-experimental para ambos os componentes.

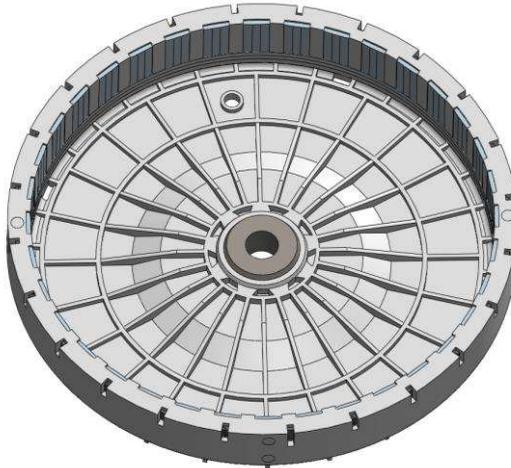
Os modelos CAD do rotor e estator foram fornecidos pela empresa parceira do projeto. No intuito de minimizar os erros do modelo numérico, sempre que possível, foram conferidas as dimensões das peças de cada componente estudado. Juntamente com o modelo CAD a empresa forneceu um conjunto de propriedades dos materiais analisados e estas informações serviram de base para o desenvolvimento inicial dos modelos do rotor e estator. A título ilustrativo é mostrado na Figura 4.1 o modelo CAD do estator, enquanto que na Figura 4.2 tem-se uma imagem do modelo CAD do rotor.

Figura 4.1 – Modelo CAD do estator.



Fonte: do autor.

Figura 4.2 – Modelo CAD do rotor.



Fonte: do autor.

Para facilitar a compreensão do leitor dividiu-se o desenvolvimento do modelo do rotor e estator em duas seções distintas. Em cada seção serão apresentadas as principais informações relativas ao desenvolvimento dos modelos numéricos. Alguns materiais que compõem o rotor e o estator foram caracterizados nesta etapa e os dados

obtidos foram inseridos nos modelos. As etapas principais da caracterização de cada componente e os detalhes acerca de cada modelo são descritos nas respectivas seções.

#### **4.1.1 Modelo do estator**

O estator é constituído de quatro materiais diferentes. As bobinas do enrolamento de armadura são constituídas de fios de alumínio, o núcleo de aço elétrico, carcaça do termoplástico ( ) e as buchas de fixação são fabricadas em aço carbono. O núcleo do estator é dividido em 6 segmentos, sendo segmentos com dentes e segmentos com dentes que juntos formam os núcleos das bobinas, conforme mostra a Figura 4.3. Cada segmento é composto por lâminas de aproximadamente mm justapostas, empilhadas e eletricamente isoladas entre si.

Figura 4.3 – Vista explodida do núcleo do estator.

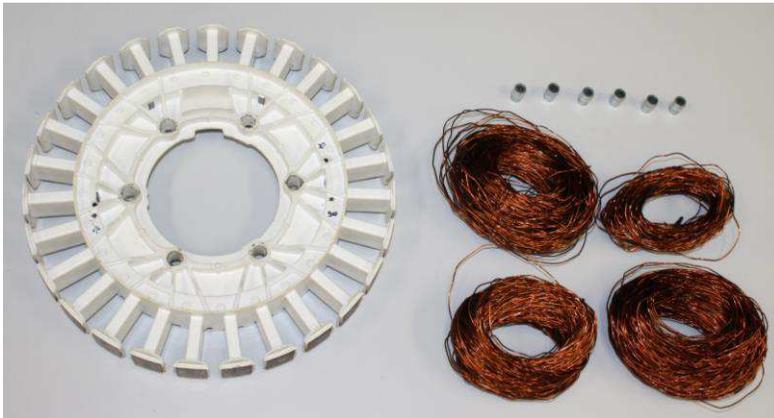
Fonte: do autor.

Os segmentos do núcleo do estator são conectados e “travados” uns aos outros por meio de uma configuração de recortes e ressaltos em formato de rabo de andorinha (do inglês *dove tail*), conforme é mostrado em detalhes na Figura 4.3. Este encaixe permite que os segmentos

permaneçam unidos para esforços na direção radial, no entanto, não impede completamente movimentos relativos na direção transversal ao pacote de lâminas. O travamento entre peças por meio desta configuração foi amplamente utilizado no projeto do motor BPM em estudo. Isto contribuiu para aumentar significativamente o grau de não-linearidade dos contatos entre peças adjacentes, especialmente dos segmentos do núcleo do estator e do rotor.

A desmontagem consciente de uma amostra nominalmente idêntica do estator estudado sucedeu a etapa de medição da massa total do componente. Primeiramente, iniciou-se a desmontagem pelo “desbobinamento” dos enrolamentos e retiraram-se as buchas de fixação do estator. Como resultado obteve-se um conjunto desmontado, conforme mostra a Figura 4.4.

Figura 4.4 – Estator após a primeira etapa da desmontagem consciente para medição das massas.



Fonte: do autor.

O motor completo tem cerca de  $1,5$  m de fios de alumínio distribuídos ao longo das bobinas. Por meio desta desmontagem foi possível medir as massas separadamente das buchas e do enrolamento completo. A massa do núcleo do estator foi determinada por meio de amostras de segmentos avulsas fornecidas pela empresa parceira de projeto. Por fim, a massa da carcaça polimérica foi determinada por

subtração da massa do conjunto carcaça/núcleo. As massas e quantidades de cada componente do estator são detalhadas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Massas dos componentes do estator.

Componente		Quantidade	Massa [kg] (unidade)	Massa [kg] (componente)
Núcleo	Segmento de 5 dentes	3		
	Segmento de 4 dentes	3		
Bobinas		27		
Carcaça		1		
Buchas		6	0,00533	0,0320
			<b>Total [kg]</b>	

O próximo passo da desmontagem consciente consistiu em investigar o tipo de ligação entre o núcleo do estator e a carcaça polimérica. A análise minuciosa dos contatos na desmontagem do estator revelou que existem regiões com maior e menor resistência ao movimento relativo no contato entre a carcaça e o núcleo do estator. Na parte superior e inferior dos segmentos do núcleo do estator tem-se baixa aderência, conseqüentemente, menor será a resistência contra o movimento relativo nestas regiões. No invólucro plástico dos dentes do estator não se observou elevada aderência entre as superfícies plásticas da carcaça e as superfícies metálicas dos segmentos do núcleo.

A seguir, na Figura 4.5 tem-se, em detalhe, a região de maior resistência ao movimento relativo do par carcaça e núcleo, sendo possível observar uma região de maior rugosidade na peça plástica. Durante a remoção dos segmentos do núcleo do estator da carcaça plástica verificou-se que se tinha dificuldade para separar as peças em função da aderência e rugosidade nas interfaces das mesmas. Isto comprova que o movimento relativo entre a carcaça e o núcleo é impossibilitado nesta região.

A Figura 4.6 mostra a região de baixa aderência e, conforme pode ser observado, a superfície da lâmina possui um brilho característico de

superfície de baixa rugosidade. Nesta mesma figura ainda é possível observar a região de contato dos segmentos do núcleo do estator com a carcaça plástica e os recortes no núcleo (*dove tails*) utilizados na ancoragem e travamento do núcleo à carcaça.

Figura 4.5 – Detalhe das ranhuras formadas pelo contato metal-plástico.

Fonte: do autor.

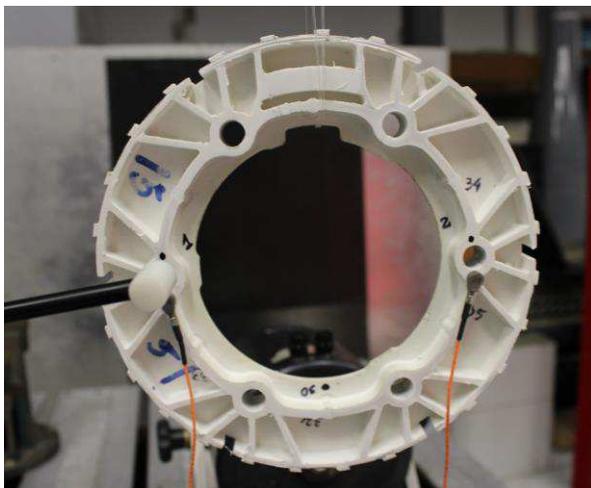
Figura 4.6 – Investigação do contato entre o núcleo do estator e a carcaça.

Fonte: do autor.

A última etapa da desmontagem do estator consistiu em remover totalmente a região interna da carcaça plástica dos segmentos do núcleo. Como resultado desta remoção obteve-se um setor circular da carcaça (ver Figura 4.7) integralmente de  $\text{PP}$  que auxiliou na determinação das propriedades do material plástico. A fim de caracterizar as propriedades mecânicas do material da carcaça obtiveram-se FRFs em pontos específicos da estrutura. A Figura 4.7 mostra uma foto registrada durante a execução dos testes de impactação da amostra de material.

O ajuste das propriedades do material da carcaça foi auxiliado por um algoritmo de otimização cuja função objetivo era de reduzir o erro das frequências de ressonância desta estrutura à valores inferiores a 3%. As variáveis modificadas na otimização foram as propriedades mecânicas do material. Inicialmente, adotaram-se os modelos de material isotrópico e ortotrópicos, sendo para cada modelo de material desenvolvida a otimização das propriedades mecânicas do material da carcaça. Ao final dos processos de otimização obtiveram-se melhores resultados para o modelo de material isotrópico. As propriedades mecânicas resultantes do processo de otimização do material da carcaça são apresentadas na Tabela 4.2.

Figura 4.7 – Experimento voltado à caracterização das propriedades do material da carcaça.



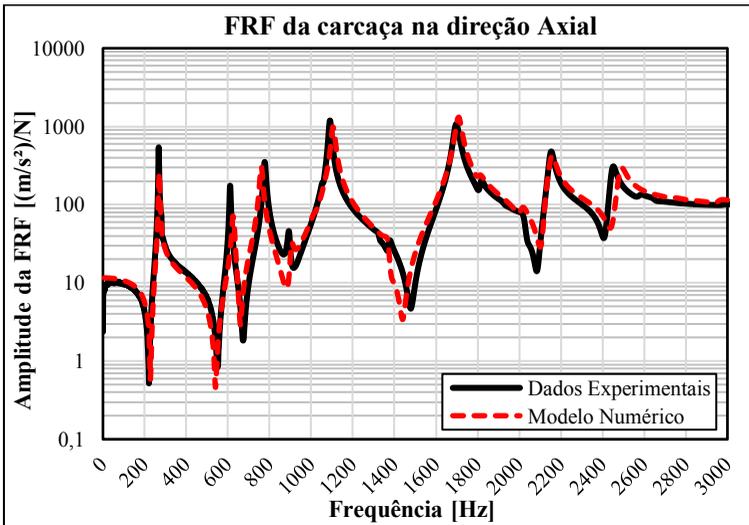
Fonte: do autor.

Tabela 4.2 – Conjunto de propriedades equivalentes do material da carcaça do estator.

Módulo de Elasticidade $E$ [GPa]	Coefficiente de Poisson $\nu$	Módulo de Cisalhamento $G$ [GPa]	Densidade [kg/m <sup>3</sup> ]
	0,43		

Essas propriedades do material da carcaça do estator foram inseridas no mesmo modelo numérico estrutural<sup>9</sup> do setor circular da carcaça utilizado na otimização e os resultados obtidos são apresentados nas Figuras 7 a 10. Nestas figuras comparam-se as FRFs determinadas via solução do modelo numérico e em relação aos dados experimentais obtidos por meio dos testes de resposta impulsiva da amostra de material da carcaça. Da análise dos resultados obtidos, verifica-se a boa correlação entre os dados experimentais e resultados do modelo numérico na faixa de frequências até 3kHz.

Figura 4.8 – Comparação experimental e numérica de FRFs obtidas com excitação e resposta na direção axial em pontos próximos.



<sup>9</sup> Fo elementos de segunda ordem (SOLID187 no Ansys) e uma malha composta de 51692 nós.

Figura 4.9 – Comparação experimental e numérica de FRFs obtidas com excitação e resposta na direção axial em pontos distantes.

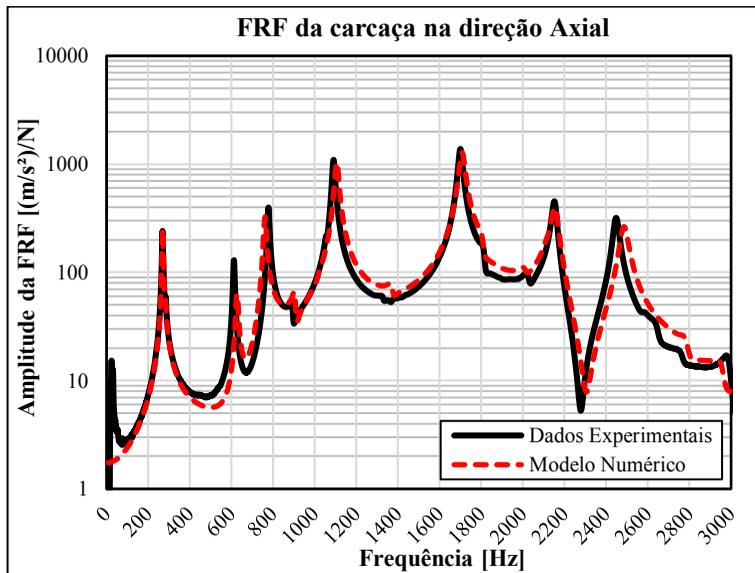


Figura 4.10 – Comparação experimental e numérica de FRFs obtidas com excitação e resposta na direção radial em pontos próximos.

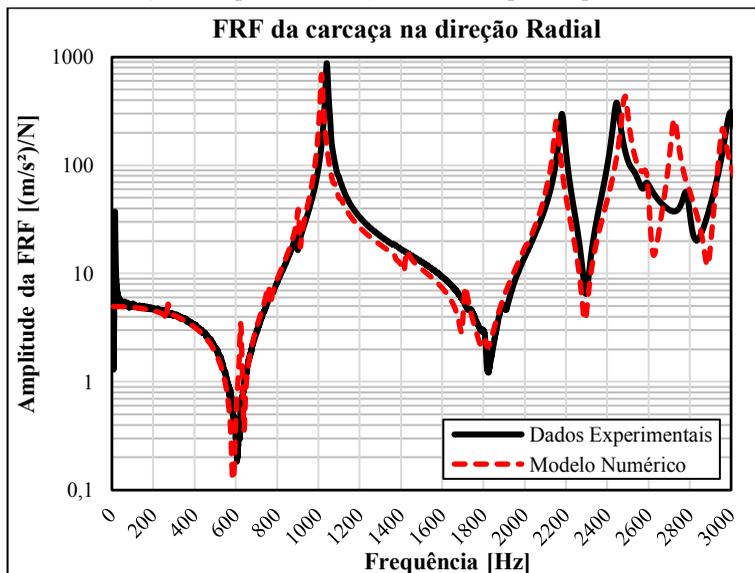
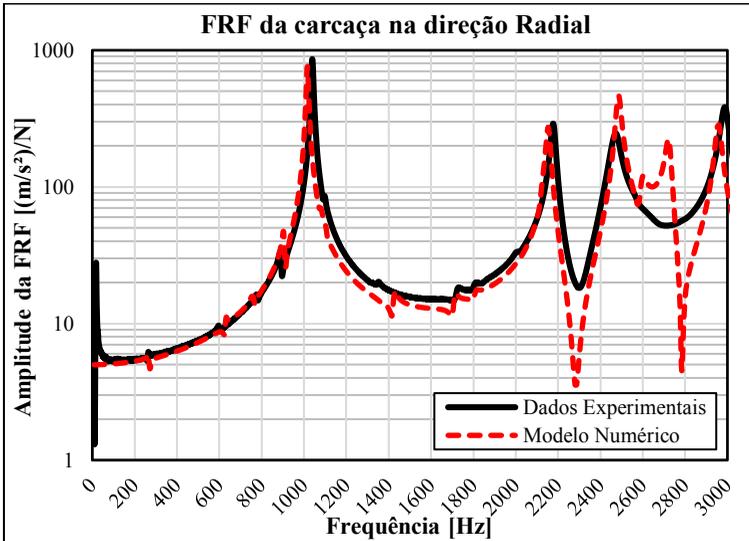
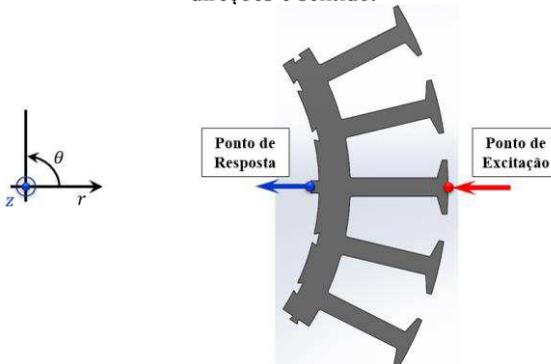


Figura 4.11 – Comparação experimental e numérica de FRFs obtidas com excitação e resposta na direção radial em pontos distantes.



As propriedades do material que compõe os segmentos do núcleo do estator foram ajustadas com base nos resultados obtidos nos testes de resposta impulsiva e AME. Na Figura 4.12 é mostrado um esquema dos pontos experimentais considerados no processamento das FRFs para a excitação e resposta na direção radial.

Figura 4.12 – Esquema dos pontos de excitação e resposta com suas respectivas direções e sentido.



Fonte: do autor.

## Modelos Numéricos Estruturais

Com base nos dados experimentais fez-se um ajuste do modelo de um segmento do núcleo com 5 dentes, considerando o modelo de material ortotrópico em coordenadas cilíndricas. Os resultados obtidos com este ajuste são apresentados na Figura 4.13 e as propriedades do material equivalente são apresentadas na Tabela 4.3.

Figura 4.13 – Comparação experimental e numérica de FRFs obtidas com excitação e resposta na direção radial no centro do pacote de lâminas.

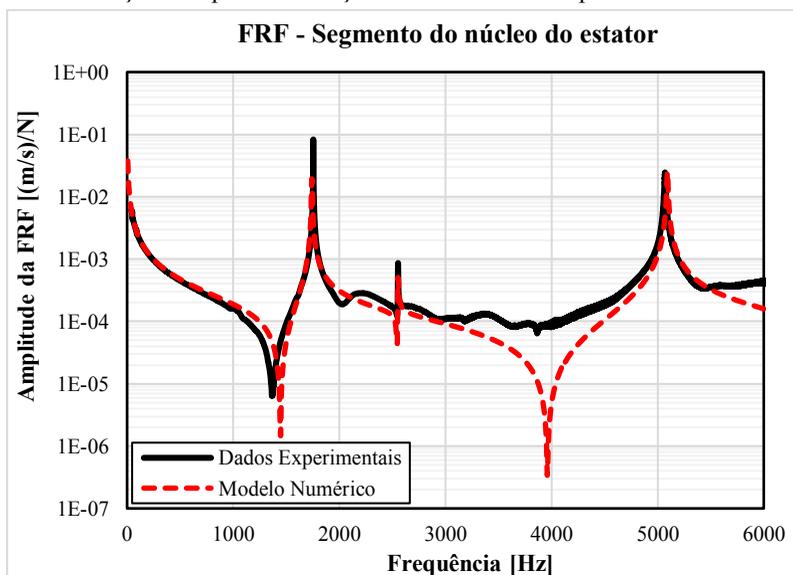
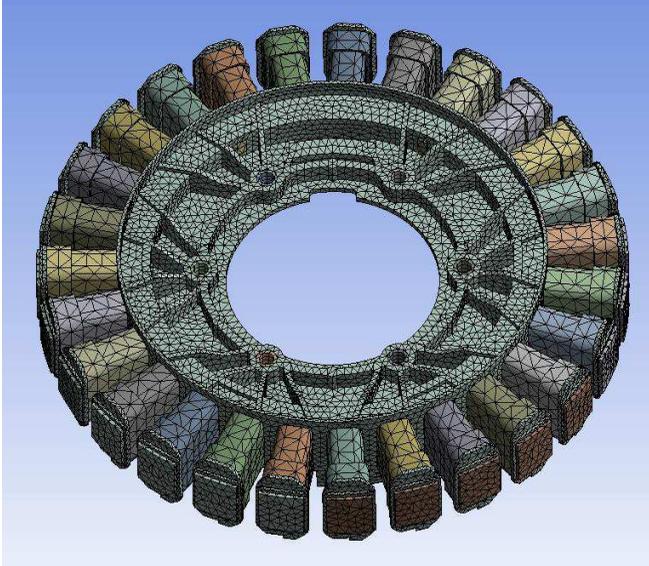


Tabela 4.3 – Conjunto de propriedades equivalentes do material que compõe o segmento do núcleo do estator.

Módulo de Elasticidade [GPa]		Coeficiente de Poisson		Módulo de Cisalhamento [GPa]		Densidade [kg/m <sup>3</sup> ]
$E_r$	210	$\nu_{r\theta}$		$G_{r\theta}$		
$E_\theta$		$\nu_{\theta z}$		$G_{\theta z}$		
$E_z$		$\nu_{rz}$		$G_{rz}$		

Ao final do processo de desmontagem fizeram-se atualizações no modelo considerando as informações levantadas durante esta etapa. A malha utilizada no modelo completo de elementos finitos do estator é mostrado na Figura 4.14. Basicamente este modelo é constituído de elementos estruturais sólidos tetraédricos com funções de forma quadrática compostos por 10 nós, sendo 3 graus de liberdade por nó. A malha completa do estator contém 150785 elementos e 296754 nós. O modelo do estator contém 78 contatos distribuídos em 6 grupos de contatos. A lista completa de contatos utilizados no modelo do estator é encontrada no Apêndice B.1.

Figura 4.14 – Malha do modelo em Elementos Finitos do estator.



Fonte: do autor.

#### 4.1.2 Modelo do rotor

O rotor é um componente do motor inteiramente “sobreinjectado” que é composto por uma carcaça, constituída em termoplástico ( ), os ímãs que formam os pares de polos são fabricados em ferrite, o anel de aço (*back iron*) é fabricado em aço elétrico e o dispositivo de suporte (*spline*) é

sinterizado em um composto de Fe-C. O *back iron* do rotor é formado por 12 segmentos, conforme mostra a Figura 4.15, sendo cada segmento composto por lâminas de, aproximadamente, de espessura justapostas, empilhadas e eletricamente isoladas entre si.

Figura 4.15 – Vista explodida do *back iron* do rotor composto de 12 segmentos.

Fonte: do autor.

O “travamento” dos segmentos que compõem o *back iron* é dado por meio do punctionamento do pacote de lâminas. Os encaixes dos segmentos se dá por meio dos recortes e ressaltos em forma de rabo de andorinha, semelhante ao descrito no modelo do estator. Analogamente ao caso do estator, este tipo de encaixe entre os segmentos do *back iron* restringe o movimento na direção radial, no entanto, permite movimentos relativos entre os segmentos na direção axial.

O modelo do rotor foi desenvolvido seguindo a mesma metodologia descrita para o estator. Primeiramente, fez-se a desmontagem de uma amostra de rotor nominalmente idêntica e por meio deste processo mediram-se as massas dos segmentos que compõem o *back iron*, as massas dos ímãs, do *spline* e por subtração determinou-se a massa da carcaça plástica do rotor. As quantidades dos componentes do rotor e suas respectivas massas são detalhadas na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Massas dos componentes que integram o rotor.

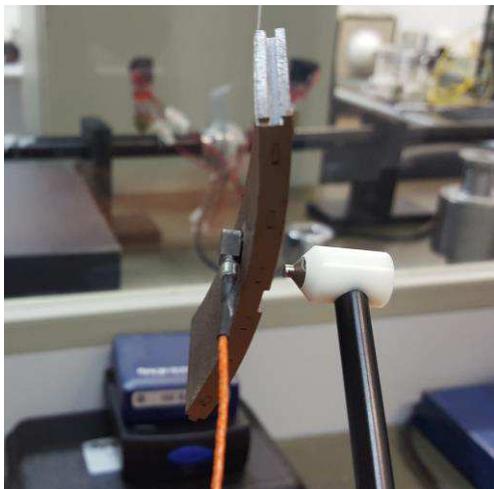
Componente	Quantidade	Massa [kg] (unidade)	Massa [kg] (componente)
Segmentos do Núcleo	12		
Ímãs	36		
Carcaça	1		
<i>Dispositivo de Fixação (Spline)</i>	1	0,27	0,27
		<b>Total [kg]</b>	

Uma análise detalhada foi desenvolvida no intuito de verificar o contato entre as peças de diferentes materiais do rotor. Mediante esta análise observou-se que o movimento relativo entre as superfícies internas e externas dos segmentos do *back iron* em relação às superfícies da carcaça plástica eram impedidos em função da elevada rugosidade formada no processo de injeção da carcaça. As superfícies superior e inferior dos segmentos tinham baixa rugosidade, porém estavam aderidas em função dos sulcos existentes na parte superior e inferior dos segmentos. Estes sulcos são resultantes do processo de puncionamento que compacta e trava o pacote de lâminas.

O contato entre os ímãs e a carcaça apresentaram baixa aderência e foram removidos com certa facilidade após o corte das superfícies plásticas que envolviam os ímãs. O contato entre os segmentos do *back iron* foram desconsiderados, uma vez que se observaram folgas no encaixe tipo *dove tail* entre segmentos vizinhos. Como resultado o *back iron* contribui mais no sentido de manter a integridade estrutural do que propriamente em aumentar a rigidez radial do rotor.

Algumas amostras de segmentos do *back iron* foram submetidos ao teste de impactação no intuito de se determinar um conjunto de propriedades ortotrópicas equivalentes capaz de modelar, dentro de certos limites, o comportamento dinâmico do pacote de lâminas. A título ilustrativo é mostrada na Figura 4.16 uma foto registrada durante o teste de resposta impulsiva desenvolvido em uma amostra de segmento do *back iron*.

Figura 4.16 – Foto registrada durante o teste de resposta impulsiva do segmento *back iron* do rotor.



Fonte: do autor.

Em função da geometria do segmento do *back iron* e da diferença de propriedades mecânicas em determinadas direções do pacote de lâminas adotou-se um modelo de material ortotrópico em coordenadas cilíndricas. A mesma metodologia é foi adotada no trabalho de SOUZA (2014), com a diferença de que o *back iron* do rotor detalhado neste trabalho consistiu de um anel inteiriço e, portanto, não era segmentado.

As propriedades ortotrópicas equivalentes do pacote de lâminas foram determinadas por meio de ajuste e estão detalhadas na Tabela 4.5. No gráfico da Figura 4.17 são comparados os dados experimentais em relação aos resultados obtidos com o modelo numérico até a frequência de 6kHz. Conforme pode ser analisado, tem-se uma boa correlação entre os dados experimentais e os dados resultantes da solução do modelo numérico na faixa de frequência considerada na análise.

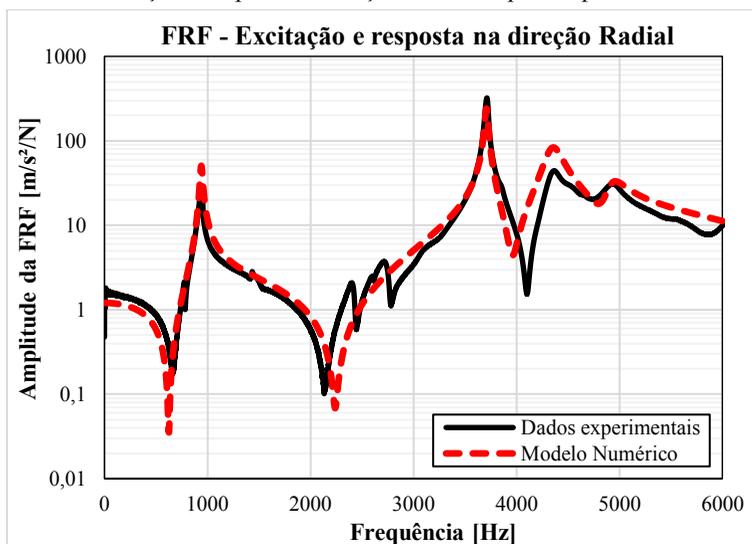
As propriedades equivalentes obtidas para a direção transversal estão suscetíveis aos efeitos de compressão da carcaça plástica logo após a injeção do polímero no molde. Isto faz com que as lâminas sejam comprimidas entre si elevando a rigidez do conjunto na direção transversal do pacote de lâminas. Este efeito será posteriormente

compensado no ajuste do modelo numérico do rotor pela modificação dos módulos de elasticidade  $E_z$  e dos módulos de cisalhamento  $G_{rz}$  e  $G_{\theta z}$ .

Tabela 4.5 – Propriedades equivalentes do pacote de lâminas.

Módulo de Elasticidade [GPa]		Coeficiente de Poisson		Módulo de Cisalhamento [GPa]	
$E_r$	198,5	$\nu_{r\theta}$		$G_{r\theta}$	
$E_\theta$		$\nu_{\theta z}$		$G_{\theta z}$	
$E_z$		$\nu_{rz}$		$G_{rz}$	

Figura 4.17 – Comparação experimental e numérica de FRF obtidas com excitação e resposta na direção radial em pontos próximos.



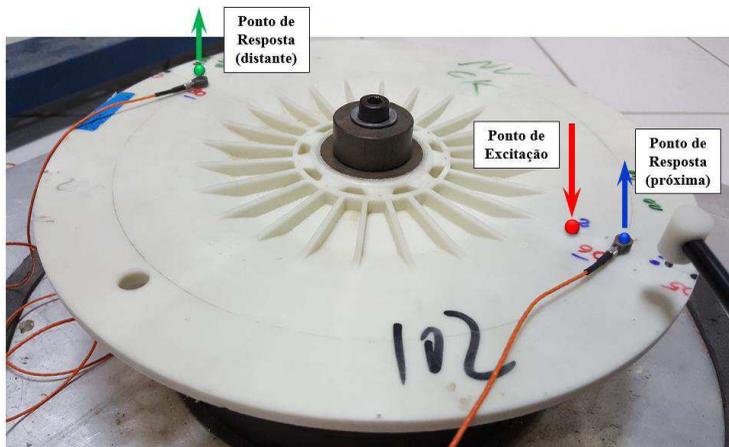
As propriedades mecânicas do material da carcaça do estator foram determinadas com base em um setor circular retirado de uma amostra de rotor nominalmente idêntica ao rotor estudado. Seguindo a mesma metodologia adotada neste trabalho, esta amostra de material foi submetida a testes de resposta impulsiva e foram obtidas FRFs em pontos próximos e distantes do ponto de excitação na direção transversal da membrana, conforme mostrado na Figura 4.18.

### Modelos Numéricos Estruturais

Para auxiliar no ajuste das propriedades equivalentes do material da carcaça do rotor foi desenvolvido um modelo numérico da amostra. O modelo da amostra da carcaça do rotor é composto de 58357 nós e os mesmos elementos descritos na seção anterior. As propriedades do material da carcaça do estator foram obtidas através de um processo iterativo de minimização dos erros manual, ou seja, não foi utilizado um algoritmo de otimização no ajuste das propriedades deste material.

Semelhante ao material da carcaça do estator, o material que constitui a carcaça do rotor é um termoplástico reforçado com fibra de vidro. Em função da presença de carga de reforço no material, optou-se inicialmente por utilizar um modelo de material ortotrópico equivalente para representar as propriedades material. Entretanto, melhores resultados foram obtidos ao considerar um modelo de material isotrópico equivalente em coordenadas cilíndricas. O módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson ajustados ao material isotrópico equivalente da membrana são  $E = \text{GPa}$  e  $\nu = \text{ ,}$  respectivamente. Os resultados obtidos para o processo de ajuste do modelo da amostra até a frequência de 3kHz são mostrados nos gráficos das Figuras 4.19 e 4.20. Nestes mesmos gráficos são, ainda, comparadas as FRFs experimentais.

Figura 4.18 – Pontos experimentais utilizados no ajuste das propriedades do material da membrana do rotor.



Fonte: do autor.

Figura 4.19 – FRFs experimental e numérica obtidas na direção axial da membrana e em pontos próximos.

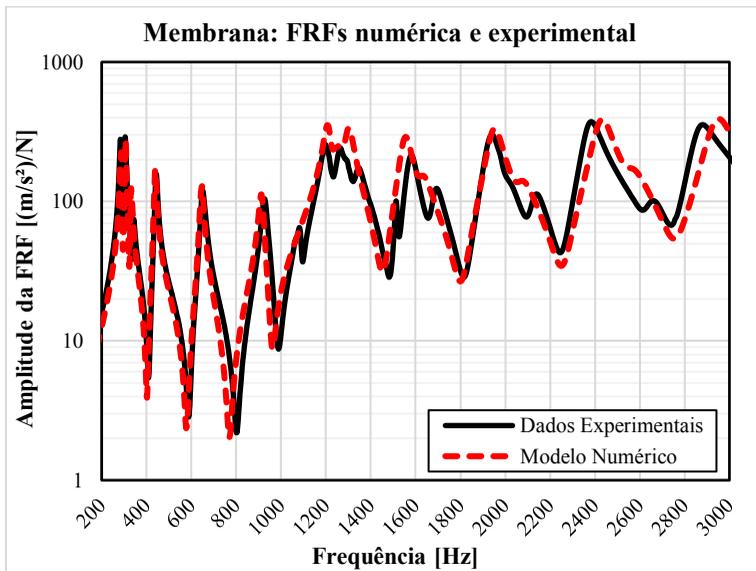
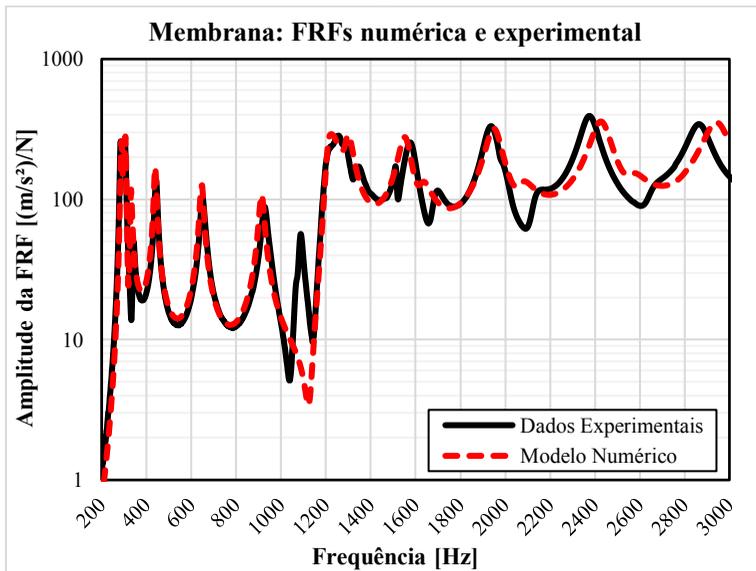


Figura 4.20 – FRFs experimental e numérica obtidas na direção axial da membrana e em pontos distantes.

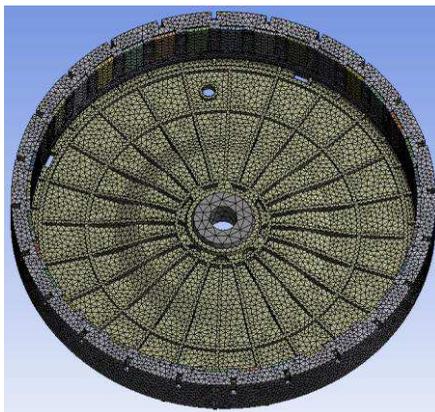


Conforme pode ser observado, os desvios entre os resultados obtidos com o material isotrópico equivalente e os dados experimentais são mínimos. Em termos comparativos os erros, com exceção à frequência próxima a 1100Hz, são inferiores a 3% em toda a faixa de frequência considerada na análise.

Uma vez finalizada a desmontagem do rotor para medição das massas, caracterização dos materiais dos componentes e investigação dos contatos prosseguiu-se com a atualização do modelo desenvolvido em elementos finitos. Desta forma, as informações reunidas na etapa anterior foram inseridas no modelo numérico.

Os mesmos tipos de elementos sólidos adotados no modelo do estator foram utilizados no desenvolvimento do modelo do rotor. A versão final do modelo do rotor é composta de 147690 elementos e 314309 nós. A malha do modelo completo do rotor em elementos finitos é mostrada na Figura 4.21. Em função do elevado número de peças, o modelo numérico do rotor contém 109 contatos que foram classificados em 5 grupos de contatos. A lista completa dos contatos utilizados no modelo do rotor é encontrada no Apêndice B.2.

Figura 4.21 – Modelo em elementos finitos do rotor com a malha numérica.



Fonte: do autor.

O rotor e estator são compostos de carcaças poliméricas e componentes não poliméricas, como os segmentos do *back iron*, o núcleo

do estator, buchas e ímãs. Das inspeções realizadas durante a desmontagem dos componentes não se verificou a aderência total entre peças de materiais diferentes. Este fato eleva o grau de complexidade do ajuste do modelo, uma vez que os materiais não estão soldados ou colados uns aos outros e também não estão descolados completamente. As análises modais e harmônicas são análises lineares que não são sensíveis a estes contatos não-lineares.

Diante destes fatos, a heterogeneidade dos materiais e a baixa aderência em alguns casos fez com que os contatos utilizados no modelo tivessem tanta influência nos resultados obtidos quanto as propriedades dos materiais. Maiores detalhes a respeito do ajuste e validação do modelo numérico do rotor e estator serão descritos nas próximas seções.

## **4.2 Análise Modal Experimental**

A análise modal é uma técnica experimental que permite identificar os parâmetros modais de uma estrutura (JORDAN, 2002). O experimento em si consiste em adquirir um conjunto de FRFs em uma malha de pontos experimental. Esta malha de pontos é escolhida com base nas características geométricas da estrutura analisada e deve ser capaz de representar as formas modais da mesma até a faixa de frequência de interesse. As FRFs são, neste caso, funções que correlacionam sinais da excitação imposta à estrutura aos sinais de resposta resultantes desta excitação. Nos experimentos desenvolvidos neste trabalho em particular, a excitação da estrutura se deu por martelo de impacto e via vibrador eletromagnético (*shaker*). Com base em técnicas de processamento de sinais, as FRFs obtidas experimentalmente foram processadas e, como resultado deste processamento, determinaram-se as formas modais, suas respectivas frequências naturais e razão de amortecimento modal.

Neste trabalho foram desenvolvidas AMEs no rotor e no estator no intuito de se caracterizar os parâmetros modais destes componentes. Estas informações são fundamentais ao ajuste e à validação dos modelos numéricos de ambos os componentes do motor. Os detalhes acerca de cada experimento e os resultados obtidos são descritos separadamente nas próximas seções.

#### 4.2.1 Análise Modal do estator

Em função do interesse de se analisar as influências da condição de contorno do estator, desenvolveram-se AMEs na condição livre<sup>10</sup> e fixado no *tub* da máquina. A excitação das AMEs foi dada por meio de um vibrador eletromagnético da B&K<sup>®</sup> modelo TYPE 4809 e os sinais de excitação foram amplificados através do Amplificador TYPE 2718 da mesma fabricante. O sinal de força adotado no experimento era do tipo seno em varredura de frequência. Desta forma, um maior nível de energia excitava o estator ao longo de cada componente do espectro. Admitiu-se o sinal de excitação como sendo o sinal de referência na obtenção das FRFs. Este sinal foi medido por meio de um transdutor de força piezelétrico da fabricante PCB<sup>®</sup> modelo 28C02.

Em uma primeira etapa, os sinais necessários ao processamento das análises modais foram adquiridos por meio de um sistema de aquisição PSV-500 da Polytec<sup>®</sup>, sendo tal sistema equipado com um vibrômetro óptico *Laser* de varredura. Este sistema de aquisição foi amplamente utilizado neste trabalho e possibilitou efetuar análises até faixas de frequências que eram de difícil aplicação prática.

Com o auxílio do vibrômetro foi possível medir a resposta de vibração dos componentes do motor em pontos inacessíveis aos transdutores de contato tipo acelerômetros. Ainda, pelo fato de ser uma medição de não-contato, não se adiciona massa à estrutura analisada e, portanto, os resultados obtidos não são influenciados por este efeito. O vibrômetro utilizado nas AMEs permitiu refinar consideravelmente a malha experimental, estendendo a faixa de frequência da análise até 3,5kHz. Isto seria impraticável caso fossem realizadas análises com medição por acelerômetros.

Na condição livre a excitação imposta à estrutura foi aplicada na direção perpendicular ao plano do estator. Devido às limitações de montagem do vibrador eletromagnético, nos testes com o estator fixado à máquina a direção excitação era oblíqua ao plano das lâminas. Adotou-se uma malha experimental composta de 374 pontos no experimento

---

<sup>10</sup> A condição de corpo livre no espaço não pode ser obtida na prática, portanto, o rotor é suspenso por meio de cabos o que acaba influenciando os modos de torção da membrana do rotor.

desenvolvido na condição livre e composta de 945 pontos no experimento desenvolvido com o estator montado na máquina. A Figura 4.22 mostra uma foto registrada pelo próprio sistema de aquisição de dados da vista frontal do experimento de análise modal do estator fixado à máquina. Nesta mesma figura é possível visualizar a malha de pontos experimentais utilizada e o ponto de aplicação da excitação dada pelo vibrador.

Figura 4.22 – Malha de pontos experimentais utilizada na AME do estator fixado ao *tub* da máquina.



Fonte: do autor.

Os resultados obtidos com o processamento das AMEs desenvolvidas com o estator na condição de contorno “livre” e montado na máquina são apresentados nas Tabelas 4.6 e 4.7. Foram identificados mais de 20 modos até 3,5kHz em ambos os testes, portanto, optou-se por simplificar a apresentação dos resultados obtidos nesta seção. Assim, nas Tabelas 4.6 e 4.7 são apresentados os parâmetros modais relativos aos primeiros 6 modos da estrutura, obtidos pelo processamento dos dados adquiridos pelo vibrômetro de varredura já detalhado. Identificaram-se modos simétricos durante a análise dos resultados da AME e, para compactar a tabela de dados, optou-se por apresentar as frequências naturais e amortecimento modal em uma mesma linha da tabela. Os resultados obtidos para os modos do estator até 3kHz na condição livre e fixo são apresentados nos Apêndices C.1 e C.2, respectivamente.

Tabela 4.6 – Parâmetros modais dos 6 primeiros modos obtidos com a AME do estator na condição livre.

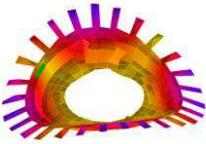
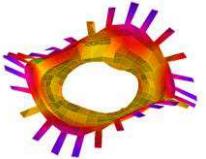
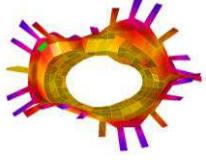
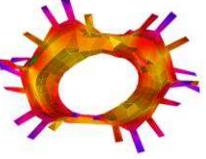
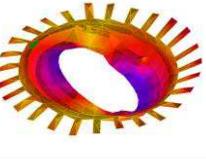
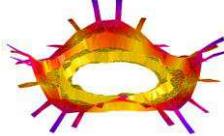
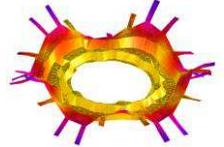
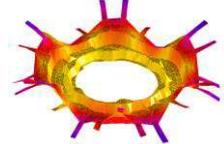
<b>Modo</b>	<b>Forma modal</b>	<b>Frequência Natural [Hz]</b>	<b>Razão de Amortecimento Modal <math>\xi</math> [%]</b>
1		214,9	1,1
2		506 / 523	0,88 / 0,74
3		829 / 839	1,04 / 0,63
4		1147,8	0,83
5		1361,8	0,84
6		1407,4	0,71

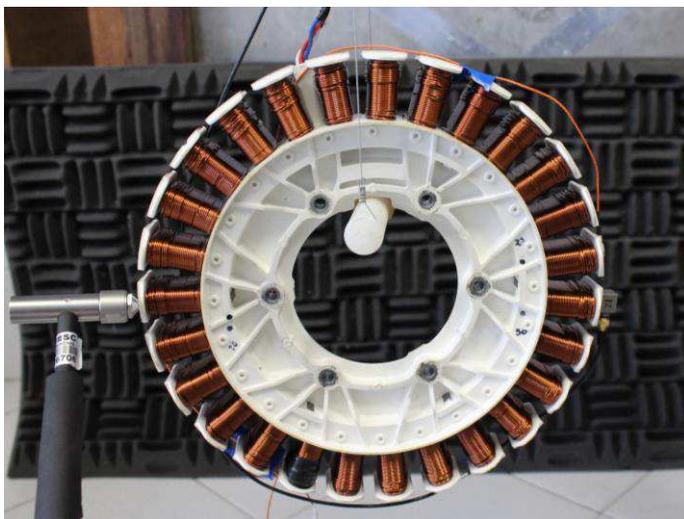
Tabela 4.7 – Parâmetros modais dos 6 primeiros modos obtidos com a AME do estator fixo à máquina.

<b>Modo</b>	<b>Forma modal</b>	<b>Frequência Natural [Hz]</b>	<b>Razão de Amortecimento Modal <math>\xi</math> [%]</b>
1		237/243,6	0,67/0,33
2		503,8	0,87
3		583,7	2,46
4		800/961,9	1,1/0,71
5		1126/1138,3	0,82/0,72
6		1387/1457,2	0,97/0,83

### Modelos Numéricos Estruturais

Na direção radial os parâmetros modais foram determinados por meio da AME com excitação fornecida por martelo de impacto. A excitação impulsiva do estator foi dada por meio de um martelo TYPE 8206 da B&K® e as respostas à esta excitação, nos 27 dentes do estator, foram medidas por meio de acelerômetros tri-axiais modelo TYPE 4535B também B&K®. Na Figura 4.23 tem-se uma foto registrada durante a execução do experimento de análise modal do estator na condição livre com excitação na direção radial.

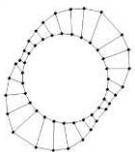
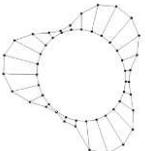
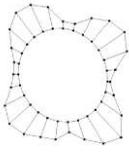
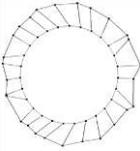
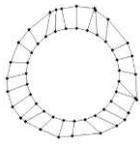
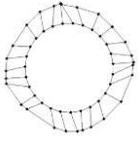
Figura 4.23 – Foto registrada durante AME com excitação impulsiva dada por martelo de impacto.



Fonte: do autor.

Por limitação imposta pela geometria do estator, a máxima resolução angular possível é 1 ponto por dente, conseqüentemente, esta baixa resolução restringe a identificação de modos de maior ordem. Os resultados obtidos com o processamento dos dados para a faixa de frequência de até 3,5kHz são apresentados na Tabela 4.8. Identificaram-se um total de 6 modos e seus parâmetros modais na faixa de frequência supracitada. Entretanto, em função das não-linearidades da estrutura do estator, a identificação de alguns modos contidos na faixa de frequências de 2kHz a 2,5kHz ficou comprometida.

Tabela 4.8 – Parâmetros modais obtidos para a AME com excitação na radial e condição de fixação livre.

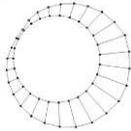
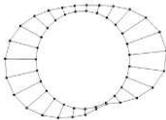
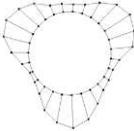
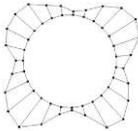
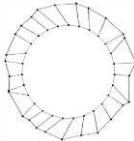
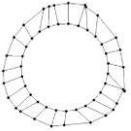
<b>Modo</b>	<b>Forma modal</b>	<b>Frequência Natural [Hz]</b>	<b>Razão de Amortecimento Modal <math>\xi</math> [%]</b>
<b>1</b>		537/545	1,42
<b>2</b>		1396,8	0,77
<b>3</b>		1660,7	0,73
<b>4</b>		2481	0,26
<b>5</b>		2621/2624	0,4
<b>6</b>		3420	0,65

Seguindo a mesma metodologia experimental, o estator foi fixado à bancada de testes e desenvolveu-se a AME no mesmo com excitação na direção radial. Este experimento tem por objetivo analisar as influências

***Modelos Numéricos Estruturais***

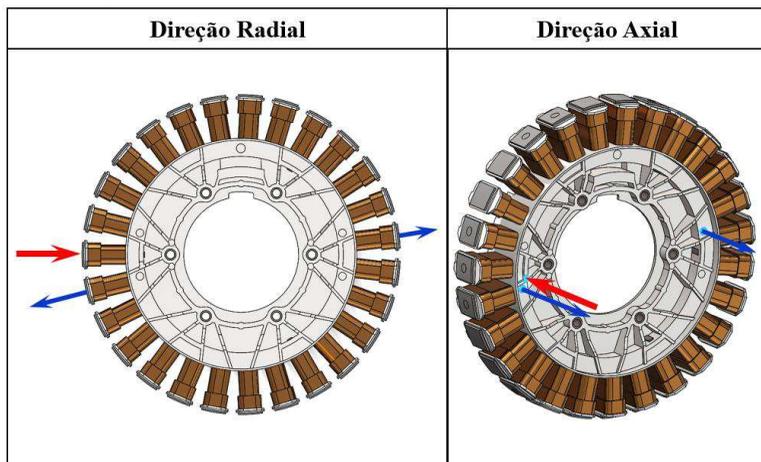
da fixação do estator nas características modais da estrutura e identificar um novo conjunto de parâmetros modais. Os resultados obtidos para os 6 primeiros modos são apresentados na Tabela 4.9.

Tabela 4.9 – Parâmetros modais obtidos para a AME com excitação na radial e estator fixo na bancada de testes.

<b>Modo</b>	<b>Forma modal</b>	<b>Frequência Natural [Hz]</b>	<b>Razão de Amortecimento Modal <math>\xi</math> [%]</b>
<b>1</b>		774/784	1,12/0,69
<b>2</b>		1089/1101	0,9/0,45
<b>3</b>		1281/1600	1,1/0,31
<b>4</b>		1683/1700	1,16/0,45
<b>5</b>		2530/2534	0,61/0,3
<b>6</b>		2673/2678	0,49/0,23

Além dos parâmetros modais do estator obtiveram-se FRFs nas direções radial e axial do mesmo para validação experimental da resposta em frequência do componente. Obtiveram-se FRFs considerando pontos de resposta próximos e distantes do ponto de excitação da estrutura. A Figura 4.24 mostra um esquema com os pontos de excitação, resposta e suas respectivas direções.

Figura 4.24 – Esquema dos pontos de excitação (setas na cor vermelha) e pontos de resposta (setas na cor azul) do estator nas direções radial e axial.



Fonte: do autor.

Os dados obtidos com as AMEs e testes de resposta impulsiva serão utilizados no ajuste do modelo numérico estrutural do estator, conforme será detalhado na Seção 4.3.1. O método de ajuste com base nos dados experimentais permite minimizar os erros e melhorar a representatividade física dos resultados obtidos com o modelo.

#### 4.2.2 Análise Modal do rotor

A mesma metodologia experimental adotada nas AMEs do estator foi aplicada nas AMEs do rotor. No intuito de se analisar as influências da condição da fixação do rotor, desenvolveram-se os experimentos de análise modal considerando duas condições de contorno: livre e acoplado

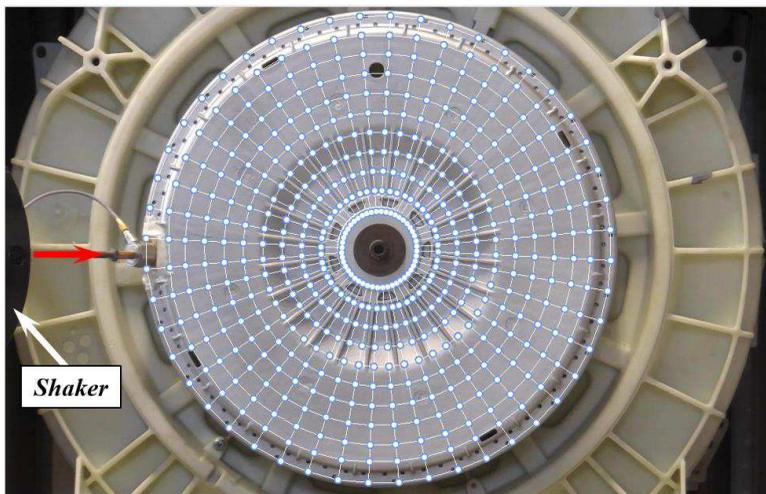
### ***Modelos Numéricos Estruturais***

---

à máquina. Na condição livre foram realizados dois experimentos, sendo um deles com excitação na direção radial e outro na direção axial do rotor. Análogo ao caso do estator, a AME desenvolvida no rotor acoplado à máquina considerou excitação oblíqua ao plano da membrana do rotor. Os equipamentos utilizados nas AMEs e tipo de excitação da estrutura são os mesmos descritos na seção anterior.

A malha de pontos experimental utilizada nas análises modais desenvolvidas no rotor na condição livre e acoplado na máquina é composta de 288 e 480 pontos, respectivamente. Os pontos foram seletivamente posicionados sobre a membrana do rotor para se obter uma representatividade adequada às formas modais esperadas. A Figura 4.25 mostra em detalhes a malha experimental utilizada nos testes e nesta imagem é possível visualizar a posição de excitação da estrutura pelo vibrador eletromagnético.

Figura 4.25 – Malha de pontos experimentais utilizada na AME do rotor.



Fonte: do autor.

Após adquirir todos os dados necessários fez-se o processamento dos sinais a fim de se determinar os parâmetros modais do rotor. Os resultados obtidos com este processamento são apresentados nas Tabelas 4.10 e 4.11. Optou-se por mostrar somente os resultados relativos aos 6

primeiros modos nesta seção. No entanto, os parâmetros modais de todos os modos identificados para o rotor até 3kHz na condição livre e fixo são apresentados nos Apêndices C.3 e C.4, respectivamente.

Tabela 4.10 – Parâmetros modais dos 6 primeiros modos obtidos com a AME do rotor na condição livre.

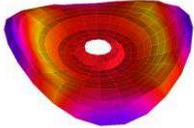
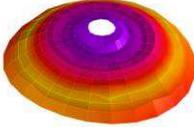
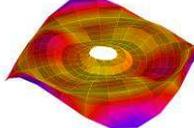
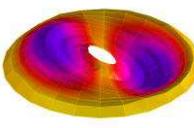
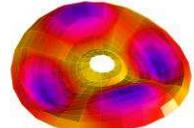
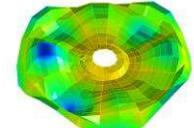
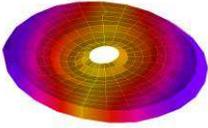
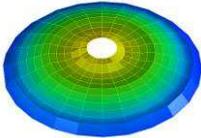
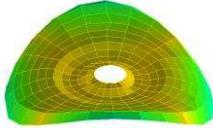
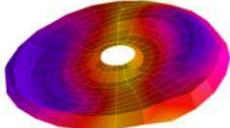
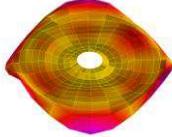
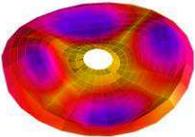
<b>Modo</b>	<b>Forma modal</b>	<b>Frequência Natural [Hz]</b>	<b>Razão de Amortecimento Modal <math>\xi</math> [%]</b>
1		201,8	1,64
2		206,8	0,86
3		514,7	1,78
4		570	1,51
5		796,7/806,5	1,7/1,35
6		843,5	1,93

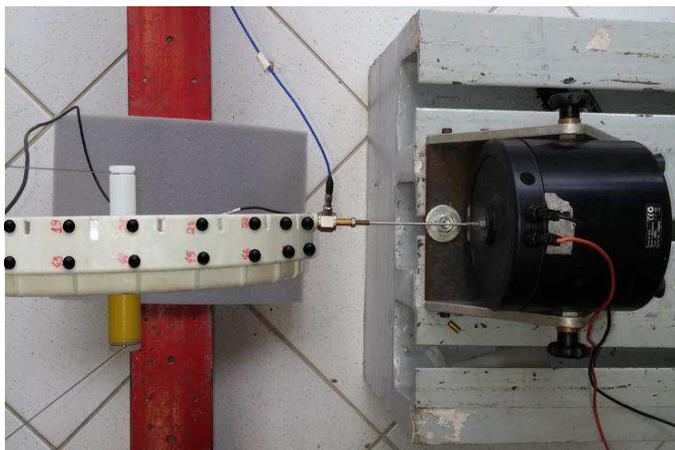
Tabela 4.11 – Parâmetros modais dos 6 primeiros modos obtidos com a AME do rotor fixo na máquina.

<b>Modo</b>	<b>Forma modal</b>	<b>Frequência Natural [Hz]</b>	<b>Razão de Amortecimento Modal <math>\xi</math> [%]</b>
1		53	3,02
2		84,1	1,18
3		201,8	1,3
4		333/477	1,38/1,28
5		515,5	1,55
6		808	1,05

Em função das características geométricas do rotor, mesmo que as medições do vibrômetro sejam unidimensionais, é possível visualizar alguns modos radiais em função da forma como se deforma a membrana do rotor. A exemplo, os modos 1, 3 e 6 do rotor (Tabela 4.10) são relativos aos três primeiros modos radiais. Os modos radiais de alta ordem não foram identificados nos experimentos desenvolvidos com o vibrômetro. Para complementar esta informação foi desenvolvida uma AME com excitação radial via vibrador eletromagnético e medição das respostas por meio de acelerômetros tri-axiais.

Neste experimento adotou-se uma malha de 48 pontos uniformemente distribuídos ao longo de dois anéis com 24 pontos cada em duas alturas diferentes do rotor. Na foto da Figura 4.26 é possível visualizar uma parcela da distribuição dos pontos experimentais, bem como, o ponto de excitação do rotor na direção radial. O vibrador eletromagnético, acelerômetros, transdutor de força e sinal de excitação utilizados neste experimento são os mesmos descritos na seção anterior.

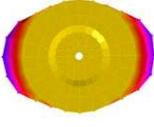
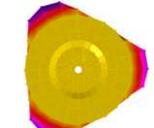
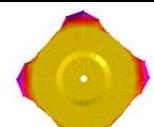
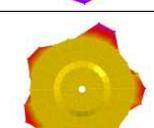
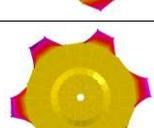
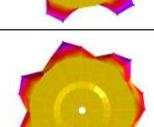
Figura 4.26 – AME do rotor com excitação na direção radial (pontos em preto representam os pontos experimentais no anel do rotor).



Fonte: do autor.

Novamente, prosseguiu-se com processamento dos dados adquiridos e os resultados obtidos aos parâmetros modais dos 6 primeiros modos radiais são apresentados na Tabela 4.12.

Tabela 4.12 – Primeiros modos radiais do rotor obtidos na condição "livre".

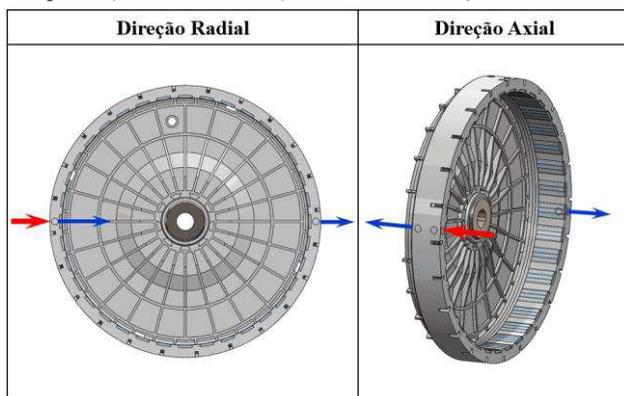
<b>Modo</b>	<b>Forma modal</b>	<b>Frequência Natural [Hz]</b>	<b>Razão de Amortecimento Modal <math>\xi</math> [%]</b>
1		205	1,32
2		514	1,65
3		877	1,61
4		1279	1,56
5		1794	1,33
6		2165	2,1

A mudança da condição de contorno do rotor não altera os modos radiais, uma vez que a fixação ocorre no centro da peça e esta é uma região nodal aos modos puramente radiais. Em contrapartida, alguns modos axiais são influenciados pela condição de contorno, como exemplo, os modos 2 e 4 apresentados na Tabela 4.10. A árvore da máquina de lavar, onde o rotor é acoplado, tem elevada rigidez à flexão, portanto, maior

sensibilidade à alteração das frequências de ressonância serão observadas nos modos de torção da membrada do rotor.

Seguindo a mesma metodologia do estator, além dos parâmetros modais obtiveram-se um conjunto de FRFs em pontos específicos do rotor na direção radial e axial para validação da resposta em frequência do modelo numérico estrutural. Estas FRFs foram obtidas considerando excitação impulsiva imposta por um martelo de impacto TYPE 8206 da B&K® e as respectivas respostas foram medidas por meio de acelerômetros uniaxiais TYPE 4517 da mesma fabricante. Para cada direção de excitação foram medidas respostas em pontos próximos e distantes dos pontos de excitação, conforme mostra a Figura 4.27.

Figura 4.27 – Esquema dos pontos de excitação (setas na cor vermelha) e pontos de resposta (setas na cor azul) do rotor nas direções radial e axial.



Fonte: do autor.

O conjunto de dados experimentais obtidos para o rotor será utilizado como referência no ajuste e na validação do modelo numérico desenvolvido via MEF. Com base nas informações experimentais se buscará reduzir o erro do modelo numérico por meio de um processo iterativo de alteração de parâmetros cuja determinação apresenta maior grau de incerteza. Maiores detalhes a respeito do ajuste e validação dos modelos numéricos dos componentes do motor serão apresentados na próxima seção.

### 4.3 Ajuste dos modelos numéricos

O ajuste de modelos numéricos tem por objetivo minimizar as diferenças entre os resultados obtidos via solução numérica em relação aos dados experimentais. Este processo requer, na maioria das vezes, diversas iterações para que se obtenha um resultado final fisicamente representativo do problema analisado. Os modelos numéricos descritos anteriormente foram ajustados e validados com base nos parâmetros modais obtidos por meio das AMEs, FRFs resultantes de testes de resposta impulsiva e mediante a desmontagem consciente realizada nos componentes do motor estudado.

Definiu-se como conjunto de parâmetros a serem alterados aqueles cuja determinação isolada apresenta maior grau de incerteza. Os parâmetros modificados nos ajustes dos modelos foram as propriedades de alguns materiais, na qual a determinação depende da interação entre uma ou mais peças dos componentes do motor, e os contatos utilizados para representar matematicamente a união das peças que compõem o rotor e o estator. As propriedades mecânicas modificadas no processo de ajuste foram o Módulo de Elasticidade, Módulo de Cisalhamento e coeficiente de Poisson. As massas dos componentes do rotor e do estator foram medidas experimentalmente e, portanto, os parâmetros de inércia não foram alterados no ajuste.

O processo de ajuste dos modelos numéricos demandou centenas de horas em termos de simulação numérica e conhecimento prévio do fenômeno estudado. As propriedades dos materiais das carcaças dos componentes do motor, bem como, as propriedades no plano dos pacotes de lâminas do núcleo do estator e *back iron* do rotor foram determinadas por meio de ajustes desenvolvidos em amostras destes materiais e peças (ver seções 4.1.1 e 4.1.2). No entanto, as propriedades equivalentes dos enrolamentos do estator e relativas à rigidez transversal do pacote de lâminas do núcleo do estator e *back iron* do rotor foram ajustadas considerando o modelo completo.

Os resultados finais obtidos para os modelos do rotor e do estator devidamente ajustados são apresentados nas próximas seções do trabalho. O conjunto de propriedades de cada material que constituem as peças do rotor e do estator são apresentados nas respectivas seções.

### 4.3.1 Ajuste do modelo do estator

Conforme já descrito, no caso do modelo do estator tem-se maiores incertezas na determinação do conjunto de propriedades transversais ao plano do pacote de lâminas do núcleo, nas propriedades equivalentes dos enrolamentos e também nos tipos de contatos utilizados para modelar a união entre as superfícies de peças adjacentes. Para o pacote de lâminas do núcleo do estator, a incerteza na definição de um conjunto de propriedades ao modelo de material ortotrópico equivalente resulta do fato de que a rigidez transversal ao pacote de lâminas depende fundamentalmente do grau de compressão que as demais peças exercem sobre o pacote de lâminas. No caso do estator, além do material polimérico da carcaça, tem-se o conjunto de enrolamentos que são bobinados com os filamentos tracionados e que ao final contribuem para modificar a rigidez transversal do pacote de lâminas. Portanto, as propriedades do material ortotrópico equivalente que modela os segmentos do núcleo do estator somente podem ser determinadas por meio da resposta do conjunto montado. O mesmo raciocínio se aplica às propriedades do material equivalente dos enrolamentos do estator e na seleção dos tipos de contato que representam a união entre as peças do estator.

Com relação ao ajuste do material equivalente ortotrópico do pacote de lâminas do núcleo do estator, trabalhos semelhantes de ajuste das propriedades equivalentes do material de um estator são encontrados em GOMES (2014), MARCON (2016), MILLITHALER *et al.* (2014) e SOUZA (2014). Os trabalhos dos dois primeiros autores são voltados ao ajuste de um modelo numérico do estator que compõe um motor elétrico indutivo. MILLITHALER *et al.* (2014) ajustaram um modelo de elementos finitos do estator de um veículo elétrico. Embora os estatores sejam diferentes, ambos os autores utilizaram um modelo de material ortotrópico equivalente no ajuste do modelo do pacote de lâminas do estator e obtiveram resultados condizentes aos níveis de erros esperados aos modelos. O trabalho de SOUZA (2014) trata do ajuste do modelo numérico de um motor BPM DD semelhante ao estudado neste trabalho. No entanto, as características construtivas e de travamento do pacote de

lâminas divergem consideravelmente do pacote de lâminas do estator aqui estudado. O estator analisado por SOUZA (2014) é composto por lâminas inteiras sobrepostas e soldadas, diferentemente do estator aqui detalhado que é segmentado e travado por punção (interlock). SOUZA (2014) adotou o modelo de material ortotrópico equivalente no ajuste das propriedades do pacote de lâminas e bons resultados foram obtidos ao final do ajuste do modelo.

As propriedades do material da carcaça do estator ( termoplástico ) e as propriedades no plano das lâminas dos segmentos do núcleo do estator foram determinadas por meio do ajuste realizado em amostras de cada material, conforme detalhado no item 4.1.1. Assim, estas propriedades e as massas das peças medidas experimentalmente são parâmetros fixos e dados de entrada do modelo numérico.

Inicialmente, definiu-se um conjunto de contatos que conseguem modelar com maior grau de representatividade física os contatos reais entre as peças do estator. No modelo numérico os contatos são restrições ou vínculos entre os graus de liberdade dos nós vizinhos entre superfícies adjacentes das peças do estator. Obviamente, o modelo numérico em si não consegue representar o nível de detalhamento necessário para se obter um modelo de contato ideal, entretanto, resultados aproximados representativos podem ser obtidos por meio da escolha adequada dos modelos de contatos disponíveis.

A escolha dos contatos utilizados no modelo numérico foi baseada na análise detalhada realizada durante a desmontagem do estator. Neste sentido, nas regiões onde a desmontagem foi dificultada pela aderência entre as peças foi utilizado o modelo de contato colado (no Ansys *Bonded*). Na região interna dos segmentos do núcleo do estator, onde são verificados os dispositivos de ancoramento da carcaça aos segmentos do núcleo (*dove tail*), utilizou-se o contato colado. A união entre os segmentos do núcleo do estator foi modelada com contato rugoso (no Ansys *Rough*), tendo em vista que as folgas do processo de fabricação permitem pequenos movimentos relativos entre os segmentos, mesmo que tal movimento seja dificultado pela elevada rugosidade das peças. O mesmo tipo de contato foi utilizado para representar a união do invólucro plástico ao pacote de lâminas.

A análise modal numérica é por definição uma análise linear, portanto, não-linearidades de contato e propriedades dos materiais, mesmo que definidas previamente, são ignoradas durante a solução do problema. Para os casos de não-linearidade de contato, o módulo *Modal Analysis* do Ansys utiliza algoritmos que em função da condição inicial dos contatos definem uma rigidez “equivalente” destes contatos e utiliza esta rigidez ao longo da solução do problema de autovalores e autovetores (ANSYS, 2017). Desta forma, as não linearidades em termos de contato são aproximadas por um conjunto de rigidezes.

Com base nos resultados experimentais obtidos com as Análises Modais e testes de resposta impulsiva buscou-se, por meio de processos iterativos, minimizar os erros do modelo numérico alterando-se os parâmetros descritos anteriormente. A função objetivo consistiu em minimizar as diferenças entre os dados experimentais e numéricos, tal que seja possível, dentro de limites aceitáveis de erros, obter um modelo fisicamente representativo do ponto de vista vibroestrutural. Esta mesma metodologia foi adotada no decorrer de todo o trabalho, desde a determinação das propriedades equivalentes de amostras de material/peças até o ajuste completo do modelo do estator e do rotor nas condições de contorno consideradas.

Seguindo esta metodologia, fez-se o ajuste do modelo numérico do estator na condição livre e os dados obtidos são apresentados a seguir. Primeiramente, nas Tabelas 4.13 e 4.14 são comparadas as frequências naturais determinadas experimentalmente com as frequências naturais obtidas mediante a solução do modelo numérico. Dentre os modos identificados, os erros absolutos observados até a faixa de frequências de 2,5 kHz são inferiores a 5 %, com exceção do modo 7 onde tal diferença é de 10,61%. Este modo em específico é influenciado pela condição de suspensão do estator adotada para simular uma condição de corpo livre nos testes de resposta impulsiva e o modelo não simula esta condição.

Além dos dados relativos às frequências naturais são comparadas nas Figuras 4.28 a 4.31 FRFs experimentais obtidas com teste de resposta impulsiva com as FRFs obtidas por meio de análises harmônicas numéricas. Os pontos de excitação e resposta da estrutura podem ser visualizados na Figura 4.24.

Tabela 4.13 – Síntese dos resultados obtidos para as frequências naturais do estator.

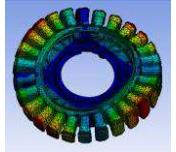
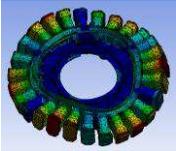
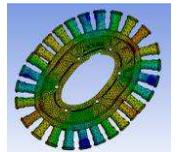
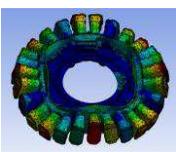
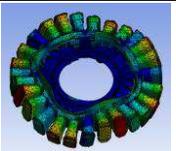
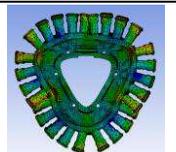
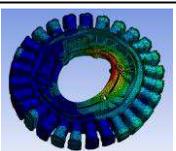
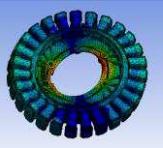
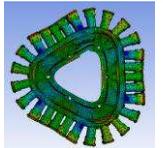
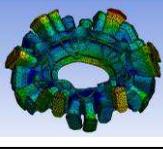
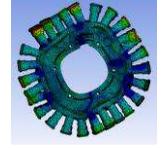
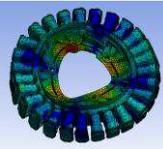
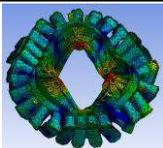
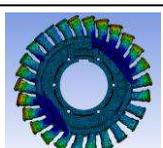
Modo	Forma modal (numérica)	Frequência natural [Hz]		Diferença absoluta [%]
		Experimental	Modelo numérico	
1		214	208	2,80%
2		514,5	500	2,82%
3		541	549	1,48%
4		834	809	3,00%
5		1147	1122	2,18%
6		1108	1056	4,69%
7		1206	1334	10,61%

Tabela 4.14 – Continuação da Tabela 4.13.

Modo	Forma modal (numérica)	Frequência natural [Hz]		Diferença absoluta [%]
		Experimental	Modelo numérico	
8		1361	1373	0,88%
9		1396	1418	1,58%
10		1495	1438	3,81%
11		1660	1664	0,24%
12		1716	1675	2,39%
13		2099	2137	1,81%
14		2481	2500	0,77%

Nas Figuras 4.28 e 4.29 tem-se FRFs obtidas na direção axial do estator com resposta em pontos próximos e distantes do ponto de excitação. Já nas figuras 4.30 e 4.31 tem-se FRFs obtidas na direção radial do estator com resposta em pontos próximos e distantes do ponto de excitação. As funções coerência relativas às FRFs experimentais apresentadas são encontradas no Apêndice D.1.

As FRFs numéricas apresentadas neste trabalho são calculadas pelo método da superposição modal e, por conveniência, adotou-se o modelo de amortecimento modal. Os dados de amortecimento modal foram obtidos pelo processamento da AME, porém, alguns valores foram modificados para ajustar as amplitudes das FRFs nas ressonâncias. Assim, considerando que a máxima frequência de interesse às análises harmônicas do estator é 3,5kHz, faz-se necessário determinar os autovetores relativos aos 180 primeiros modos para atender o critério de se utilizar autovalores cuja frequência seja, no mínimo, 1,5 vezes a máxima frequência da análise harmônica. Por meio deste critério pode-se expandir adequadamente a resposta em frequência da estrutura pelo método da superposição modal.

Figura 4.28 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção axial (pontos próximos).

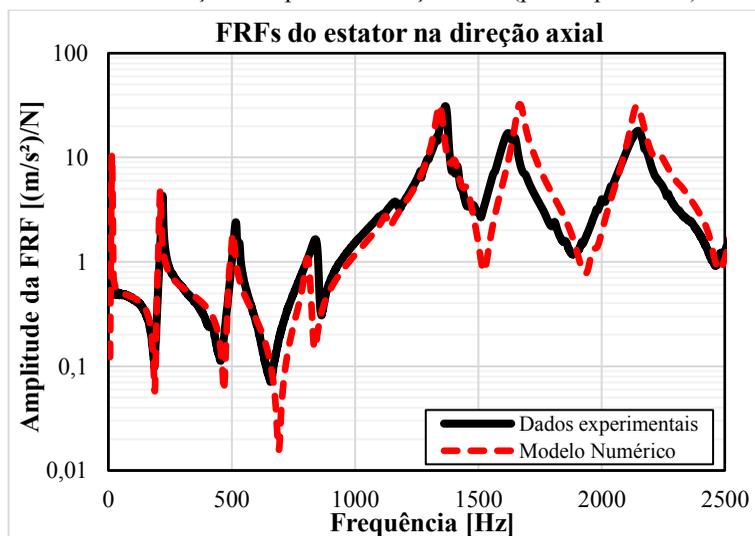


Figura 4.29 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção axial (pontos distantes).

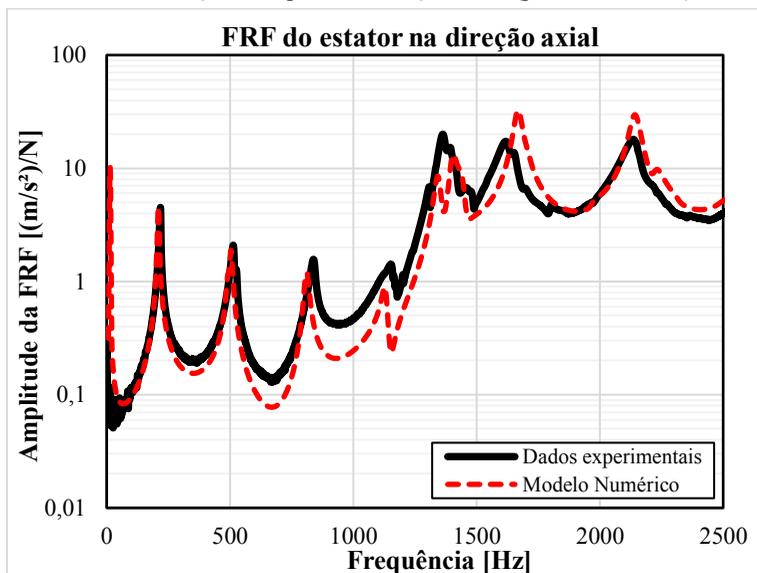


Figura 4.30 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção radial (pontos próximos).

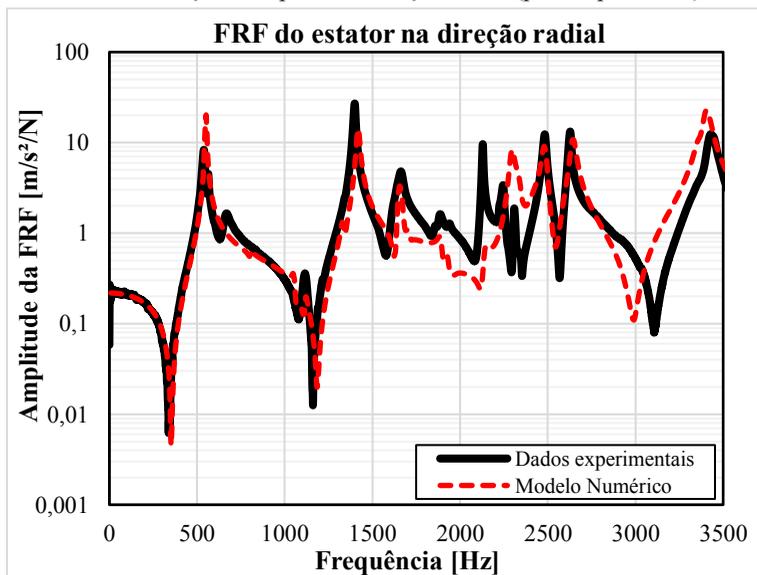
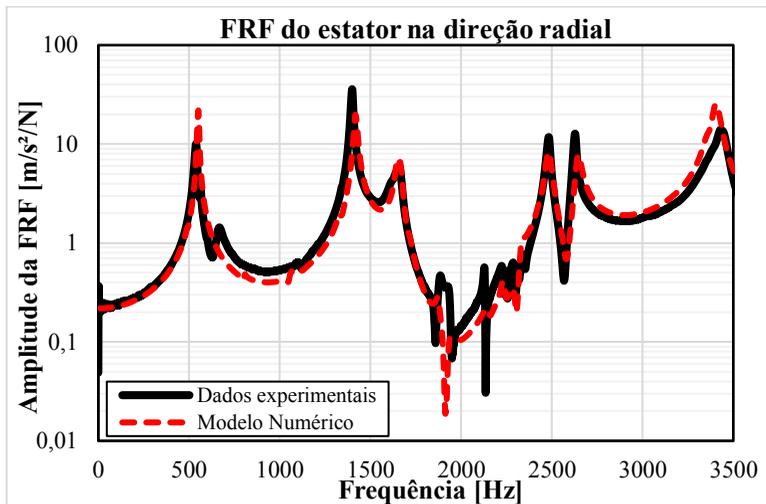


Figura 4.31 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção radial (pontos distantes).



As faixas de frequência analisadas em cada direção diferem em função da faixa de frequência excitada pelo carregamento impulsivo, segundo o critério de decaimento da força de 10dB. Na direção axial a excitação ocorreu na carcaça do estator e na radial no segmento do núcleo do estator. A faixa de frequências analisada na direção radial é maior em função da superfície de contato dos segmentos ser metálica. Na direção axial a superfície de contato é plástica, portanto uma menor faixa de frequências da estrutura analisada é excitada.

Da análise dos resultados apresentados conclui-se que os erros relativos às frequências naturais do estator na condição livre estão de acordo ao que seria esperado de uma estrutura complexa e repleta de não-linearidades em termos de contatos entre as peças constituintes. As FRFs obtidas via solução do modelo numérico são semelhantes às FRFs experimentais ao longo de toda faixa de frequência analisada. Uma vez que as frequências naturais e a resposta em frequência em pontos da estrutura obtidas via modelo numérico apresentam boa concordância com os resultados experimentais pode-se concluir que o modelo numérico estrutural do estator aqui apresentado simula com adequado grau de representatividade física a resposta vibratória do estator.

Nas Tabelas 4.15 e 4.16 são apresentados, como resultado do ajuste do modelo na condição livre, os conjuntos de propriedades dos materiais que compõem as peças do estator nos seus respectivos sistemas de coordenadas. Apenas o material das lâminas é ortotrópico, sendo os demais materiais considerados isotrópicos equivalentes.

Tabela 4.15 – Propriedades dos materiais que compõem a carcaça e os segmentos do núcleo do estator (sistema de coordenadas cilíndricas).

Peça	Módulo de Elasticidade [GPa]			Coeficiente de Poisson			Módulo de Cisalhamento [GPa]			Densidade [kg/m <sup>3</sup> ]
	$E_r$	$E_\theta$	$E_z$	$\nu_{r\theta}$	$\nu_{\theta z}$	$\nu_{rz}$	$G_{r\theta}$	$G_{\theta z}$	$G_{rz}$	$\rho$
Carcaça do Estator	7,78	-	-		-	-		-	-	
Segmentos do Estator	210									

Tabela 4.16 – Propriedades dos materiais que compõem as bobinas e as buchas do estator (sistema de coordenadas cartesiano).

Peça	Módulo de Elasticidade [GPa]			Coeficiente de Poisson			Módulo de Cisalhamento [GPa]			Densidade [kg/m <sup>3</sup> ]
	$E_x$	$E_y$	$E_z$	$\nu_{xy}$	$\nu_{yz}$	$\nu_{xz}$	$G_{xy}$	$G_{yz}$	$G_{xz}$	$\rho$
Bobinas	0,6	-	-		-	-		-	-	
Buchas	200	-	-		-	-		-	-	

O modelo estrutural na condição livre permite ajustar o modelo pela modificação dos parâmetros de maior incerteza. Neste caso, são isoladas as influências da condição de contorno do estator, o que facilita o processo de ajuste do modelo. Entretanto, ao se fixar o estator na bancada de testes verifica-se uma modificação na resposta dinâmica do componente, tendo em vista a alteração nas características modais da estrutura. O dispositivo de fixação do estator na bancada de testes possui elevada rigidez e, portanto, a rigidez combinada do estator quando fixo à bancada é maior que na condição livre. Como resultado desta variação de rigidez, verifica-se um aumento nas frequências naturais do estator, tal como pode ser observado comparando-se as frequências naturais relativas

às formas modais semelhantes obtidas com o estator na condição livre e fixa (ver Tabelas 4.6 a 4.9 da Seção 4.2.1).

Diante da modificação das características modais do estator em função da nova condição de contorno, é indispensável a análise das influências da fixação. Em uma primeira etapa, montou-se o estator no dispositivo de fixação da bancada de testes<sup>11</sup>. Com o estator devidamente fixado, obtiveram-se novas FRFs considerando os mesmos pontos e direções de excitação e resposta adotados na condição livre. Os testes de impactação do estator fixo foram desenvolvidos na condição livre, tal que fosse possível analisar apenas a influência da fixação na resposta vibratória combinada do estator. Destaca-se que é o conjunto estator/dispositivo de fixação que foram submetidos aos testes de impactação na condição livre, não somente o estator. A Figura 4.32 mostra, a título elucidativo, uma foto registrada durante o teste de impactação do estator acoplado ao dispositivo de fixação. Nesta mesma foto destaca-se uma imagem do modelo CAD deste dispositivo.

O modelo numérico do estator foi modificado para considerar os efeitos da nova condição de contorno. Os elementos de união utilizados no dispositivo são parafusos com sextavado interno M6 série 12.9. Estes elementos foram modelados com seção transversal aproximada à seção resistente média do parafuso. A seguir, é mostrado na Figura 4.33 uma imagem da malha do modelo numérico do estator acoplado ao dispositivo de fixação da bancada de testes, bem como, os elementos de união utilizados. O modelo numérico acoplado ao dispositivo de fixação contém 181398 elementos quadráticos SOLID187 e 350007 nós.

Foram usados contatos tipo colado (*Bonded*) entre as superfícies adjacentes das arruelas, parafusos e carcaça do estator. O mesmo tipo de contato foi adotado na interface do parafuso com o dispositivo de fixação. Na interface da carcaça do estator ao dispositivo de fixação foi utilizado um contato com atrito (*Frictional*) com coeficiente  $\mu = 0,05$ . Este grupo de contatos permitiu obter o melhor conjunto de resultados para as frequências naturais e resposta em frequência nas direções radial e axial.

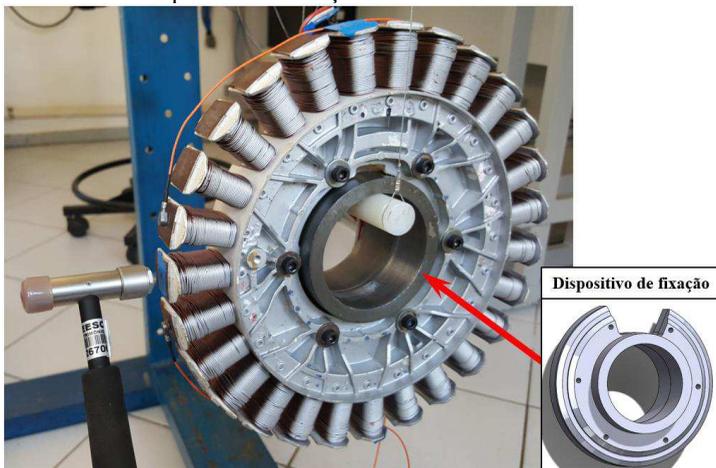
Com o modelo numérico atualizado para considerar os efeitos da fixação resolveram-se novamente as análises harmônicas no intuito de se

---

<sup>11</sup> O dispositivo de fixação do estator é fabricado em aço carbono AISI/SAE 1045.

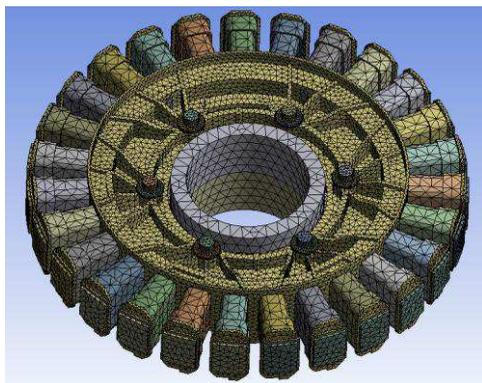
determinar a resposta em frequência da estrutura. Os resultados obtidos referentes às direções axial e radial são comparados aos dados experimentais, dos testes de impactação nas Figuras 4.34 a 4.37. As funções coerência relativas às FRFs experimentais com estator fixo são encontradas no Apêndice D.2.

Figura 4.32 – Foto registrada durante os testes de impactação do estator fixo ao dispositivo de fixação da bancada de testes.



Fonte: do autor.

Figura 4.33 – Malha do modelo numérico do estator acoplado ao dispositivo de fixação.



Fonte: do autor.

Figura 4.34 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção radial (pontos próximos).

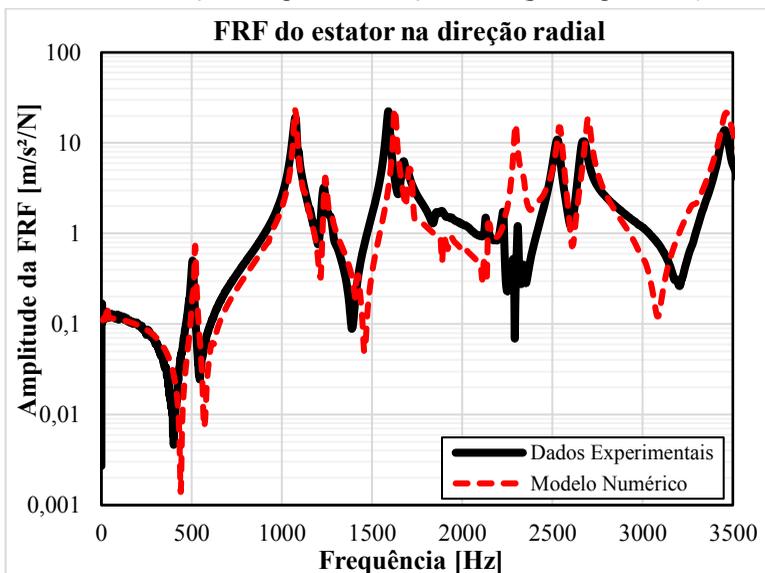


Figura 4.35 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção radial (pontos distantes).

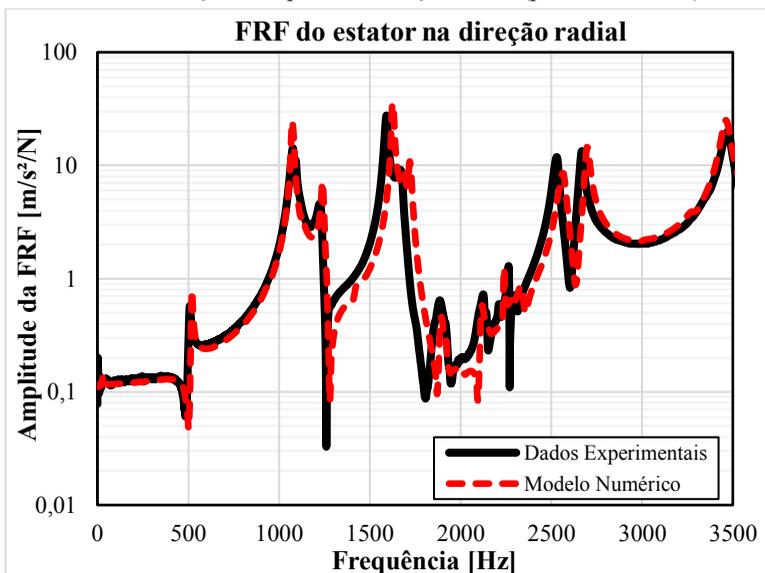


Figura 4.36 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção axial (pontos próximos).

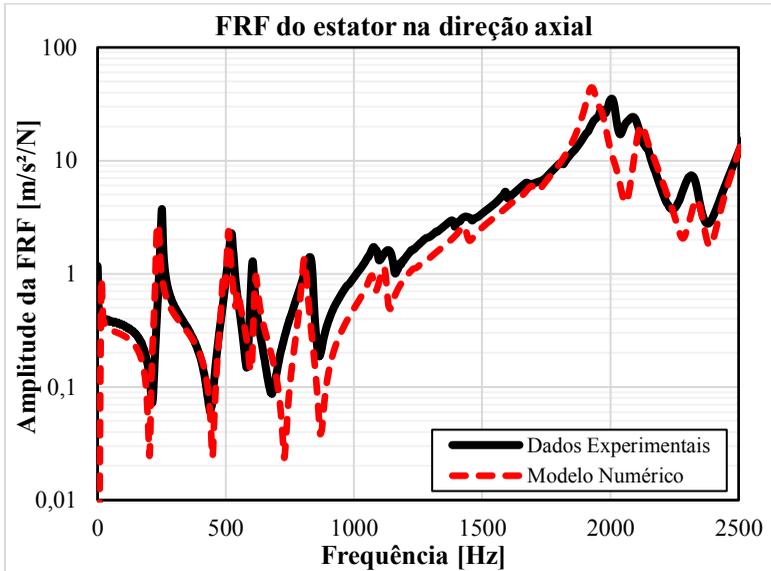
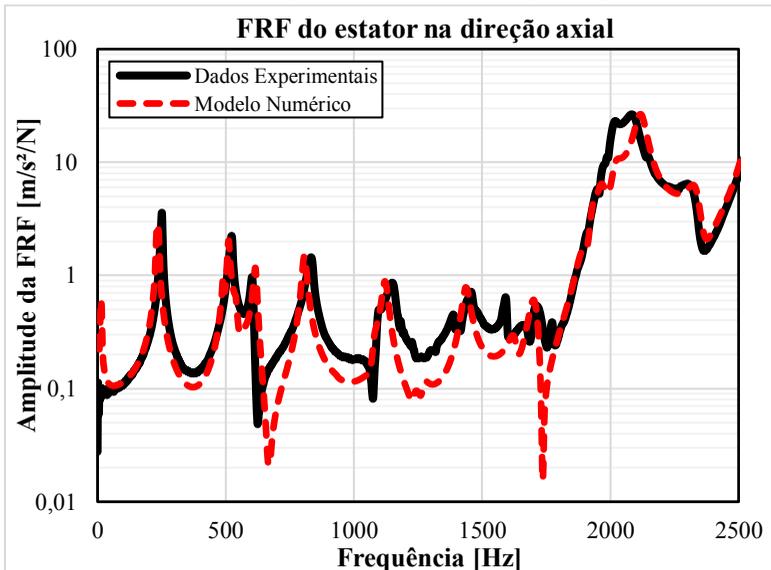


Figura 4.37 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção axial (pontos próximos).



Destaca-se que não foram realizadas alterações nas propriedades dos materiais, nos tipos de contato e nos parâmetros definidos no ajuste do modelo do estator na condição livre. A fixação do estator ocorre inteiramente na região central da carcaça do mesmo e esta região está suficientemente afastada do invólucro plástico do pacote de lâminas. Do exposto, a fixação causa um aumento local de rigidez da carcaça do estator e este efeito não altera a rigidez transversal do pacote de lâminas. Portanto, qualquer alteração dos parâmetros de ajuste do estator, determinados no ajuste para a condição livre, é dispensável neste caso.

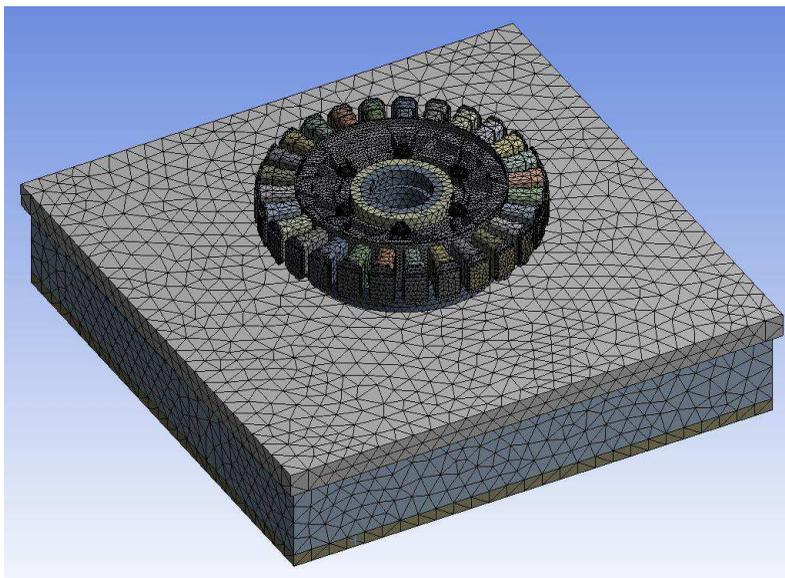
A fim de sintetizar a apresentação dos resultados, optou-se por comparar somente os resultados de resposta em frequência do estator. Desta forma, dada a concordância entre os dados experimentais e os obtidos com o modelo numérico, pode-se afirmar que o modelo contempla os efeitos da fixação do estator. Os erros em termos das frequências naturais são inferiores a 5% ao longo de toda faixa de frequências considerada nas análises. Ainda, com relação à forma das curvas de resposta em frequência, observa-se, salvo na região dominada pelas não-linearidades da estrutura compreendida na faixa de 2kHz a 2,5kHz, uma boa correlação entre os dados obtidos pelo modelo numérico em relação às curvas experimentais.

A última etapa do ajuste do modelo do estator considerou os efeitos da condição de fixação real da bancada de testes. Em uma análise preliminar tentou-se considerar apenas os efeitos de inércia dos elementos da bancada por meio de parâmetros concentrados. Os resultados obtidos com esta abordagem divergiram consideravelmente nas frequências abaixo de 1kHz. Considerando este fato, fez-se uma investigação detalhada do problema e ficou evidente que haviam modos que não eram do estator puramente, a exemplo, os modos radiais abaixo de 800Hz. A solução para resolver este problema consistiu em modelar todos os elementos da bancada de testes e resolver o modelo completo.

A inserção de mais elementos no modelo numérico aumenta o custo computacional. Na busca por um equilíbrio do custo/benefício em termos de processamento, adotou-se por uma malha menos refinada para a caixa da bancada e manteve-se o mesmo refino de malha às peças do estator. Mediante esta abordagem pode-se reduzir o tempo necessário ao

processamento do modelo. A malha do modelo final do estator montado na bancada de testes é composta de 221549 elementos e 419405 nós. Novamente, foram utilizados os mesmos elementos SOLID187 descritos anteriormente. A Figura 4.38 mostra o modelo numérico final do estator acoplado à bancada de testes, bem como, a malha em elementos finitos adotada no modelo.

Figura 4.38 – Malha do modelo numérico do estator fixo à bancada de testes.



Fonte: do autor.

A bancada é suspensa por quatro isoladores de vibração e em uma primeira etapa foram medidas as frequências naturais de corpo rígido por meio de testes de resposta impulsiva nas três direções principais. No plano principal da bancada (plano XY) foram obtidas frequências naturais de 12,2Hz em ambas as direções e na direção transversal (direção Z) obteve-se o valor de 21,3Hz para a frequência natural. Com base nestes valores e na massa do conjunto calcularam-se as rigidezes equivalentes da suspensão da bancada e obtiveram-se os valores de  $k_x = k_y = 1,62 \times 10^5 N/m$  e  $k_z = 4,91 \times 10^5 N/m$ . Estes parâmetros foram inseridos

no modelo por meio de elementos elásticos concentrados na região onde tem-se instalados os isoladores de vibração.

O disco de inércia da bancada de testes foi modelado por meio de um parâmetro de massa concentrado no centróide do mesmo e na posição relativa da montagem. A caixa da bancada é fabricada em alumínio e os elementos do dispositivo de fixação em aço carbono AISI/SAE 1045, conforme descrito anteriormente. Como referência às propriedades base dos materiais que constituem os elementos da bancada de testes foram utilizados os valores sugeridos por HIBLER (2010) e adotou-se o modelo de material isotrópico.

O modelo numérico foi atualizado com o conjunto de informações descritas anteriormente. Os resultados obtidos com a solução do modelo são apresentados nas Figuras 4.39 e 4.40, sendo nestas mesmas figuras comparados os resultados experimentais determinados nos testes de impactação do estator fixo à bancada de testes. Optou-se por comparar os resultados relativos à duas FRFs obtidas nas direções radial e axial do estator.

Figura 4.39 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com excitação e resposta na direção axial (pontos próximos).

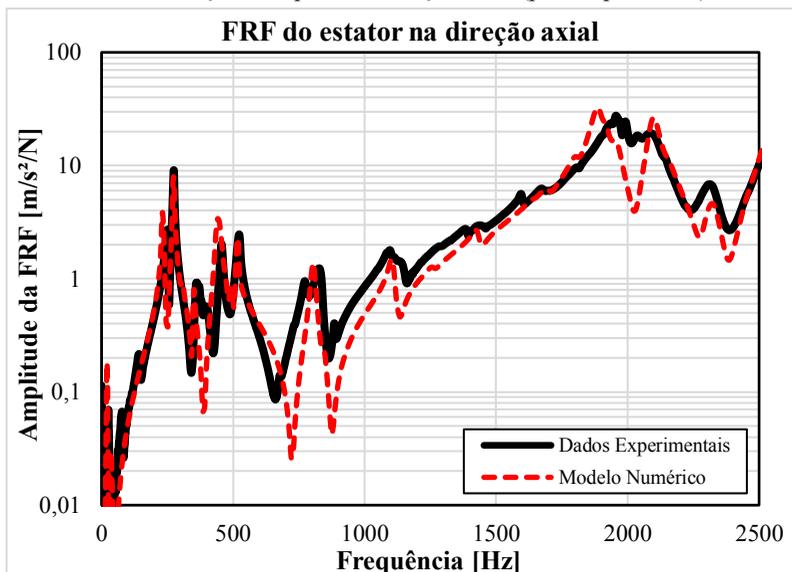
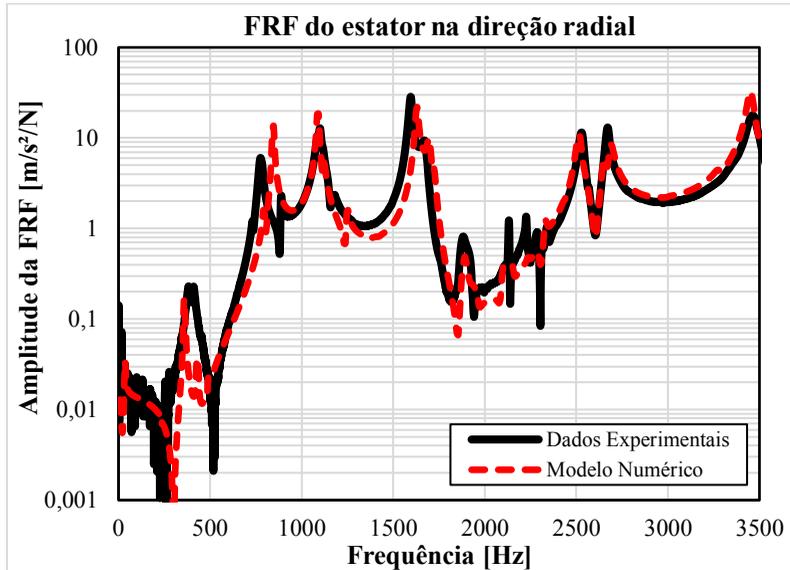


Figura 4.40 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com excitação e resposta na direção radial (pontos distantes).

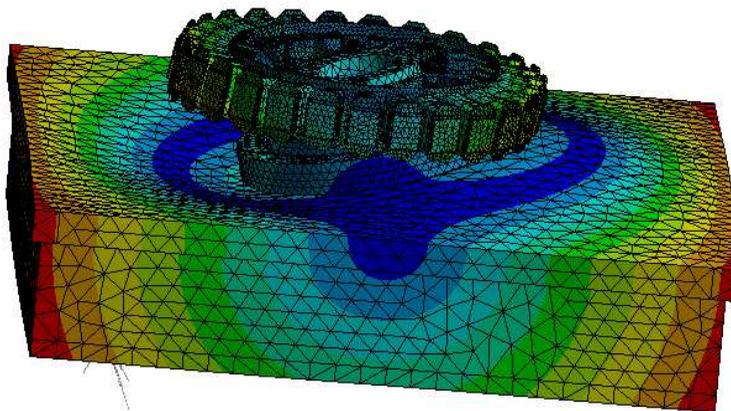


Conforme pode ser observado, manteve-se uma boa correlação entre os dados obtidos com o modelo numérico em relação aos dados experimentais em ambas as direções radial e axial. Novamente, optou-se por comparar apenas as curvas de resposta em frequência obtidas via solução do modelo e experimentalmente. Tal abordagem se justifica uma vez que todos os parâmetros relativos à fixação do estator foram determinados na análise já detalhada. Adicionalmente, os demais parâmetros e propriedades são exatamente iguais aos determinados com o ajuste do modelo do estator na condição livre.

Os erros relativos às frequências naturais do estator são semelhantes aos obtidos na análise das influências do acoplamento do estator no dispositivo de fixação. Não foi desenvolvida uma análise modal completa na bancada de testes, porém da análise dos resultados apresentados pode-se concluir que o objetivo de corrigir os desvios na faixa de frequência limitada a 800Hz foi atingido com sucesso. Nas demais faixas se observou uma menor influência dos modos da bancada nos resultados obtidos.

A Figura 4.41 mostra a forma modal relativa à frequência de 368Hz. A análise da forma modal apresentada permite concluir que este modo é próprio do conjunto estator/bancada. Este modo, em específico, e outros relacionados à condição de fixação dificilmente seriam determinados mediante simplificação dos elementos da bancada para parâmetros de inércia concentrados. Como consequência, a resposta em frequência do estator também seria diferente da apresentada nas Figuras 4.39 e 4.40.

Figura 4.41 – Modo relativo à frequência de 368Hz.



Fonte: do autor.

Pode-se, assim, concluir que o modelo do estator foi ajustado, sendo as diferenças entre as frequências de ressonância inferiores à 5% na faixa de frequências analisadas. Estes resultados estão consonantes ao que seria esperado de uma estrutura complexa tal como o estator. Por fim, considera-se que o modelo numérico, na sua forma final, permite estimar com adequado grau de representatividade física a resposta dinâmica do estator, independente das condições de contorno estudadas.

### **4.3.2 Ajuste do modelo do rotor**

No caso do modelo numérico estrutural do rotor, os parâmetros com maior grau de incerteza são as propriedades mecânicas do material

ortotrópico equivalente relativas à rigidez transversal do pacote de lâminas dos segmentos do *back iron* e o tipo de contato utilizado para modelar a interface entre peças adjacentes. Para o rotor, a rigidez transversal do pacote dos segmentos do *back iron* depende do grau de compressão exercido pela carcaça de polímero sobre estas peças. Desta forma, as propriedades do material ortotrópico equivalente do pacote de lâminas do *back iron* será ajustada no modelo numérico completo com todas as peças do rotor.

Análogo ao modelo do estator, as propriedades da carcaça plástica ( ) do rotor e as propriedades no plano das lâminas foram determinadas por ajustes de amostras obtidas pela desmontagem de um rotor nominalmente idêntico ao estudado. As massas das peças que compõem o rotor foram medidas experimentalmente. Portanto, as densidades dos materiais que compõem o rotor em conjunto às propriedades ajustadas ao material da carcaça do rotor e propriedades determinadas no plano das lâminas dos segmentos do *back iron* serão dados de entrada no modelo numérico do rotor.

Baseado no problema físico real, buscou-se determinar um conjunto de contatos, tal que fosse possível modelar, dentro de certos limites, o contato real entre as peças do rotor. Assim, da análise dos contatos desenvolvida durante o processo de desmontagem do rotor definiram-se tipos de contatos que representavam a condição verificada na prática. Por exemplo, no caso dos segmentos do *back iron* ficou evidente que as superfícies superior e inferior estavam fortemente aderidas ao material plástico da carcaça, tal que a remoção de amostras dos segmentos era dificultada. Neste caso, foi utilizado o contato tipo colado (*Bonded*). Adotou-se o contato que permite pequenos movimentos relativos, no entanto, impede a separação das superfícies (no Ansys *No Separation*) para modelar a interface das regiões de maior rugosidade dos segmentos do *back iron* com a carcaça plástica. Na interface dos ímãs com o polímero observou-se que os mesmos eram facilmente removidos e por este motivo optou-se por utilizar um contato sem atrito (no Ansys *Frictionless*). O contato entre os ímãs e a superfície interna do *back iron* foi definido como sendo um contato que permite pequenos movimentos

### ***Modelos Numéricos Estruturais***

---

relativos entre os nós das superfícies vizinhas, contudo não permite a separação das mesmas (no Ansys *No Separation*).

Entre os segmentos que compõem o *back iron* observou-se que as folgas nas regiões de encaixe (*dove tail*) eram tais que não havia contribuição destes contatos à rigidez radial ou axial do rotor. De fato, cada segmento contribui à rigidez local do componente, entretanto, em termos globais a sua função consiste em garantir a integridade estrutural do rotor. Assim, optou-se por não considerar a existência entre estes contatos, visto que na prática as folgas eram demasiadamente elevadas para contribuir para o aumento da rigidez do componente. Destaca-se que esta hipótese está baseada no fato de que os deslocamentos são consideravelmente inferiores às folgas observadas.

Similarmente ao caso do estator, o ajuste do modelo numérico do rotor buscou minimizar as diferenças entre os dados obtidos via análises experimentais em relação aos resultados advindos da solução do modelo em elementos finitos. A função objetivo adotada no ajuste do modelo consiste em reduzir a níveis aceitáveis os erros entre as frequências naturais, formas modais e resposta em frequência determinadas experimentalmente em relação aos dados resultantes da solução do modelo numérico.

Os resultados obtidos com o ajuste final do modelo numérico do rotor serão apresentados a seguir. Primeiramente, comparam-se nas Tabelas 4.17 a 4.19 os resultados obtidos para as frequências naturais determinadas pelas AMEs com os resultados obtidos com a solução do modelo numérico até a frequência de 2,5kHz na condição livre. Conforme pode ser observado, os erros absolutos em termos das frequências naturais na faixa de frequências considerada são inferiores a 5% na maioria dos modos, com exceção aos modos 3 e 15, cujas frequências naturais são modificadas pela influência da suspensão do rotor.

Do exposto, verifica-se boa concordância entre as frequências naturais determinadas experimentalmente em relação às frequências obtidas com o modelo numérico. Os erros observados estão de acordo com o que seria esperado a uma estrutura complexa, tal como, o rotor, onde fisicamente são observadas diversas não-linearidades de contatos entre as diversas peças.

Tabela 4.17 – Resultados obtidos para as frequências naturais do rotor.

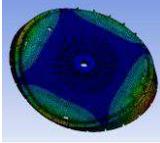
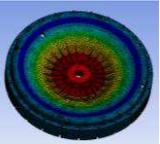
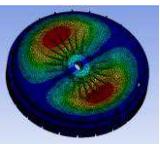
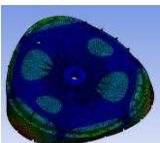
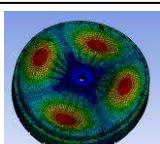
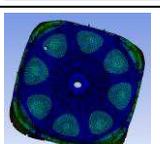
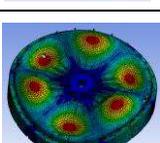
Modo	Forma modal (numérica)	Frequência natural [Hz]		Diferença absoluta [%]
		Experimental	Modelo numérico	
1		202	210	3,96%
2		207	212	2,42%
3		570	522	8,42%
4		511	529	3,52%
5		800	784	2,00%
6		877	864	1,48%
7		1187	1196	0,76%

Tabela 4.18 – Continuação da Tabela 4.17.

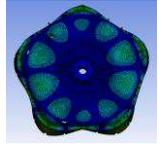
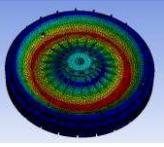
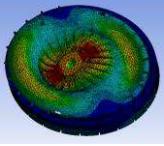
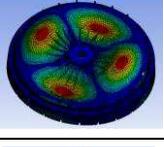
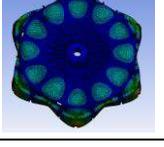
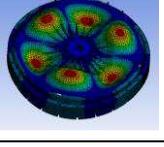
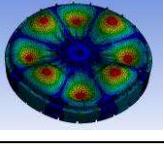
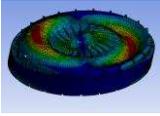
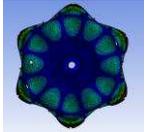
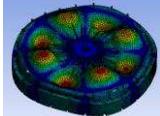
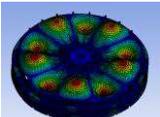
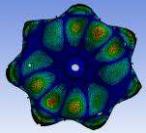
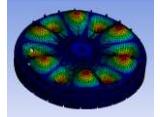
Modo	Forma modal (numérica)	Frequência natural [Hz]		Diferença absoluta [%]
		Experimental	Modelo numérico	
8		1279	1222	4,46%
9		1262	1300	3,01%
10		1271	1302	2,44%
11		1380	1336	3,19%
12		1512	1507	0,33%
13		1658	1627	1,87%
14		1701	1675	1,53%

Tabela 4.19 – Continuação da Tabela 4.18.

Modo	Forma modal (numérica)	Frequência natural [Hz]		Diferença absoluta [%]
		Experimental	Modelo numérico	
15		1925	1815	5,71%
16		1793	1833	2,23%
17		2038	2043	0,25%
18		2150	2132	0,84%
19		2164	2173	0,42%
20		2600	2581	0,73%

Além das frequências naturais compararam-se as respostas em frequência do rotor na condição livre, considerando excitação nas direções radial, axial e resposta em pontos próximos e distantes, conforme detalhado na Figura 4.27. A seguir, nas Figuras 4.42 a 4.45 são comparadas FRFs experimentais e obtidas com o modelo numérico nas direções e pontos descritos anteriormente. As funções coerência relativas às FRFs experimentais apresentadas são encontradas no Apêndice D.3.

Figura 4.42 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção axial (pontos próximos).

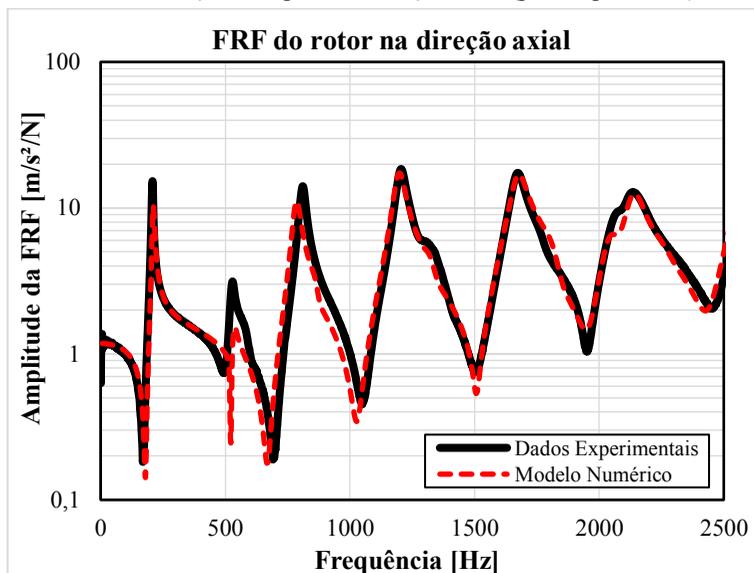


Figura 4.43 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção axial (pontos distantes).

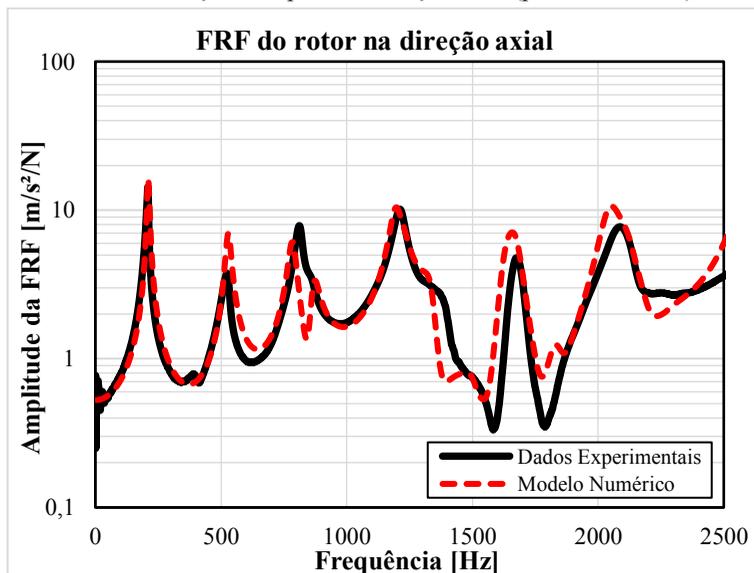


Figura 4.44 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção radial (pontos próximos).

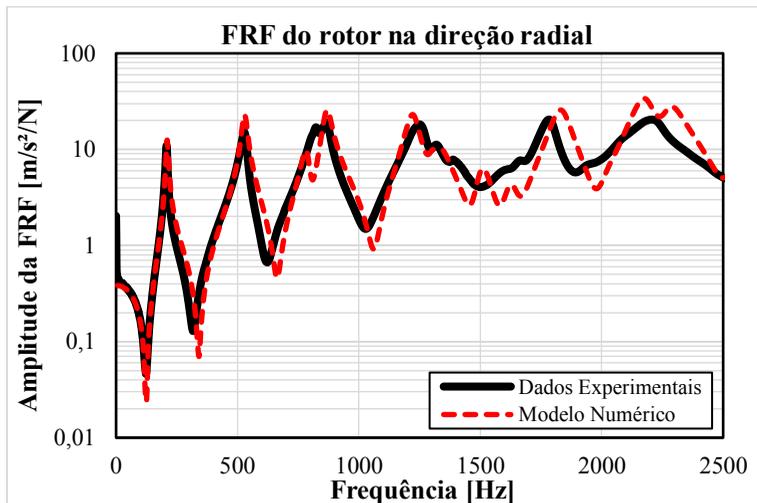
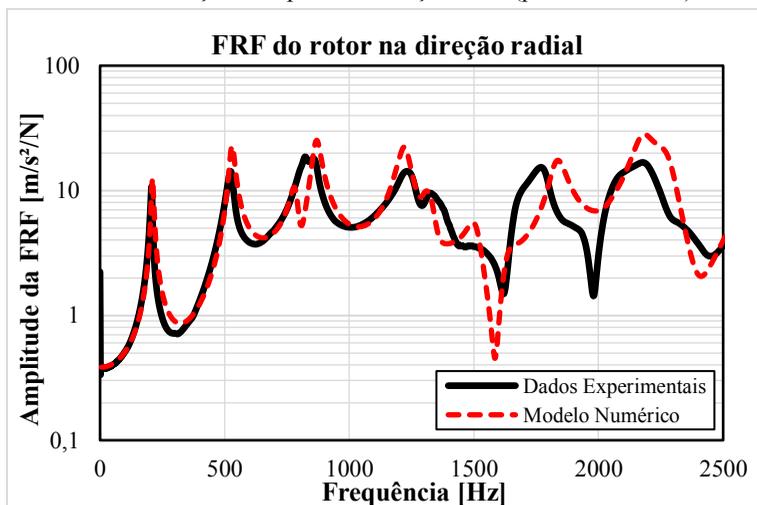


Figura 4.45 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção axial (pontos distantes).



Da análise comparativa entre as curvas experimentais e calculadas com o modelo numérico verifica-se boa concordância entre os dados em termos de frequências e amplitudes das FRFs. Assim, considera-se que,

## Modelos Numéricos Estruturais

dentro de limites aceitáveis de erros, o modelo numérico consegue prever o comportamento dinâmico do rotor para as condições testadas.

A título de informação, nas Tabelas 4.20 e 4.21 estão resumidas as propriedades dos materiais que constituem as peças do rotor nos respectivos sistemas de coordenadas adotados. Para compactar a apresentação dos dados, optou-se por apresentar em uma mesma tabela as propriedades relativas aos materiais isotrópicos e ortotrópicos. Conforme pode ser observado, adotou-se o modelo de material ortotrópico apenas no material do pacote de lâminas dos segmentos do *back iron*.

Tabela 4.20 – Propriedades dos materiais que compõem a carcaça e os segmentos do *back iron* do rotor (sistema de coordenadas cilíndricas).

Peça	Módulo de Elasticidade [GPa]			Coeficiente de Poisson			Módulo de Cisalhamento [GPa]			Densidade [kg/m <sup>3</sup> ]
	$E_r$	$E_\theta$	$E_z$	$\nu_{r\theta}$	$\nu_{\theta z}$	$\nu_{rz}$	$G_{r\theta}$	$G_{\theta z}$	$G_{rz}$	$\rho$
Carcaça do rotor	7,8	-	-		-	-		-	-	
Segmentos do rotor ( <i>Back iron</i> )	198									

Tabela 4.21 – Propriedades dos materiais que compõem os ímãs e o dispositivo de fixação do rotor (sistema de coordenadas cartesianas).

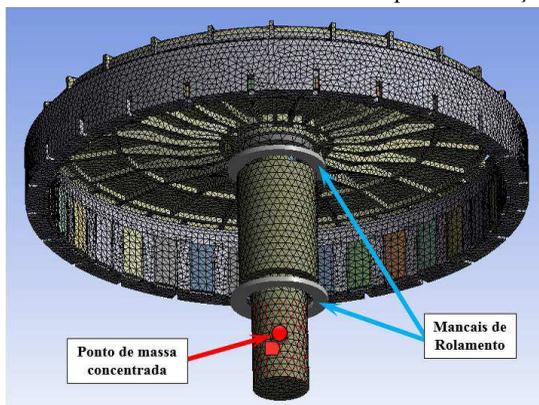
Peça	Módulo de Elasticidade [GPa]			Coeficiente de Poisson			Módulo de Cisalhamento [GPa]			Densidade [kg/m <sup>3</sup> ]
	$E_x$	$E_y$	$E_z$	$\nu_{xy}$	$\nu_{yz}$	$\nu_{xz}$	$G_{xy}$	$G_{yz}$	$G_{xz}$	$\rho$
Ímãs	100	-	-		-	-		-	-	
Dispositivo de fixação ( <i>Spline</i> )	150	-	-		-	-		-	-	

Os testes realizados com o rotor na condição livre permitem ajustar as propriedades dos materiais e contatos entre as peças, isolando as influências associadas à fixação do mesmo. Entretanto, na condição de operação real, o rotor será montado em uma árvore da bancada de testes por meio do dispositivo de fixação do rotor (*spline*). Esta nova condição

de contorno aumenta consideravelmente a rigidez local da membrana do rotor, modificando, por consequência, as características modais da estrutura.

A fim de avaliar as influências da condição de fixação do rotor, obteve-se um novo conjunto de FRFs experimentais referentes aos mesmos pontos e direções de excitação, descritos anteriormente. Em função do interesse em avaliar o ruído radiado pelo motor apenas, considerou-se a condição de fixação do rotor montado na bancada de testes. Para que fosse possível representar a condição de fixação do rotor na bancada foi inserido no modelo numérico do rotor a árvore da bancada de testes, os elementos de fixação do rotor à árvore, as rigidezes dos mancais de rolamento e os efeitos inerciais do disco de inércia da bancada de testes. A Figura 4.46 mostra o modelo numérico com os elementos de fixação do rotor devidamente posicionados, centroide do disco de inércia, onde é aplicado o ponto de massa concentrada, e as regiões onde foram inseridos os elementos de contato específico dos mancais.

Figura 4.46 – Modelo numérico do rotor atualizado para a condição de fixação.



Fonte: do autor.

Os mancais de rolamento foram modelados pelo contato específico de mancais (no Ansys *bearing*) e foram adotadas às rigidezes<sup>12</sup> os valores

<sup>12</sup> A título de referência, admitiu-se que o plano da membrana do rotor é paralelo a plano XY e a árvore do rotor é concêntrica ao eixo Z do sistema de coordenadas cartesianas.

de  $k_{xx} = k_{yy} = 2 \times 10^8 \text{ N/m}$ . Este valor de rigidez está de acordo com a ordem de grandeza recomendado pela fabricante de mancais de rolamento SKF e também exemplificado no trabalho de GUAY (2015). Para reduzir o tempo dispendido no processamento do modelo numérico do rotor utilizou-se um elemento de massa concentrada aplicada no centroide do disco de inércia. A massa do disco de inércia é de aproximadamente 56kg e os momentos de inércia são  $J_z = 1,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  e  $J_x = J_y = 0,91 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ .

O torque de aperto do parafuso M8 da série 12.9 utilizado na fixação do rotor é da ordem de 35N.m, o que resulta em uma força de compressão de 21,87kN entre as superfícies dos elementos de fixação (BUDYNAS, 2011). Esta força de compressão impede pequenos movimentos relativos entre as peças dos elementos de fixação e por este motivo utilizaram-se contatos tipo colado (*Bonded*) nas interfaces dos elementos de fixação do rotor.

Em virtude da fixação do rotor se dar no centro da membrana por intermédio do *spline*, não são observadas variações nos modos radiais do rotor. Isto ocorre em função da parte central da membrana ser praticamente uma região nodal do rotor. O mesmo fenômeno é observado em alguns modos puramente axiais que formam lóbulos na membrana, como é o caso dos modos 5, 7, 11, 13, 14, 17, 18 e 20, das Tabelas 4.16 a 4.18, por exemplo. Em contrapartida, modos de torção da membrana são influenciados por esta nova condição de contorno, tal como verificado nos modos 3, 10 e 15 das mesmas tabelas.

Fez-se, então, a atualização do modelo numérico para incluir os efeitos da nova condição de contorno do rotor. Todos os parâmetros definidos no ajuste do modelo numérico do rotor na condição livre, as propriedades do materiais e tipos de contatos utilizados permaneceram inalteradas.

O modelo numérico gerou um novo conjunto de FRFs nos mesmos pontos e direções de excitação e resposta adotadas nas análises para a condição livre. Seguindo a mesma metodologia aplicada até aqui, compararam-se os resultados obtidos por meio da solução do modelo numérico com os dados experimentais. Nas Figuras 4.47 a 4.50 estão sintetizados os resultados determinados para a nova condição de contorno

do rotor. As funções coerência relativas às FRFs experimentais do rotor fixo são encontradas no Apêndice D.4.

Figura 4.47 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção radial (pontos próximos).

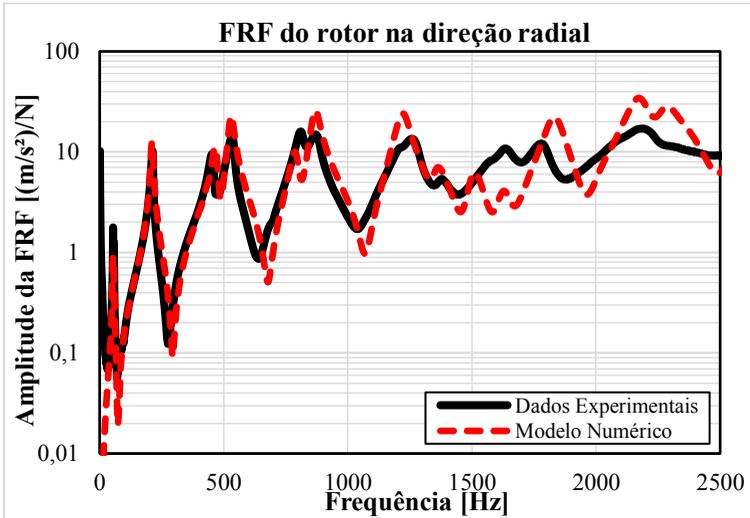


Figura 4.48 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção radial (pontos distantes).

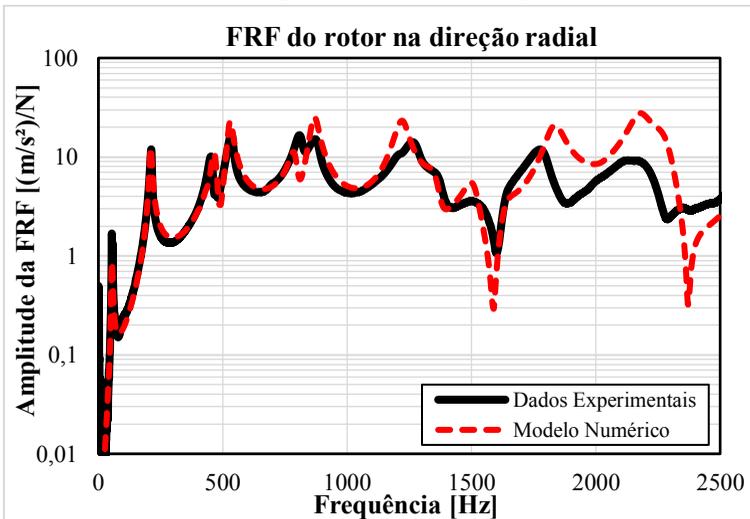


Figura 4.49 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção axial (pontos próximos).

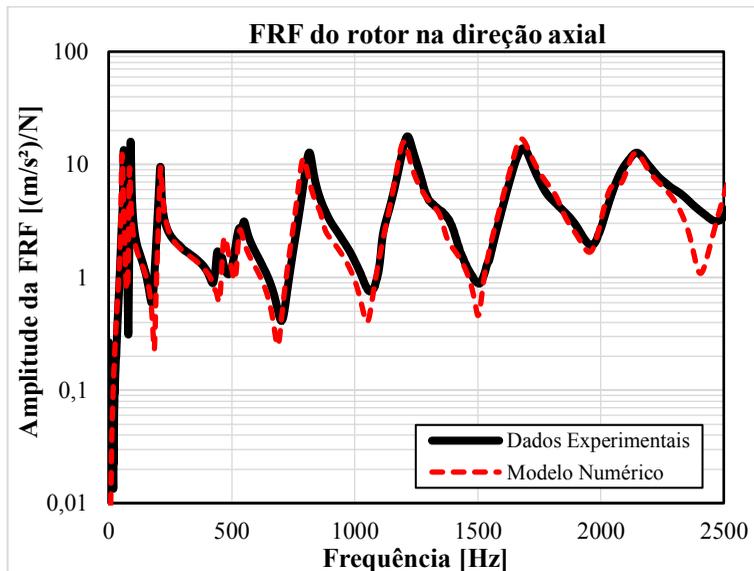
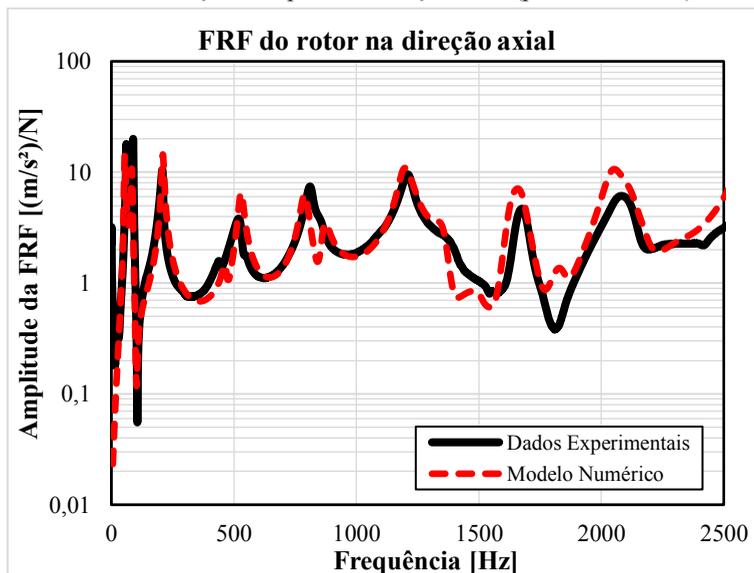


Figura 4.50 – FRFs experimentais e obtidas via solução do modelo numérico com a excitação e resposta na direção axial (pontos distantes).



Visto que não se modificaram as propriedades, contatos ou parâmetros definidos no ajuste do modelo na condição livre, optou-se por apresentar somente os resultados em termos da resposta em frequência do componente. Mediante a análise dos resultados obtidos observa-se uma boa concordância entre os dados originados com a solução do modelo numérico em relação aos dados experimentais em toda faixa de frequências analisada. As diferenças observadas entre as frequências naturais numérica e experimental mantiveram-se abaixo de 5%, semelhante aos dados obtidos com o ajuste do modelo do rotor na condição livre.

Por meio de uma análise sintética das informações apresentadas nesta seção do trabalho, pode-se afirmar que o modelo numérico devidamente ajustado na sua condição final é capaz de prever, dentro de limites aceitáveis de erros, a resposta vibratória do rotor para as condições de contorno analisadas. Os erros do modelo estão de acordo ao que seria esperado para um modelo com tamanha complexidade e as curvas de resposta em frequência reproduzem com adequado grau de concordância as curvas experimentais.

Com base nos modelos numéricos estruturais dos componentes do motor, devidamente ajustados e validados, será aplicada a excitação relativa ao campo eletromagnético para uma condição operacional específica e será resolvido o problema de radiação sonora do motor. A ideia principal desta etapa do trabalho consiste em apresentar uma metodologia de solução do problema vibroacústico completo. A validação do modelo acústico não é escopo deste trabalho.

#### **4.4 Síntese do capítulo**

Este capítulo apresentou detalhadamente a metodologia adotada no desenvolvimento, ajuste e validação dos modelos numéricos estruturais do estator e do rotor. Na etapa final, são apresentados os principais resultados obtidos com o ajuste dos modelos e comparam-se tais resultados aos dados experimentais determinados via AME e testes de resposta impulsiva nos componentes do motor.

Inicialmente, foram introduzidas as principais informações a respeito do estator e do rotor objeto de estudo do trabalho. Foram medidas

### ***Modelos Numéricos Estruturais***

---

as massas das peças de cada componente e, mediante desmontagem consciente de amostras nominalmente idênticas dos componentes do motor, foram analisados os tipos de contatos entre as peças de cada componente.

Em uma segunda etapa foram realizadas AME do rotor e do estator, na condição livre e fixo, para se determinar experimentalmente os parâmetros modais das estruturas analisadas. Através dos experimentos, foi possível analisar as influências das condições de contorno nas características modais de cada estrutura. Além dos parâmetros modais, obtiveram-se FRFs em pontos específicos nas direções radial e axial dos componentes do motor para posterior ajuste e validação da resposta em frequência dos modelos numéricos. Os dados experimentais obtidos nesta etapa do trabalho serviram de referência na redução dos erros e no aprimoramento da representatividade física dos modelos numéricos.

Com base no conjunto de dados experimentais de cada componente e das informações obtidas via desmontagem consciente foi realizado o ajuste dos modelos numéricos estruturais de cada componente. Os ajustes basearam-se na alteração dos parâmetros cuja determinação envolve maior grau de incerteza. Ao final do processo de ajuste obtiveram-se modelos numéricos na condição livre com erros, em termos das frequências naturais, inferiores a 5% na maioria dos modos correlacionados. Desvios semelhantes foram observados ao se fixar ambos os componentes do motor. Em termos de resposta em frequência, os modelos numéricos, em sua forma final, apresentam boa concordância com os dados obtidos por meio dos testes de resposta impulsiva. No caso do estator em particular, foi necessário modelar todos os elementos da bancada de testes para corrigir os desvios das FRFs numéricas nas frequências inferiores a 1kHz.

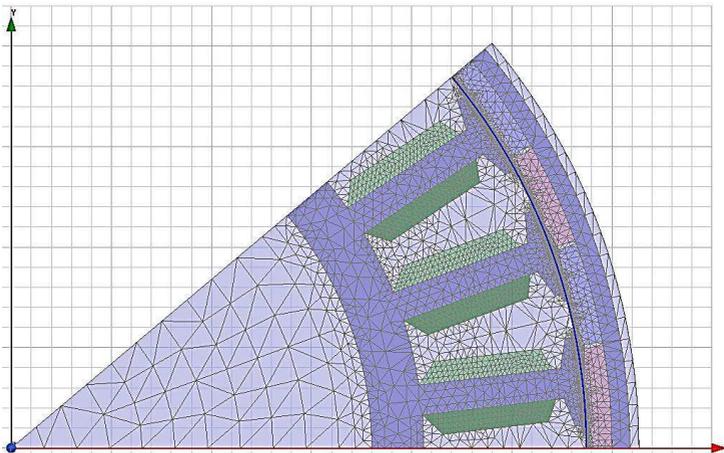


## 5. MODELO VIBROACÚSTICO

Neste capítulo será detalhado o modelo numérico desenvolvido em elementos finitos para o cálculo da potência sonora radiada pelo motor elétrico quando montado na bancada de testes. O modelo foi resolvido considerando apenas os esforços relativos ao campo magnético que atuam nos ímãs do rotor e nos dentes do estator.

O modelo numérico eletromagnético do motor de elementos finitos foi desenvolvido com auxílio do programa Maxwell, sendo a condição operacional escolhida relativa à velocidade rotacional de referência de 1200RPM. No sentido de reduzir o custo computacional e aproveitando da simetria do sistema analisado, o modelo eletromagnético do motor foi simplificado para um modelo axissimétrico concêntrico. Assim, resolve-se apenas um setor correspondente a  $40^\circ$ , sendo que tal setor contempla 3 bobinas e 4 polos. A Figura 5.1 mostra o setor circular do modelo axissimétrico e a malha numérica composta de 8224 elementos.

Figura 5.1 – Setor circular do modelo axissimétrico e malha numérica.



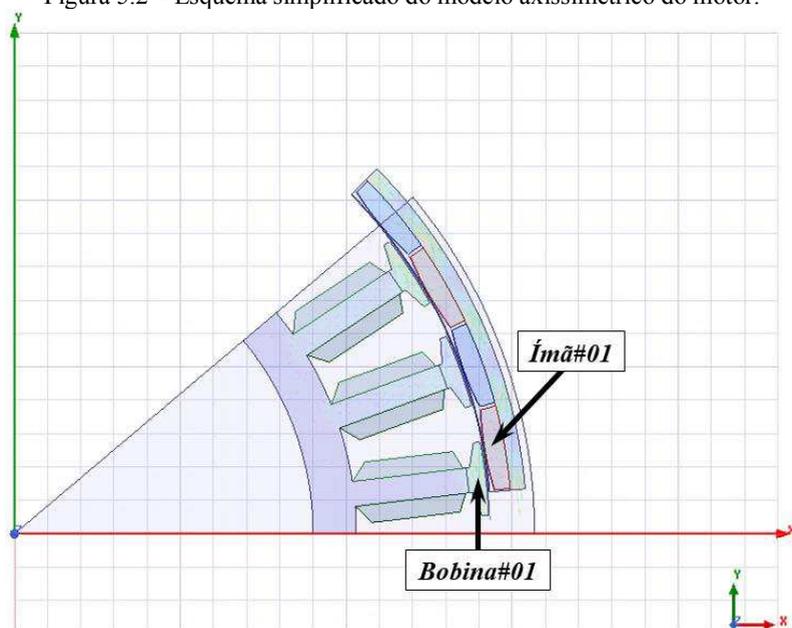
Fonte: do autor.

Mediante a solução do problema eletromagnético calcula-se, primeiramente, o campo de forças transientes que atuam ao longo de linhas de integração próximas aos dentes do estator e dos polos do rotor

(ver Seção 2.1.1). Após, calculam-se, por meio da FFT, os espectros das forças em cada dente do estator e ímã do rotor. Na etapa final, o campo de forças é, então, decomposto em um conjunto de forças ortogonais convenientemente distribuídas ao longo dos dentes do estator e dos ímãs do rotor.

A Figura 5.2 apresenta um esquema simplificado do modelo axissimétrico do motor no instante  $t = 0s$ , no qual são detalhados o sistema de coordenadas global, o Ímã #01 e a Bobina #01. O índice dos ímãs e bobinas aumentam no sentido anti-horário.

Figura 5.2 – Esquema simplificado do modelo axissimétrico do motor.



Fonte: do autor.

Nas Figuras 5.3 e 5.4 são apresentados os espectros das componentes ortogonais das forças (no plano XY) que atuam na Bobina #01 e Ímã #01, respectivamente. Observa-se que, dentro da faixa de frequência limitada à 2,5kHz, a primeira componente de cada espectro é a que possui maior amplitude.

Figura 5.3 – Componentes ortogonais das forças que atuam na Bobina #01.

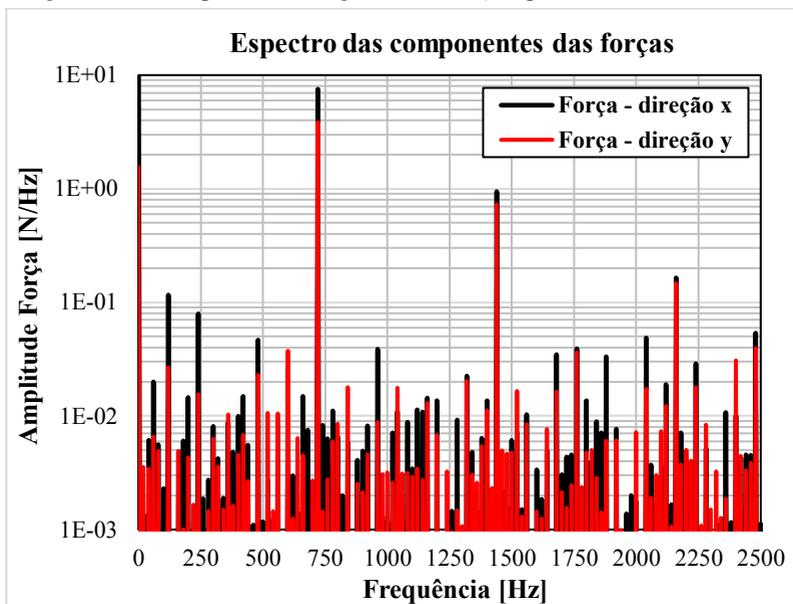
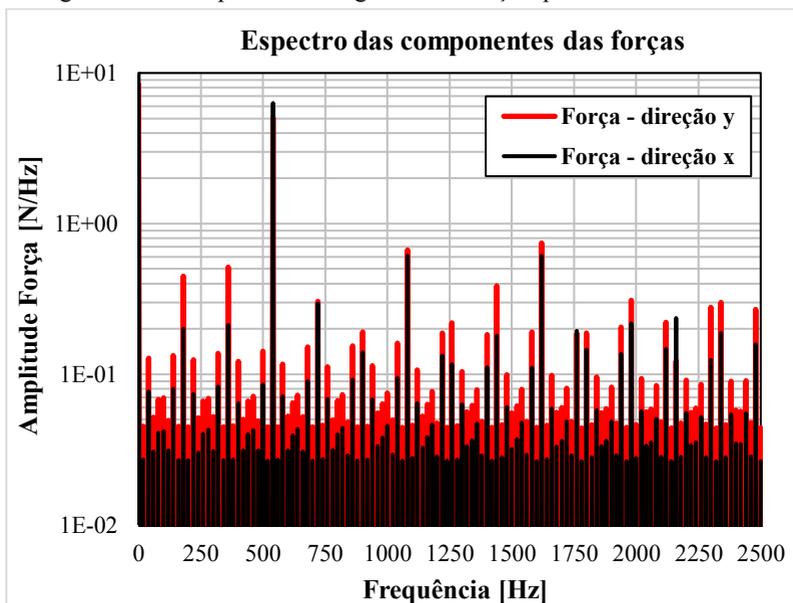


Figura 5.4 – Componentes ortogonais das forças que atuam no Ímã #01.



No modelo estrutural é resolvido, na primeira etapa, o problema de autovalores e autovetores por meio da análise modal numérica. Na segunda etapa, aplica-se a excitação, calculada com o auxílio do modelo eletromagnético do motor, e resolvem-se análises harmônicas no rotor e no estator para cada componente do espectro de frequências do campo de forças. As análises harmônicas são resolvidas pelo método da superposição modal e o amortecimento das estruturas analisadas é inserido através da razão de amortecimento modal, conforme descrito no Capítulo 4. Adotou-se como critério na composição da resposta em frequência que a máxima frequência determinada na análise modal fosse, no mínimo, maior que duas vezes a máxima frequência de interesse para a análise harmônica.

Mediante a solução das análises harmônicas obtém-se o campo de velocidades de vibração em todos os nós da estrutura do rotor e do estator. Entretanto, para o problema de radiação sonora interessa somente os nós externos da estrutura, ou seja, aqueles que estão em contato com o fluido do campo acústico<sup>13</sup>. Neste sentido, é desenvolvido, primeiramente, um envelope das superfícies externas da estrutura analisada e tudo que estiver além deste envelope é definido como campo acústico. Este critério é aplicado às superfícies do estator e do rotor simultaneamente, respeitando-se os limites ocupados pelos corpos do rotor e do estator.

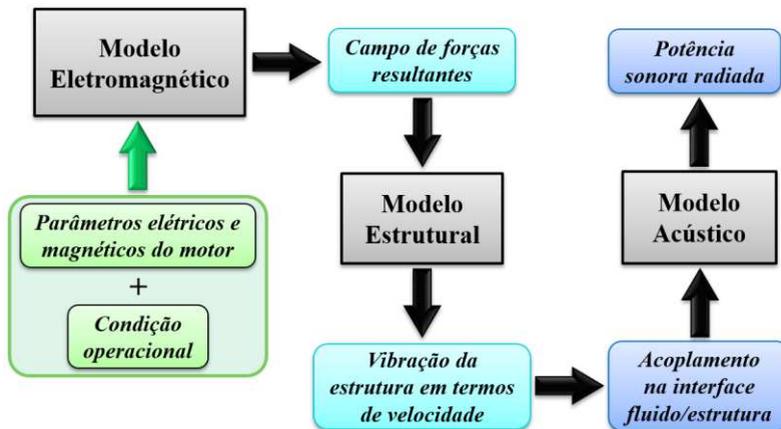
A etapa final consiste em transferir o campo de velocidades de vibração dos nós do envelope externo dos componentes do motor aos nós adjacentes do fluido do campo acústico. Ao término desta etapa tem-se uma condição de velocidade prescrita como condição de excitação do campo acústico. Uma vez transferido o campo de velocidades resolve-se o problema de radiação sonora para se determinar a potência sonora radiada pelo motor elétrico, considerando somente os esforços do campo magnético do motor.

Uma síntese das principais etapas de processamento do problema eletromagnético-estrutural-acústico é apresentada no fluxograma de informações da Figura 5.5.

---

<sup>13</sup> O fluido do campo acústico considerado é o ar, cuja densidade é  $\rho = 1,204 \text{ kg/m}^3$  e velocidade de propagação das ondas  $v = 343 \text{ m/s}$ , aproximadamente, a temperatura de  $20^\circ\text{C}$ .

Figura 5.5 – Fluxograma de informações do processamento do modelo numérico do motor.



Fonte: do autor.

O modelo acústico em Elementos Finitos é composto de elementos lineares FLUID30 e o meio por onde propagam as ondas de pressão sonora foi modelado por meio de uma esfera com raio  $R = 1m$ . Para simular a radiação sonora de campo livre foi adotada uma condição de contorno de radiação infinita na superfície externa do campo acústico esférico.

Com base nas faixas de frequências analisadas e no sentido de reduzir o custo computacional da solução optou-se por utilizar duas malhas distintas para atender os critérios mínimos sugeridos por ANSYS (2016). Estes critérios consistem em utilizar 10 elementos por comprimento de onda na região próxima da interface fluido-estrutura e 5 elementos por comprimento de onda na região distante nas altas frequências. Na análise realizada entre 0Hz e 2kHz foi utilizada uma malha composta de 2574033 elementos e 474131 nós e na análise de 2kHz e 2,5kHz foi utilizada uma malha composta de 3274532 elementos e 594080 nós. A faixa de frequências da análise estende-se de 100Hz a 2500Hz em incrementos de 20Hz.

Considerando o que foi descrito, resolveu-se o problema de radiação sonora do motor elétrico e os resultados obtidos são apresentados na Figura 5.6. Nesta mesma figura ainda são comparados os resultados

experimentais relativos à mesma velocidade rotacional. Aumentou-se o amortecimento dos componentes do motor em 1,8 vezes para ajustar as amplitudes do espectro, sendo tal aumento justificado pelo aquecimento de aproximadamente 40°C dos componentes do motor. Na Tabela 5.1 é apresentado o tempo dispendido na solução do problema eletromagnético-estrutural-acústico. Atualmente, na configuração adotada são necessárias quase 30 horas na solução do modelo completo<sup>14</sup> em série.

Figura 5.6 – Comparação numérica e experimental dos espectros do SWL do motor.

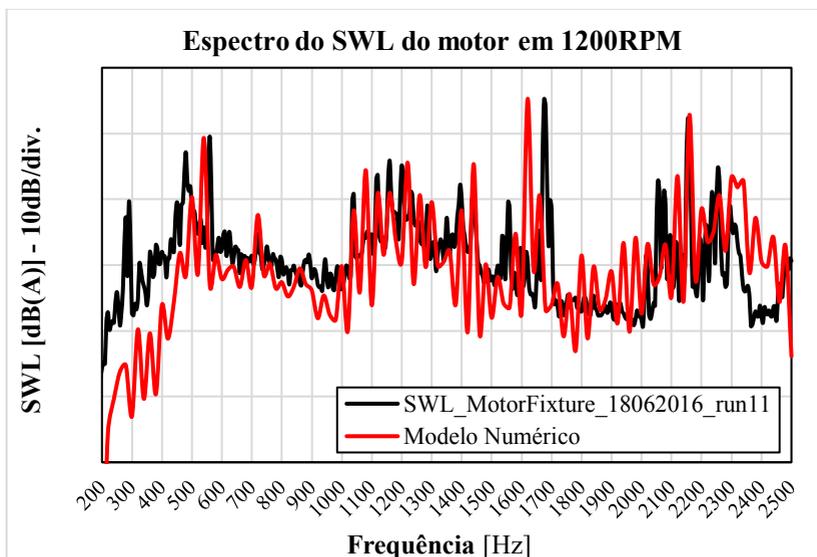


Tabela 5.1 – Tempo, em minutos, dispendido na solução do problema completo.

<b>Modelo Eletromagnético</b>	<b>Modelo Estrutural</b>	<b>Modelo Acústico</b>	<b>Total</b>
180	962	625	1767

Da análise dos espectros verifica-se que as componentes de maior frequência estão fortemente relacionadas com o ruído de origem

<sup>14</sup> Configuração base do computador utilizado: Processador Intel Core i7 6700K 4,0GHz, 64GB de memória RAM DDR4 2400MHz e unidade de armazenamento de estado sólido SSD 960GB.

eletromagnética, porém nas bandas inferiores isto não ocorre. As amplitudes das componentes de baixa frequência têm relação, principalmente, ao ruído de origem mecânica (rolamentos, desbalanceamento e a estrutura bancada). O ruído aerodinâmico tem contribuição ao longo de toda faixa de frequências analisada. Em particular, o rotor tem 24 nervuras radiais que atuam como reforços estruturais e auxiliam na circulação de ar de refrigeração. Dada que a frequência mecânica é 20Hz a 1200RPM tem-se que a componente de 480Hz é relativa à ordem 24, ou seja, a frequência de passagem das nervuras. Em geral, os resultados obtidos estão de acordo ao que foi encontrado na literatura pesquisada.

Conforme pode ser visto no gráfico da Figura 5.6, existem componentes semelhantes em amplitude, no entanto, diferentes em termos das frequências. Isto ocorre em função da modulação das ordens do rotor pela frequência rotacional. Com a modulação surgem duas novas componentes, cujas frequências são superiores e inferiores à frequência da ordem eletromagnética principal do rotor (ver Seção 2.3). Na prática, observou-se através dos dados experimentais que a componente de frequência superior tem maior amplitude em relação à componente inferior.

As ordens  $O_k$  relativas às modulações das componentes eletromagnéticas do rotor e as suas respectivas frequências  $f_k$  podem ser calculadas por:

$$O_k = (27 \pm 1)k \quad (5.1)$$

$$f_k = \frac{O_k \Omega}{60} \quad (5.2)$$

sendo  $k$  um fator de multiplicação, tal que, fazendo-se  $k = 1$  obtém-se a ordem eletromagnética fundamental de rotor, para  $k = 2$  tem-se a primeira harmônica e para  $k = n - 1$  a  $n$ -ésima harmônica ( $n \geq 2$ ).

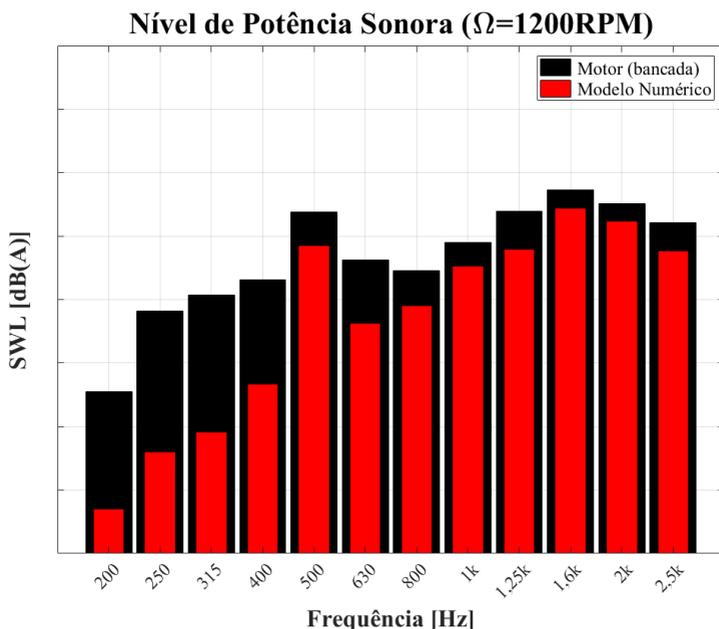
Como resultado da modulação, a ordem eletromagnética fundamental de rotor surge como as ordens 26 e 28. A ordem 54, que corresponde à primeira harmônica da excitação do rotor, é modulada em

duas vezes a frequência rotacional, a segunda harmônica (ordem 81) é modulada em 3 vezes a frequência rotacional e assim por diante. Desta forma, a ordem 54 é medida como se fosse as ordens 52 e 56, porém como somente a ordem superior tem maior amplitude verifica-se que a frequência relativa à ordem 56 surge em 1120Hz e não em 1080Hz.

A modulação é um fenômeno associado apenas às ordens eletromagnéticas de rotor, dado que este é o único componente móvel do motor. Nota-se que as ordens eletromagnéticas de estator (múltiplas de 36) não são afetadas por este fenômeno. Diante destes fatos, não é possível cancelar nem compensar o efeito da modulação, uma vez que existem componentes moduladas e não moduladas nos sinais de pressão sonora medidos.

Uma representação alternativa do espectro de ruído do motor é apresentada no gráfico da Figura 5.7. Neste gráfico são comparados os espectros de ruído do motor em bandas de 1/3 de oitava obtido experimentalmente e calculado por meio do modelo numérico.

Figura 5.7 – Gráfico do SWL com o motor montado na bancada de testes e calculado (10dB/divisão).



A análise dos resultados apresentados permite concluir que as maiores diferenças são observadas nas frequências inferiores a 500Hz, onde as componentes do carregamento magnético têm menor amplitude. Em contrapartida, as menores diferenças (ver Figura 5.7) são verificadas nas bandas que acomodam as ordens eletromagnéticas principais, ou seja, 500Hz, 800Hz, 1kHz, 1,6kHz e 2kHz. Em termos comparativos, o SWL global do motor medido por meio de experimentos é da ordem de dB(A), enquanto que, o SWL global calculado com o modelo numérico é da ordem de dB(A). Portanto, observa-se a diferença de 4,4dB(A) em termos globais. Nas bandas superiores a 500Hz os erros entre os dados experimentais e o modelo numérico variam de 2,7dB a 10dB.

As diferenças analisadas se justificam, uma vez que o modelo numérico considera apenas o carregamento de origem eletromagnética. A princípio, foram desconsiderados o ruído de origem mecânica e aerodinâmica. O ruído de origem mecânica tem maior contribuição nas componentes de baixa frequência, enquanto que o ruído de origem aerodinâmica tem características de ruído de banda larga e, portanto, contribui ao longo de toda faixa de frequências analisada.

Os erros analisados vão de acordo com o que seria esperado de uma modelo com elevado grau de complexidade. As maiores incertezas atualmente giram em torno dos valores adotados nas amplitudes do amortecimento e nas considerações assumidas no cálculo das forças eletromagnéticas. O modelo aqui resolvido é perfeitamente concêntrico, porém, na prática existem excentricidades dinâmicas e estáticas que resultam no espalhamento da energia vibratória nas componentes relativas às ordens eletromagnéticas principais.

A análise mais detalhada das excentricidades e dos desvios de forma do rotor permite melhorar a qualidade dos resultados obtidos. O ruído aerodinâmico e mecânico poderia ser determinado mediante experimentos com o motor em vazio (sem a alimentação das fases). Entretanto, a soma da contribuição das fontes aerodinâmicas, mecânicas e eletromagnética não é linear, mesmo assim, os dados experimentais obtidos na condição em vazio auxiliariam na caracterização do ruído do motor.

Por fim, o objetivo deste capítulo, desde seu planejamento, foi limitado a desenvolver uma metodologia de solução do problema de radiação sonora do motor. Desta forma, o interesse maior não está relacionado em validar o modelo acústico, mas em apresentar uma proposta de solução do problema que possa ser utilizada pela empresa parceira de projeto. Uma validação completa do modelo acústico do motor foge do escopo de um mestrado, em função do tempo necessário para finalizar esta tarefa, e ficará como sugestão para trabalhos futuros.

## **5.1 Síntese do capítulo**

Neste capítulo foi detalhado o modelo numérico acústico em Elementos Finitos desenvolvido para se calcular a potência sonora radiada pelo motor quando montado na bancada de testes e considerando apenas o carregamento de origem eletromagnética. A solução do problema eletromagnético-vibro-acústico envolveu a utilização de programas comerciais de elementos finitos Ansys e Maxwell, além de dezenas de horas em termos de processamento computacional.

Dos resultados apresentados observa-se que o ruído de origem eletromagnética está concentrado nas componentes de média e alta frequência. As maiores diferenças entre os dados experimentais foram observadas nas baixas frequências, onde predomina o ruído de origem mecânica e, em menor grau, de origem aerodinâmica. Por fim, o modelo acústico ainda requer uma investigação detalhada acerca da contribuição do ruído de origem mecânica e aerodinâmica do motor.

## 6. CONCLUSÕES

Este trabalho teve como principal objetivo analisar as fontes de ruído de uma máquina de lavar. Em uma primeira fase foram realizados experimentos acústicos no intuito de caracterizar a contribuição do ruído radiado pelo motor, *tub* e gabinete da máquina. Como resultado destas análises ficou evidente que o motor é a principal fonte de ruído.

O motor, que é acoplado ao *tub* e ao tambor da máquina, é uma fonte ativa de vibrações e ruído. Uma parcela da energia vibratória do motor é transmitida a outros componentes da máquina através destes acoplamentos. Como resultado, estes componentes passam a vibrar passivamente, aumentando o nível de ruído radiado. A análise dos resultados obtidos permite concluir que o *tub* tem maior contribuição no ruído de baixa frequência (menor que 1,6kHz). Por sua vez, o motor tem maior contribuição no ruído de alta frequência (maior que 1kHz), em especial, nas frequências relativas às ordens eletromagnéticas principais.

Dos testes realizados com a máquina, observou-se que o gabinete proporciona, nas velocidades rotacionais inferiores a 950RPM, atenuações da ordem de 5dB no ruído global radiado pelos componentes internos. Nas velocidades rotacionais superiores a 950RPM as atenuações do ruído global são da ordem de 10dB. As maiores atenuações resultantes do enclausuramento dos componentes internos da máquina pelo gabinete são observadas nas frequências superiores a 1,25kHz, onde predomina o ruído do motor. Nas baixas frequências o gabinete proporciona menor atenuação.

O ruído da máquina com o gabinete normal foi considerado elevado, principalmente nas velocidades rotacionais inferiores a 950RPM. Por meio das melhorias realizadas no isolamento acústico das aberturas do gabinete foram observadas reduções entre 6dB e 8dB no ruído global. Portanto, tem-se um grande potencial de redução do ruído global do produto ao fazer o uso efetivo da propriedade de clausura do gabinete.

A segunda fase do trabalho foi voltada ao desenvolvimento, ajuste e validação de modelos numéricos estruturais dos componentes do motor (estator e rotor) utilizando o MEF. O ajuste dos modelos foi realizado com

base em dados obtidos de Análises Modais Experimentais, testes de resposta impulsiva e desmontagem consciente de amostras nominalmente idênticas. As maiores dificuldades no ajuste dos modelos estão relacionadas às não-linearidades, principalmente entre contatos das peças constituintes do estator e do rotor. Estas não-linearidades são resultantes das concepções de projeto adotadas na fabricação dos componentes do motor, em especial dos segmentos do *back iron* do rotor e do núcleo do estator.

Os modelos foram ajustados na condição livre e considerando o acoplamento do motor na bancada de testes. Ao final do processo de ajuste foram obtidos modelos com erros inferiores a 5% em termos de frequências naturais em toda faixa de frequências de interesse. Em relação à resposta em frequência, observou-se boa concordância dos resultados obtidos com o modelo em relação às FRFs experimentais. De maneira geral, considerando as não-linearidades dos contatos reais, os desvios observados estão de acordo com o que seria esperado de modelos com elevada complexidade.

A metodologia e as propriedades utilizadas nos ajustes dos modelos aqui detalhados podem auxiliar o desenvolvimento de novos projetos de motores BPM. Aproveitando-se das informações descritas neste trabalho é possível reduzir os erros de novos modelos. No tocante ao modelo vibroestrutural, a maior representatividade física dos dados obtidos minimiza as chances de se obter conclusões equivocadas na fase inicial do projeto.

Na última fase do trabalho foi resolvido o problema eletromagnético-vibro-acústico do motor em elementos finitos para cálculo da potência sonora radiada. O modelo acústico foi resolvido considerando apenas o carregamento eletromagnético e ao final foram comparados os dados obtidos com o modelo em relação aos dados experimentais. Em termos de potência sonora global, as diferenças são da ordem de 4,4dB, entretanto, em bandas de 1/3 de oitava as diferenças variam de 2,7dB a 10dB nas bandas superiores a 400Hz. Nas bandas de frequência inferiores a 500Hz as diferenças são superiores a 10dB.

O modelo acústico precisa ser validado por meio de análises mais detalhadas, variando-se condições de carregamento e inserindo-se

excentricidades estáticas e dinâmicas no modelo eletromagnético. Embora o modelo acústico careça de validação, a metodologia de solução utilizada permite resolver o problema de cálculo da potência sonora e pode ser aplicada em termos práticos no desenvolvimento de novos projetos. Com os avanços recentes em termos de processamento, armazenamento e transferência de dados tem-se que o MEF já permite resolver problemas acústicos de relativa complexidade em um reduzido intervalo de tempo.

### **6.1 Sugestões para trabalhos futuros**

Como sugestão para trabalhos futuros são apresentadas a seguir propostas de análises experimentais e numéricas que contribuiriam para o maior entendimento do problema analisado.

A primeira sugestão consiste em desenvolver testes experimentais de *run down* do motor montado na bancada de testes sem alimentação e com as fases abertas para quantificar o ruído de origem mecânica e aerodinâmica. Este experimento requer cuidado especial, uma vez que elevadas tensões (elétricas) são induzidas nas fases do motor durante a execução do teste.

A segunda sugestão é voltada à validação do modelo numérico acústico em Elementos Finitos. Esta validação necessita de centenas de horas de processamento computacional e o desenvolvimento de análises mais detalhadas dos efeitos das excentricidades dinâmicas e estáticas no modelo eletromagnético. Para considerar os efeitos das excentricidades é necessário simular o modelo eletromagnético completo do motor, não somente o axissimétrico. Isto aumenta consideravelmente o tempo dispendido na solução do modelo eletromagnético. Os dados obtidos com o experimento descrito anteriormente auxiliariam no ajuste do modelo vibroacústico, uma vez que seria possível quantificar precisamente as diferentes origens do ruído do motor.

A terceira sugestão consiste em modelar o motor acoplado ao *tub* da máquina e calcular a potência sonora radiada pelo conjunto. O modelo estrutural do motor foi ajustado e validado neste trabalho. Assim, haveria a necessidade, em uma primeira fase, de ajustar o modelo estrutural do

*tub*, considerando as condições de fixação do *tub* aos elementos da suspensão da máquina e o acoplamento do motor ao *tub*. Com a validação do modelo estrutural do *tub* seria possível dar continuidade à solução do problema de radiação sonora.

A última sugestão proposta consiste em desenvolver um modelo completo da máquina de lavar para o cálculo da potência sonora radiada. Neste caso haveria a necessidade de modelar a suspensão, *tub*, motor e gabinete. Certamente, com base na complexidade e no tempo necessário para a solução do problema, este trabalho não se encaixa no escopo de um mestrado, mas seria um tema interessante para um doutorado. O material correlato publicado na literatura é escasso e um tema com tamanha envergadura auxiliaria a compreensão do fenômeno de geração de ruído na máquina.

## REFERÊNCIAS

ANSYS. *Modal Analysis documentation. Software version v17.1.* 2017.

ANSYS. *Mechanical APDL Acoustic Analysis Guide.* 2016.

BAE, Jin-Ho., IH, Jeong-Guon., KIM, Sang-Ryeol. *Precise order tracking analysis of time-varying vibro-acoustic signature from rotating machines.* Montreal, Canada. 2013.

BARPANDA, Dev.; TUDOR, Jay M. *Solutions-Based Approach for Reduction Noise in Washing Machines.* 27th International Modal Analysis Conference. Michigan, 2009.

BERANEK, Leo L.; VÉR, István L. *Noise and Vibration Control Engineering.* p709-733. Massachussetts, 1992.

BRANDT, Anders. *Noise and vibrations analysis: signal analysis and experimental procedures.* 438p. Department of Industrial and Civil Engineering. University of Southern Denmark. 2011.

BUDYNAS, Richard G. **Elementos de Máquinas de Shigley: projeto de engenharia mecânica.** Tradução técnica: João Batista de Aguiar, João Manoel de Aguiar. 8 ed. Porto Alegre, 2011.

CARMELINI, M.S.; DEZZA, F. Castelli; MAURI, M. *Electromagnetic vibration and noise analysis of an external rotor permanent magnet motor. International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion.* 2006.

CHALINE, E. **50 Máquinas que Mudaram o Rumo da História.** Tradução: Fabiano de Moraes. Ed. Sextante. Rio de Janeiro. 2014. Pg. 146-149

CHEN, H. S. *et al. Design considerations of electromagnetic force in a direct drive permanent magnet brushless motor.* Journal of Applied Physics, 2008.

DIAS, Moisés de Matos; SCHAEFER, Lirio; DIAS, Arão de Matos; CÉZAR, José Lezina; VERNEY, José Carlos K. **Motores Síncronos Trifásicos com Ímãs Permanentes**. Canoas, Rio Grande do Sul, Brasil. 2005.

DOOLITTLE, Randy Gene. *Noise reduction control strategy of a permanet magnet synchronous machine for vehicle applications*. Master of Science Thesis. Electrical Engineering. Texas A&M University. 92p. Texas, 2008.

EWINS, D. J. *Modal testing: Theory and practice*. Research studies press LTD. England, 1984.

FAHY, Frank; GARDONIO, Paolo. *Sound and Structural Vibration. Radiation, Transmission and Response*. Academic Press - Elsevier: Southampton, 2007c.

FRISWELL, M.I.; MOTTERSHEAD, J.E. *Finite Element Model Updating in Structural Dynamics*. Kluwer Academic Publishshers. Holanda. 1995.

FYFE, K. R.; MUNCK E. D. S. *Analysis of computed order tracking*. Department of Mechanical Engineering. University of Alberta. Canadá, 1996.

GADE, S., HERLUFSEN, H., KONSTANTIN-HANSEN, H., WISMER, N.J. *Order Tracking Analysis (Technical Review)*. Brüel & Kjær A/S. Denmark, 1995.

GERGES, Samir N. Y. **Ruído: Fundamentos e Controle**. 2ed. p518-526. Florianópolis, 2000.

GIERAS, Jacek F.; WANG, Chong; LAI, Joseph Cho. *Noise of Polyphase Electric Motors (Electrical and Computer Engineering)*. Taylor & Francis Group. United States of America, 2006.

GIERAS, Jacek F and WING, Mitchell. *Permanent Magnet Motor Technology (Design and Applications)*. Second Edition. New York, 2002.

## Referências

---

GOMES, Lian Kobarg Cercal. **Análise dinâmica do estator de um motor elétrico**. Dissertação de Mestrado. Orientador: Arcanjo Lenzi. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Santa Catarina. 194p. Florianópolis, 2014.

GUAY, Pascal; FRIKHA, Ahamed. ***Ball bearing stiffness. A new approach offering analytical expressions***. *16th European Space Mechanisms and Tribology Symposium*. Espanha. 2015.

HIBBELER, R.C. **Resistência dos Materiais**. Tradução: Joaquim Pinheiro Nunes. Revisão: Wilson Carlos da Silva. 5. Ed. São Paulo, 2004.

ISLAM, Mohammad S.; ISLAM, Rakib; FELLOW, Tomy Sebastian. ***Noise and Vibration Characteristics of Permanent-Magnet Synchronous Motors Using Electromagnetic and Structural Analyses***. IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRY APPLICATIONS, VOL. 50. Nº 5. 2014.

IBGE (Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística). **Síntese de Indicadores Sociais – Uma análise das condições de vida da população brasileira**. Ministério do Planejamento, Orçamento e Gestão. 2016.

**ISO 3744 - Acoustics – Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure - Engineering methods for an essentially free field over a reflecting plane**. International Organization for Standardization. Third Edition. 2010.

**ISO 3745 - Acoustics – Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure - Precision methods for anechoic and hemi-anechoic rooms**. International Organization for Standardization. Second Edition. 2003.

JORDAN, Roberto. **Apostila de Análise Modal Experimental**. Curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica - UFSC. Florianópolis, 2002.

- JUNG, B.K.; JEONG, W.B. *Mode selection of modal expansion method estimating vibration field of washing machine*. Journal of Sound and Vibration. School of Mechanical Engineering. Pusan National University. Republic of Korea. 2014, pg 343-353.
- KROTSCH, Jens; PIEPENBREIER, Bernhard. *Radial Forces in External Rotor Permanent Magnet Synchronous Motors with Non-Overlapping Windings*. IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS. VOL. 59. Nº 5. 2012.
- LAKSHMIKANTH, S.; NATRAJ, K.R.; REKHA, K.R. *Noise and Vibration Reduction in Permanent Magnet Synchronous Motors - A Review*. International Journal of Electrical and Computer Engineering, 2012. p. 405-416.
- MAIA, Nuno M. M. *et al. Theoretical and Experimental Modal Analysis*. Research Studies Press. England, 1997.
- MARCON, Jean Carlos. **Análise do comportamento dinâmico do conjunto bloco e motor elétrico de um compressor hermético**. Dissertação de Mestrado. Orientador: Arcanjo Lenzi. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Santa Catarina. 194p. Florianópolis, 2016.
- MILLITHALER, P. et al. *Equivalent Orthotropic Material Properties for Stators of Electric Cars*. International Conference on Computational Structures Technology. Scotland, 2014.
- PAIOTTI, Luís Roberto. **VIBRAÇÕES INDUZIDAS PELO CAMPO ELETROMAGNÉTICO NO ESTATOR DE MOTORES DE INDUÇÃO DE COMPRESSORES HERMÉTICOS**. Dissertação de Mestrado. Orientador: Arcanjo Lenzi. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Santa Catarina. 93p. Florianópolis, 2014.
- SHEHAN, Constance L. MORAS, Amanda B. *Deconstructing Laundry: Gendered Technologies the Reluctant Redesign of Household Labor*. Michigan Council on Family Relations. Michigan, 2006.

**Referências**

---

SHIN, Kihong.; HAMMOND, Joseph. *Fundamentals of Signal Processing for Sound and Vibration Engineers*. England, 2007

SHUGUANG Z.; FU L.; XUDONG W. *Noise Analysis, Calculation, and Reduction of External Rotor Permanent-Magnet Synchronous Motor*. 2015. VOL. 62. IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS. 2015.

SOUZA, Marcos Ricardo. **Modelo Vibroacústico de Motores Elétricos de Ímãs Permanentes para Lavadoras**. Dissertação de Mestrado. Orientador: Arcanjo Lenzi. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Santa Catarina. 129p. Florianópolis, 2014.

SPELTA, Cristiano.; SAVARESI, Sergio.; FRATERNALE, Giuseppe.; NICOLA, Glaudio. *Vibration Reduction in a Washing Machine via Damping*. 17th World Congress - The International Federation of Automatic Control. Seoul - Korea, 2008.

UMANS, Stephen D. **Máquinas Elétricas de Fitzgerald e Kingsley**. Tradução: Anatólio Laschuk. 7ed. – Porto Alegre, 2014.

VARGHESE, Sajan. *Electromagnetic Noise from Permanent Magnet Motors*. Master of Science Thesis. Department of Aeronautical and Vehicle Engineering. Royal Insitute of Technology. 90p. Sweden, 2013.

WANG, Semyung.; NERSE, Can.; KIN, Hyung Woo. *Vibro-acoustic Noise Analysis of a Washing Machine*. 35<sup>th</sup> Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series. 2017.

ZHU, Z. Q.; HOWE, D. *Electromagnetic Noise Radiated by Brushless Permanent Magnet DC Drives*. University of Sheffield. UK. 1993.

## REFERÊNCIAS DE FIGURAS

- [1] **Lavadora de roupas vertical**. Disponível em: <<http://i.mlcdn.com.br/1500x1500/lavadora-de-roupas-brastemp-ative-bwp11a9-11kgc-agua-quente-e-7-programas-de-lavagem-202953900.jpg>>, acessado em 22/05/2015.
- [2] **Whirlpool washing machines**. Disponível em: <[http://www.whirlpool.co.uk/digitalassets/Picture/web2000x2000/WWDC-8220-1\\_859203515010\\_2000x2000.png](http://www.whirlpool.co.uk/digitalassets/Picture/web2000x2000/WWDC-8220-1_859203515010_2000x2000.png)>, acessado em 22/05/2015.
- [3] **Direct drive versus Indirect drive washing machines**. Disponível em: <<http://www.ukwhitegoods.co.uk/images/articles/lg-direct-drive-vs-belt-and-pulley.jpg>>, acessado em 22/05/2015.
- [4] **Lei de Ampère**. Disponível em: <<http://www.energieletrica.net/wp-content/uploads/Lei-de-Ampere-e1466762395547.png>>, acessado em 06/04/2015.
- [5] **Physics**. Disponível em: <<http://physics.stackexchange.com/questions/165730/what-happens-to-electric-field-of-a-bar-magnet>>, acessado em 06/04/2015.
- [6] **Bar Magnet and Solenoid**. Disponível em: <<http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/magnetic/imgmag/BarSol.gif>>, acessado em 15/04/2017.
- [7] **Permanent Magnet Generator**. Disponível em: <<http://www.vensys.de/energy-en/technologie/generator-pm-technologie.php>>, acessado em 18/04/2015.
- [8] **Como se constituem e operam motores sem escovas CC**. Disponível em: <<http://automoveiseletricos.blogspot.com.br/2015/05/como-se-constituem-e-operam-os-motores.html>>, acessado em 18/04/2015.

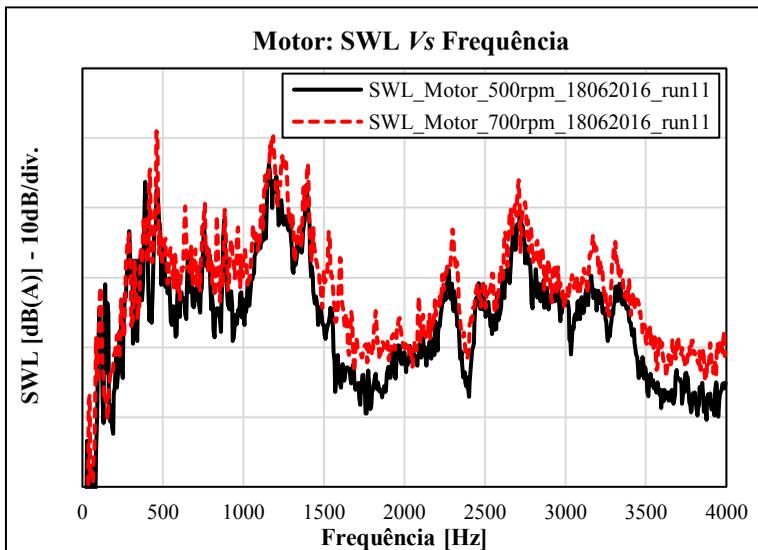
## ANEXO A

Limites aceitáveis de Nível de Potência Sonora recomendados pela NEMA.

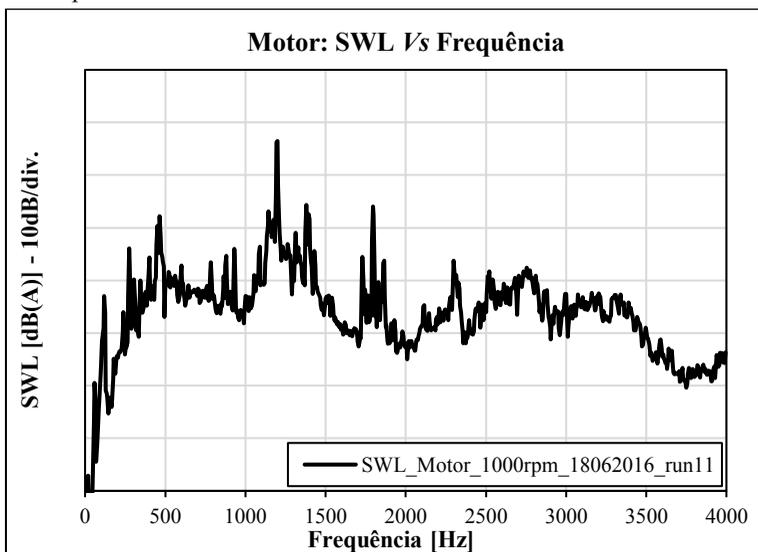
Potência [kW]	NÍVEL DE POTÊNCIA SONORA [dB(A)]					
	< 900RPM		901RPM a 1200RPM		1201RPM a 1800RPM	
	ODP	TEFC	ODP	TEC	ODP	TEFC
0,37	67	67	-	-	-	-
0,5	67	67	65	64	-	-
0,75	69	69	65	64	70	70
1,1	69	69	67	67	70	70
1,5	70	72	67	67	70	70
2,2	70	72	72	71	72	74
3	73	76	72	71	73	74
5,5	73	76	76	75	76	79
7,5	73	80	76	75	76	79
11	76	80	81	80	80	84
15	76	83	81	80	80	84
17	79	83	83	83	80	88
22	79	86	83	83	80	88
30	81	86	86	86	84	89
40	81	89	86	86	84	89
45	84	89	88	90	86	95
55	84	93	88	90	86	95
75	87	93	91	94	89	98
100	87	96	91	94	89	100

## APÊNDICE A.1

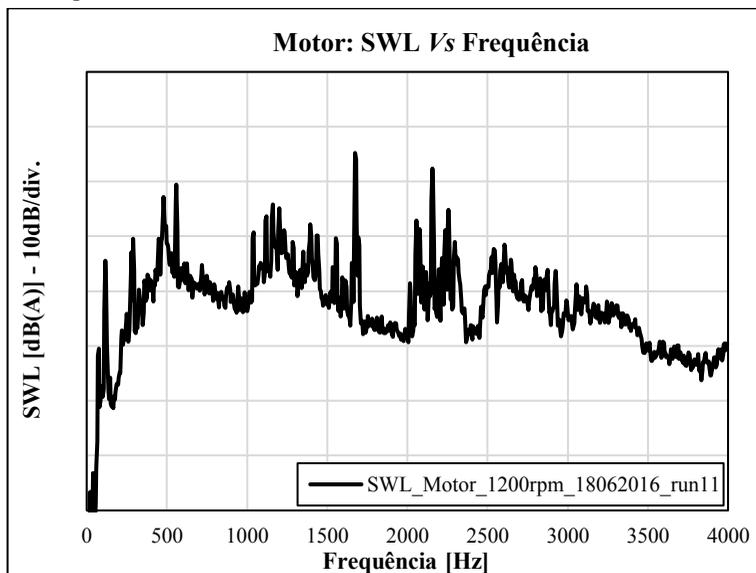
Espectros do SWL do motor nas velocidades rotacionais de 500RPM e 700RPM.



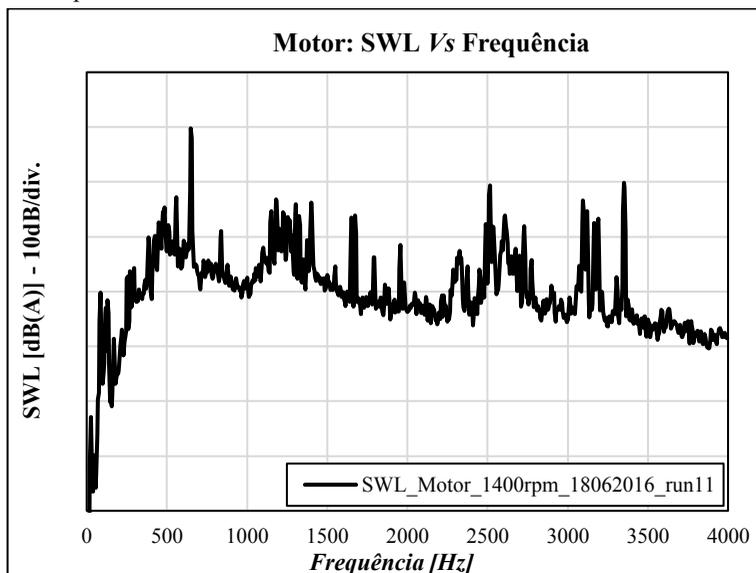
Espectro do SWL do motor na velocidade rotacional de 1000RPM.



Espectro do SWL do motor na velocidade rotacional de 1200RPM.

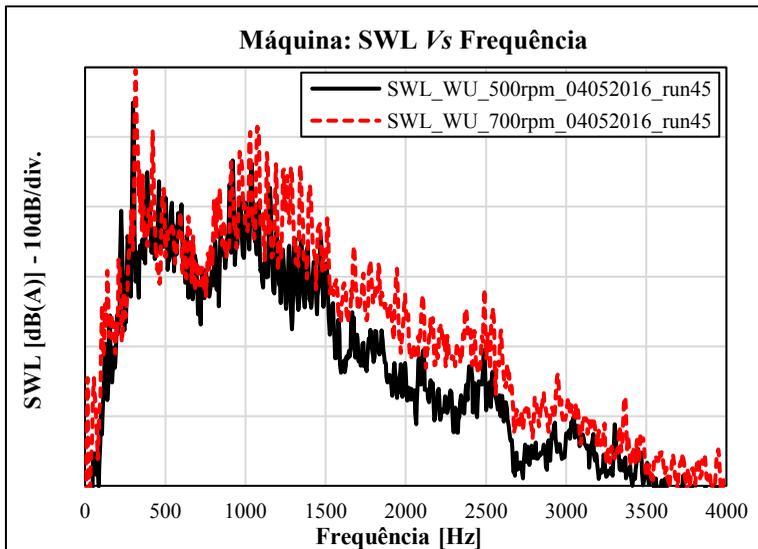


Espectro do SWL do motor na velocidade rotacional de 1400RPM.

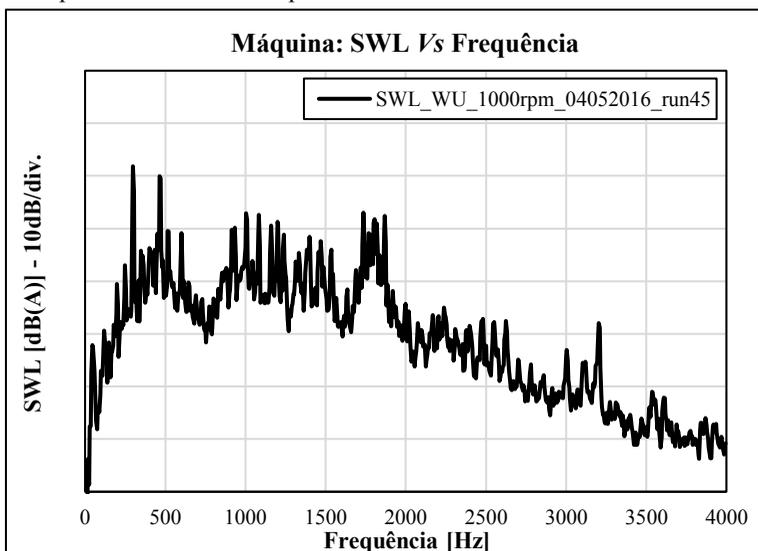


## APÊNDICE A.2

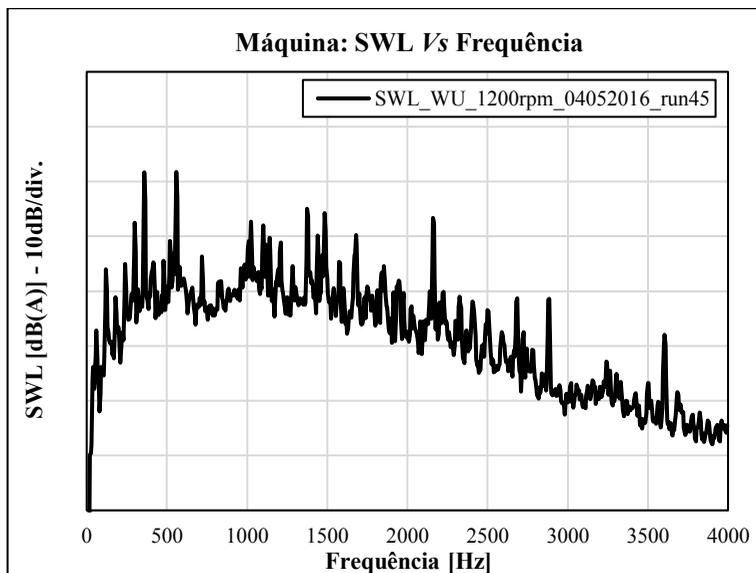
Espectros do SWL da máquina nas velocidades rotacionais de 500RPM e 700RPM.



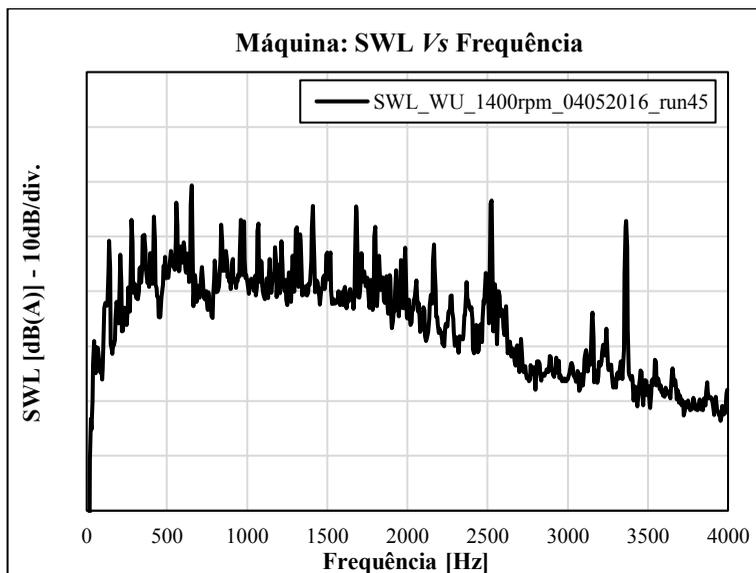
Espectro do SWL da máquina na velocidade rotacional de 1000RPM.



Espectro do SWL da máquina na velocidade rotacional de 1200RPM.



Espectro do SWL da máquina na velocidade rotacional de 1400RPM.



## APÊNDICE B.1

### Lista de contatos entre as peças do estator

Superfícies	Contato (Ansys)	Formulação	Quantidade
Segmentos (Lados) / Carcaça			6
Segmentos (Base-Topo) / Carcaça			6
Buchas / Carcaça			6
Segmentos / Segmentos			6
Bobinas / Carcaça			27
Bobinas / Carcaça (interior)			27
Parafusos / Arruelas			6
Arruelas / Carcaça			6
Parafuso / Dispositivo de Fixação			6
Carcaça / Dispositivo de Fixação			6
Dispositivo de Fixação / Caixa da bancada de testes			1

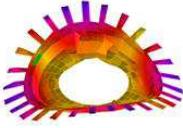
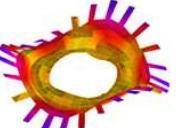
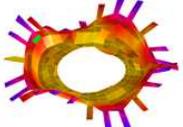
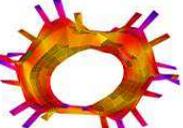
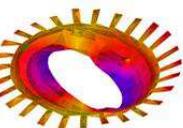
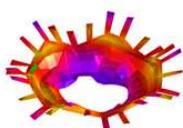
## APÊNDICE B.2

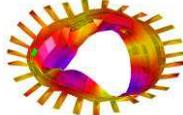
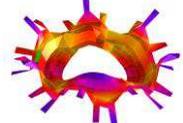
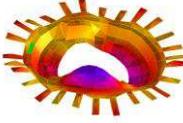
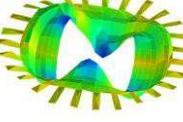
### Lista de contatos entre as peças do rotor

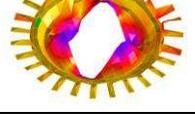
Superfícies	Contato (Ansys)	Formulação	Quantidade
<i>Back iron</i> (lados) / Carcaça			12
<i>Back iron</i> (Base-Topo) / Carcaça			12
Ímãs / <i>Back iron</i>			48
Ímãs / Carcaça do rotor			36
<i>Spline</i> /Carcaça do rotor			1
<i>Spline</i> / Árvore da Bancada			1
<i>Spline</i> / Arruela do rotor			1
Parafuso / Arruela do rotor			1
Parafuso / Árvore da Bancada			1

## APÊNDICE C.1

Parâmetros modais obtidos por meio da AME do estator na condição livre.

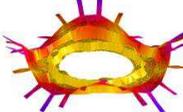
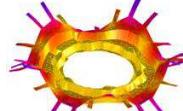
Modo	Forma modal	Frequência Natural [Hz]	Razão de Amortecimento Modal $\xi$ [%]
1		214,9	1,1
2		506 / 523	0,88 / 0,74
3		829 / 839	1,04 / 0,63
4		1147,8	0,83
5		1361,8	0,84
6		1407,4	0,71
7		1495,2	0,78

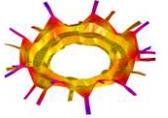
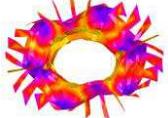
Modo	Forma modal	Frequência Natural [Hz]	Razão de Amortecimento Modal $\xi$ [%]
8		1594,6	1,18
9		1647	0,57
10		1725	1,53
11		1805	0,44
12		1994,9	0,63
13		2098	0,39
14		2695	0,76

Modo	Forma modal	Frequência Natural [Hz]	Razão de Amortecimento Modal $\xi$ [%]
15		2891	0,59
16		2947	0,59
17		3040	0,77
18		3174,9	0,61
19		3316	0,55
20		3419	0,45
21		3577	0,24

## APÊNDICE C.2

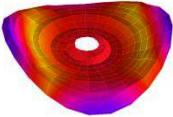
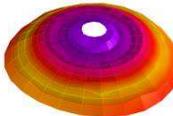
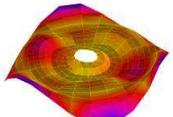
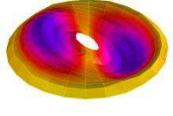
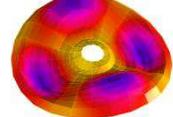
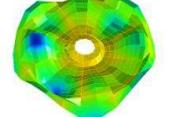
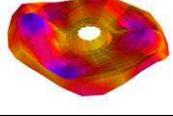
**Parâmetros modais obtidos por meio da AME do estator fixo.**

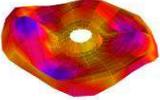
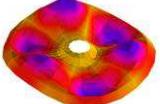
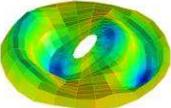
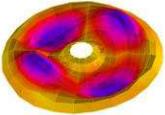
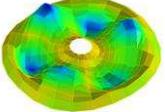
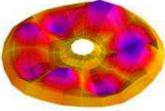
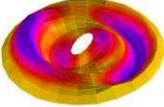
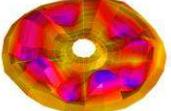
<b>Modo</b>	<b>Forma modal</b>	<b>Frequência Natural [Hz]</b>	<b>Razão de Amortecimento Modal <math>\xi</math> [%]</b>
1		237/243,62	0,67/0,33
2		503,8	0,87
3		583,7	2,46
4		800/961,95	1,1/0,71
5		1126/1138,3	0,82/0,72
6		1387/1457,2	0,97/0,83
7		1598,7	0,91

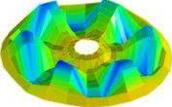
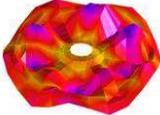
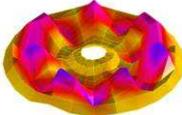
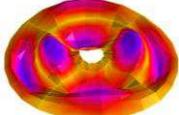
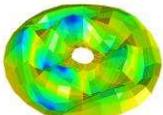
<b>Modo</b>	<b>Forma modal</b>	<b>Frequência Natural [Hz]</b>	<b>Razão de Amortecimento Modal <math>\xi</math> [%]</b>
8		1976	0,96
9		2090/2146	0,7/0,67
10		2587/2667	0,67/0,32
11		2864/2944	0,67/0,8
12		3048	0,83
13		3171	0,7
14		3273	0,64
15		3467	0,3

## APÊNDICE C.3

Parâmetros modais obtidos por meio da AME do rotor na condição livre.

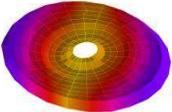
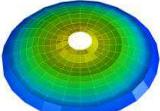
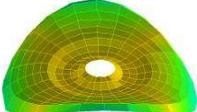
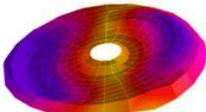
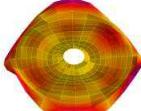
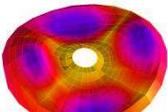
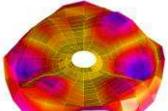
Modo	Forma modal	Frequência Natural [Hz]	Razão de Amortecimento Modal $\xi$ [%]
1		201,8	1,64
2		206,8	0,86
3		510,7	1,78
4		570	1,51
5		796,7/806,5	1,7/1,35
6		843,5	1,93
7		953,7/976	1,13/0,59

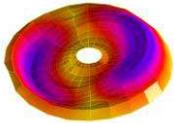
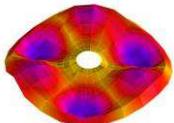
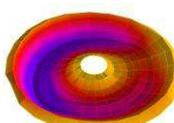
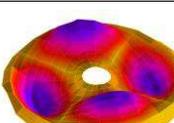
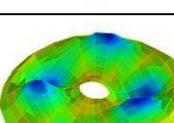
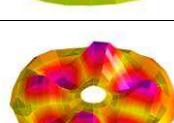
Modo	Forma modal	Frequência Natural [Hz]	Razão de Amortecimento Modal $\xi$ [%]
7		953,7/976	1,13/0,59
8		1186,8	1,53
9		1270,8	1,44
10		1379,3	2,33
11		1657,9	1,56
12		1701,4	1,64
13		1925,8	1,98
14		2149,7	1,01

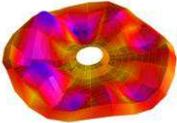
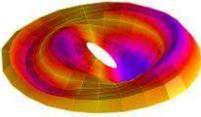
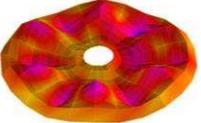
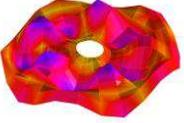
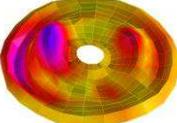
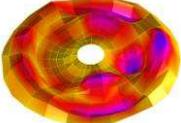
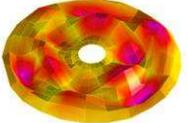
<b>Modo</b>	<b>Forma modal</b>	<b>Frequência Natural [Hz]</b>	<b>Razão de Amortecimento Modal <math>\xi</math> [%]</b>
15		2573/2629	1,53/1,45
16		2730/2759	1,36/0,55
17		3063,7	0,63
18		3165	1,83
19		3445	0,91

### APÊNDICE C.4

**Parâmetros modais obtidos por meio da AME do rotor fixo.**

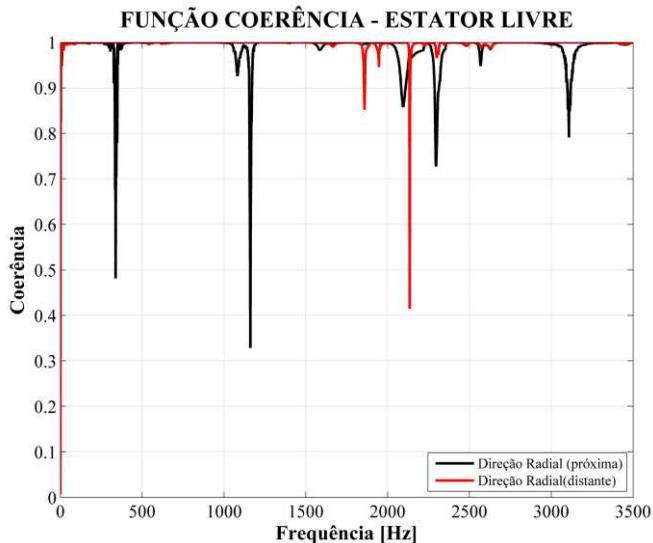
Modo	Forma modal	Frequência Natural [Hz]	Razão de Amortecimento Modal $\xi$ [%]
1		53	3,02
2		84,1	1,18
3		201,8	1,3
4		333/477	1,38/1,28
5		517,5	1,55
6		808	1,05
7		856	1,66

<b>Modo</b>	<b>Forma modal</b>	<b>Frequência Natural [Hz]</b>	<b>Razão de Amortecimento Modal <math>\xi</math> [%]</b>
8		981,4/1006	1,04/0,97
9		1196	1,36
10		1262	1,82
11		1396	2,02
12		1509,8/1532	0,24/0,83
13		1648,7/1673	1,13/0,98
14		2007/2069	1,13/1,65

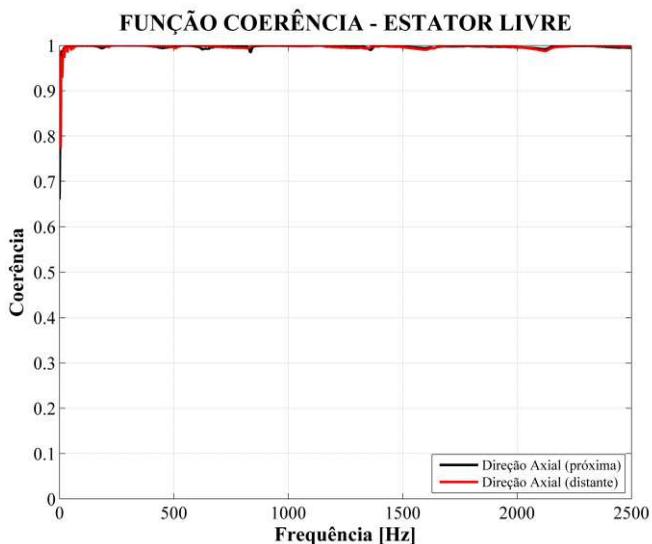
<b>Modo</b>	<b>Forma modal</b>	<b>Frequência Natural [Hz]</b>	<b>Razão de Amortecimento Modal <math>\xi</math> [%]</b>
15		2094,7/2131,5	1,17/1,2
16		2434,7	2,31
17		2562,9	0,68
18		2672	0,21
19		3147	0,97
20		3353,9	0,94
21		3576	1,06

## APÊNDICE D.1

**Estator: excitação na direção radial e resposta em pontos próximos e distantes do ponto de excitação.**

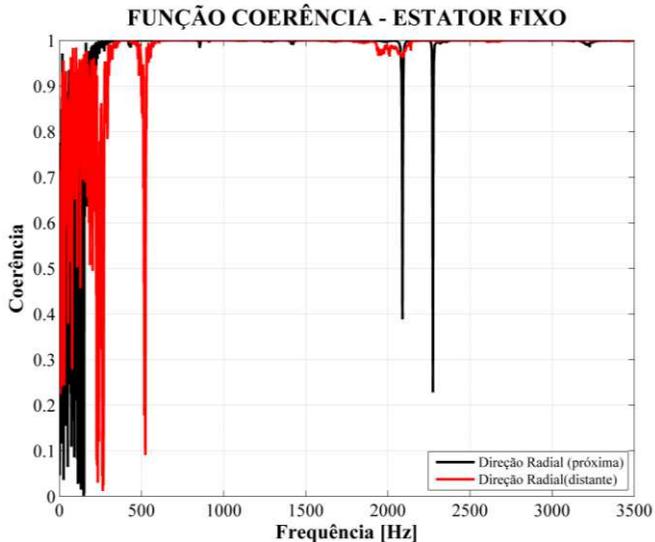


**Estator: excitação na direção axial e resposta em pontos próximos e distantes do ponto de excitação.**

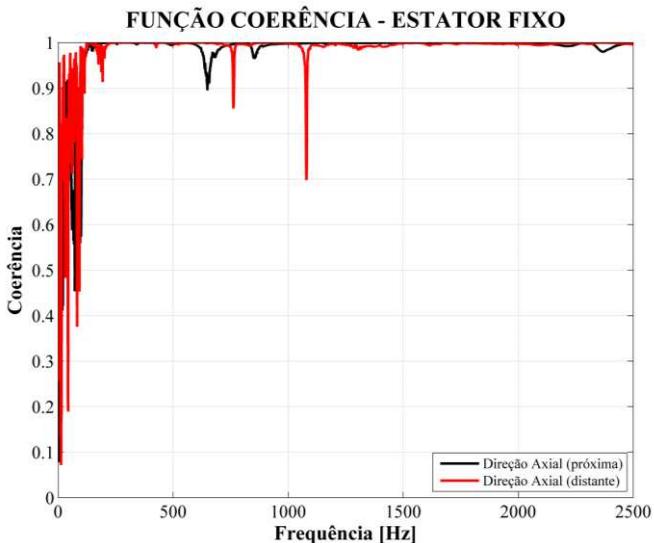


## APÊNDICE D.2

**Estator: excitação na direção radial e resposta em pontos próximos e distantes do ponto de excitação.**

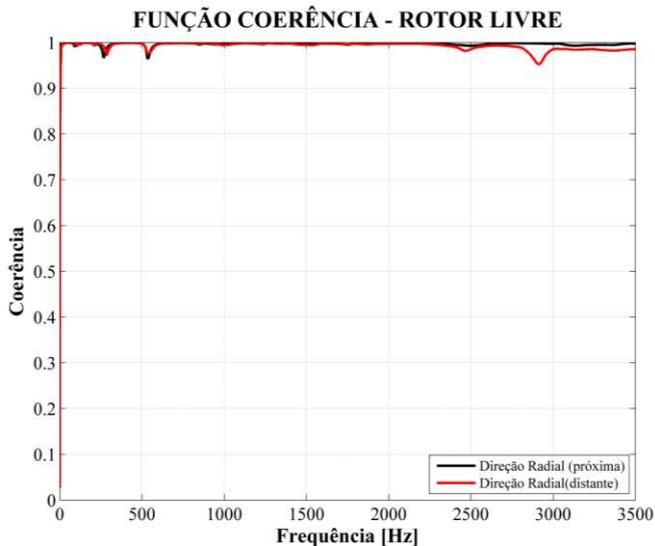


**Estator: excitação na direção axial e resposta em pontos próximos e distantes do ponto de excitação.**

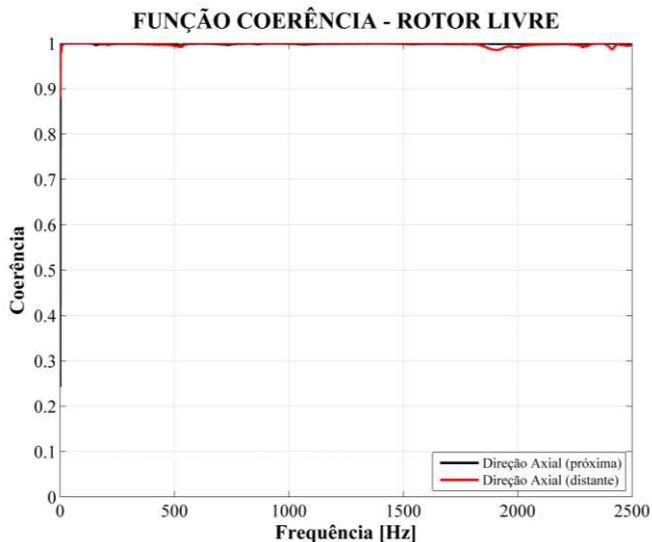


## APÊNDICE D.3

**Rotor: excitação na direção radial e resposta em pontos próximos e distantes do ponto de excitação.**

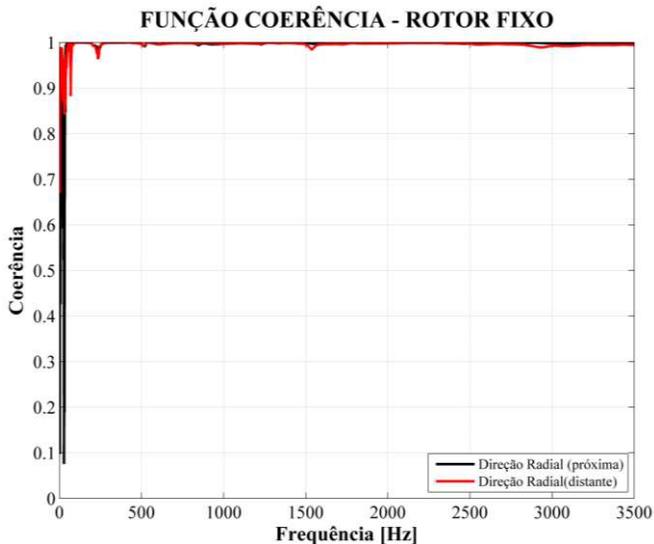


**Rotor: excitação na direção axial e resposta em pontos próximos e distantes do ponto de excitação.**



## APÊNDICE D.4

**Rotor: excitação na direção radial e resposta em pontos próximos e distantes do ponto de excitação.**



**Rotor: excitação na direção axial e resposta em pontos próximos e distantes do ponto de excitação.**

