

Marcos Ricardo Souza

**MODELO VIBROACÚSTICO DE MOTORES ELÉTRICOS DE
ÍMÃS PERMANENTES PARA LAVADORAS**

Dissertação submetida ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica para a obtenção do Grau de
Mestre em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Arcanjo Lenzi, PhD.

Florianópolis
2014

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

Souza, Marcos Ricardo

Modelo vibroacústico de motores elétricos de ímãs
permanentes para lavadoras / Marcos Ricardo Souza ;
orientador, Arcanjo Lenzi - Florianópolis, SC, 2014.
133 p.

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

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Vibroacústica. 3. Motores
Elétricos. 4. Brushless Permanent Magnet Motor. I. Lenzi,
Arcanjo. II. Universidade Federal de Santa Catarina.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Marcos Ricardo Souza

**MODELO VIBROACÚSTICO DE MOTORES ELÉTRICOS DE
ÍMÃS PERMANENTES PARA LAVADORAS**

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

Florianópolis, 25 de Julho de 2014.

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.
Coordenador do Curso

Prof. Arcanjo Lenzi, PhD.
Orientador

Banca Examinadora:

Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D.
Presidente

Prof. Andrey R. da Silva, Ph.D.

Prof. Fábio Fiates, Dr. Eng.

Prof. Roberto Jordan, Dr. Eng.

Aos meus amados pais, Geraldo e
Ivonete, que me guiaram até aqui.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer aos meus pais, Ivonete e Geraldo, à Fernanda, minha irmã, pelo apoio incondicional em todos os momentos. Aos amigos da AMUREL: Alexandre, Lou, Conrado, Murilo, Pati, Paula, Nuna, Pedro, que estão comigo desde o ensino médio e são minha família longe de casa. Aos amigos de LVA, especialmente o pessoal do terceiro andar.

Tenho que deixar meus agradecimentos às pessoas que me trouxeram mais diretamente até essa dissertação: Lian, por ter me apresentado o LVA e ser o mestre do *Virtual.Lab*; Jacson, colega de projeto e pesquisa; Olavo, o guru do LVA; Hideraldo, guia e conselheiro do projeto; Professor Arcanjo, orientador que teve paciência para aturar todas as minhas batidas à porta.

Agradeço também ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico, CNPq, pelo apoio financeiro. Aos professores do LVA e à empresa parceira do projeto, *Whirlpool*.

*“Reality is frequently
inaccurate.”*

(Douglas Adams)

RESUMO

A utilização de motores *brushless permanent magnet motors* cresce com o aumento do número de residências que possuem lavadoras de roupa. Esses motores são utilizados principalmente em máquinas de carregamento frontal, as quais são consideradas mais eficientes. Pouca literatura é encontrada em relação aos níveis de potência sonora radiada em função da velocidade de rotação do rotor. Neste trabalho, um modelo vibroacústico desses motores é desenvolvido visando obter curvas de potência sonora radiada em função da rotação do motor. O motor foi dividido em seus dois principais componentes para análise: estator e rotor. As forças eletromagnéticas são aplicadas num modelo estrutural dos componentes do motor, o qual utiliza o método dos elementos finitos. Os deslocamentos obtidos no modelo estrutural são utilizados num modelo numérico que utiliza o método dos elementos de contorno para obter a radiação sonora. Experimentos de análise de ordem são utilizados para validar o modelo.

Palavras-chave: Vibroacústica; Motores Elétricos; *Brushless Permanent Magnet Motor*.

ABSTRACT

The number of houses that hold a washing machine is increasing and the using of brushless permanent magnet motors are getting more popular. This kind of motor is mainly used in front load washing machines, which are considered to be more efficient. Little technical literature has been found regarding the sound power level radiated in function of the spinning speed of the motor. This paper has modeled a brushless permanent magnet motor aiming to achieve those results, sound power level versus rotation. The motor was divided in its two main components: rotor and stator. In a FEM structural model, the electromagnetic forces are applied to the two components and their displacements are imported to a BEM model, in which the sound radiation is calculated. Experiments such as order analysis are used to validate the model.

Keywords: Vibroacoustic; Electric Motors; Brushless Permanent Magnet Motor.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Percentual de domicílios com máquina de lavar roupa.	30
Figura 2 - Acionamento direto e Acionamento indireto.....	33
Figura 3 - Estator e Rotor.....	34
Figura 4 - Lei de Ampère esquematizada.....	35
Figura 5 - Conversão de energia elétrica em energia acústica.	37
Figura 6 - Laço de fluxo.....	38
Figura 7 - Envelopes para o cálculo das forças magnéticas.	39
Figura 8 - Nível de pressão sonora x rotação.	40
Figura 9 - Espectro de ordens da excitação.....	41
Figura 10 - Fator variando com o tempo.	42
Figura 11 - Sinal de vibração de um ventilador de computador.....	44
Figura 12 - Espectro de vibração do ventilador com rotação variável. .	44
Figura 13 - Espectro de Ordem de um ventilador.	45
Figura 14 - Ordens eletromagnéticas e ruído global.....	46
Figura 15 - Vista geral do rotor e materiais utilizados.	50
Figura 16 - Malha estrutural do rotor.	51
Figura 17 - Regiões de contato do modelo do rotor.	52
Figura 18 - Moldura plástica do rotor.	53
Figura 19 - Fixação do rotor.....	54
Figura 20 - Orientação dos eixos do disco de inércia.....	55
Figura 21 - Condições de contorno do rotor.....	56
Figura 22 - Ponto e direção de excitação.	57
Figura 23 - Acelerância rotor livre-livre.	58
Figura 24 - Rotor engastado.	59
Figura 25 - Rotor com rolamento.	59
Figura 26 - Comparação das condições de contorno do modelo numérico.	60
Figura 27 - Pontos de excitação e resposta - Modelo do rotor.	60
Figura 28 - Comparação dos modos.....	61
Figura 29 - Acelerância rotor (excitação e resposta radiais).	62
Figura 30 - Acelerância rotor (excitação e resposta axiais).....	62
Figura 31 - Forças aplicadas no rotor.	64
Figura 32 - Rotor: forças distribuídas e concentradas.	65
Figura 33 - Espectro de ordens da excitação no rotor em X.....	66
Figura 34 - Espectro de ordens da excitação no rotor em Y.....	66
Figura 35 - Vista geral do estator e materiais utilizados.	67
Figura 36 - Malha estrutural do estator.	68
Figura 37 - Detalhes da fixação do estator.	69

Figura 38 - Regiões de contato do modelo do estator.	70
Figura 39 - Estator e <i>hub</i>	73
Figura 40 - Região de engaste do estator.	73
Figura 41 - Acelerância estator livre-livre.	75
Figura 42 - Fixação do estator no <i>hub</i> e do <i>hub</i> na base.	75
Figura 43 - Pontos de excitação e resposta do estator.	76
Figura 44 - Acelerância estator (excitação e resposta radiais).	77
Figura 45 - Acelerância estator (excitação e resposta axiais).	77
Figura 46 - Forças aplicadas no estator.	78
Figura 47 - Estator: forças distribuídas e concentradas.	79
Figura 48 - Espectro de ordens da excitação no estator em X.	80
Figura 49 - Capítulo 3 esquematizado	81
Figura 50 - Disco e observador parados.	83
Figura 51 - Disco girando com rotação fixa e observador parado.	84
Figura 52 - Espectro de pressão sonora do disco girando. 3456 RPM.	85
Figura 53 - Espectro de vibração do disco.	85
Figura 54 - Modo de membrana em 2491 Hz.	86
Figura 55 - Aumento da frequência natural em função da rotação.	87
Figura 56 - Microfone Brüel&Kjaer 4189.	89
Figura 57 - Posições para os microfones.	90
Figura 58 - Experimento de medição da potência sonora do motor.	91
Figura 59 - Espectrograma médio do NWS.	92
Figura 60 - Ruído Global x Ordens Relevantes.	93
Figura 61 - Ordens Relevantes.	93
Figura 62 - SWL em função da rotação e da frequência.	94
Figura 63 - Modo do rotor em 360 Hz.	96
Figura 64 - Modo do estator em 664 Hz.	97
Figura 65 - Modo do rotor em 556 Hz.	97
Figura 66 - Ordem 55 destacada.	98
Figura 67 - Malhas acústicas: rotor (a, b), plano (c) e estator (d, e). ..	101
Figura 68 - Modelo para a radiação sonora do rotor.	102
Figura 69 - Modelo para a radiação sonora do estator.	102
Figura 70 - Modelo completo para a radiação sonora.	103
Figura 71 - Forças distribuídas.	104
Figura 72 - Potência sonora da ordem 28. Malha menos refinada, forças distribuídas nas superfícies dos ímãs e dentes, sem excentricidade.	105
Figura 73 - Potência sonora da ordem 28. Malha refinada, forças distribuídas nas superfícies dos ímãs e dentes, sem excentricidade.	106
Figura 74 - Aplicação das forças concentradas.	107

Figura 75 - Potência sonora radiada pela ordem 28. Malha refinada, forças concentradas em quatro nós centrais dos ímãs e dentes, sem excentricidade.	107
Figura 76 - Potência sonora radiada pela ordem 28. Malha refinada, forças concentradas em quatro nós centrais dos ímãs e dentes, com componente axial e sem excentricidade.....	109
Figura 77 - Potência sonora radiada pela ordem 28. Malha refinada, forças concentradas em quatro nós centrais dos ímãs e dentes, sem componente axial e com 20% de excentricidade.	110
Figura 78 - Potência sonora radiada pela ordem 28. Malha refinada, forças concentradas em quatro nós centrais dos ímãs e dentes, sem componente axial e com 40% de excentricidade.	110
Figura 79 - Espectro de ordens do rotor: Força na direção X e 20% de excentricidade.	111
Figura 80 - Amplitude da força por pólo.....	112
Figura 81 - Amplitude da força por dente.	112
Figura 82 - Potência sonora radiada pela ordem 28. Malha refinada, forças concentradas em quatro nós centrais dos ímãs e dentes, com componente axial e com 20% de excentricidade.	113
Figura 83 - Potência sonora radiada pela ordem 28. Malha refinada, forças concentradas em quatro nós centrais dos ímãs e dentes, com componente axial e com 40% de excentricidade.	114
Figura 84 - Todos os casos do rotor.	115
Figura 85 - Todos os casos do estator.	116
Figura 86 - Níveis de potência sonora, em dB, para a ordem 28. Comparação numérico - experimental.	117
Figura 87 - Principais modos da ordem 28.....	118
Figura 88 - Níveis de potência sonora, em dB, para a ordem 55. Comparação numérico - experimental.	119
Figura 89 - Modos da ordem 55.	120
Figura 90 - Níveis de potência sonora, em dB, para a ordem 82. Comparação numérico - experimental.	121
Figura 91 - Modos da ordem 82.	122
Figura 92 - Ruído global experimental x numérico.....	123
Figura 93 - Resumo do modelo numérico.	125

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Modos de cilindro (Carmeli, Dezza e Mauri (2006)).....	40
Tabela 2 - Propriedades mecânicas - Moldura do rotor - BMC.	53
Tabela 3 - Propriedades mecânicas dos ímãs - Ferrite.	53
Tabela 4 - Propriedades mecânicas do <i>back iron</i> - Aço ortotrópico.....	54
Tabela 5 - Propriedades mecânicas dos outros componentes - Aço.....	54
Tabela 6 - Faixa de frequência por ordem.	63
Tabela 7 - Propriedades mecânicas do PBT30%GF.....	71
Tabela 8 - Propriedades mecânicas das lâminas - Aço ortotrópico.	71
Tabela 9 - Propriedades mecânicas dos enrolamentos - Alumínio.....	72
Tabela 10 - Propriedades mecânicas das buchas - Aço.....	72
Tabela 11 - Propriedades mecânicas dos outros componentes - Aço....	72
Tabela 12 - Comparação - frequências calculadas e experimentais.	88
Tabela 13 - Eficiência de radiação - disco girante x disco estacionário.	88
Tabela 14 - Posições para os microfones (ISO 3744).	89
Tabela 15 - Fatores de correção da câmara.	91
Tabela 16 - Configurações para cada caso.	115
Tabela 17 - Rotações nas quais ocorrem o modo em 560 Hz.....	123

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

A.M.E. - Análise Modal Experimental

BEM - *Boundary Element Method*, Método dos Elementos de Contorno

BLPMM - *Brushless Permanent Magnet Motors*; Motores de ímãs permanentes sem escova

FEM - *Finite Element Method*, Método dos Elementos Finitos

FRF - Função Resposta em Frequência

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Maiúsculas

A - Amplitude da ordem k como função do tempo

\vec{B} - Campo magnético, [T]

B_r - Densidade de fluxo magnético radial, [Wb/m²]

B_θ - Densidade de fluxo magnético tangencial, [Wb/m²]

K_1 - Fator de correção do ruído de fundo, [dB]

K_2 - Fator de correção da câmara, [dB]

M - Número do microfone

N - Velocidade de rotação, [RPM]

NPS_i - Nível de pressão sonora do microfone na posição i , [dB]

NWS - Nível de potência sonora, [dB]

S_1 - Área de medição, [m²]

S_0 - Área de referência, [m²]

$X(t)$ - Ordem X em função do tempo

Letras Minúsculas

$d\vec{s}$ - Elemento de comprimento da curva, [m]

f - Frequência, [Hz]

f_0 - Frequência natural do disco parado, [Hz]

f_1 - Frequência natural levando em conta os efeitos de rotação, [Hz]

f_R - Frequência de rotação do disco, [Hz]

f_n - Frequência natural, [Hz]

f_r - Componente radial da densidade de força, [N/m²]

f_θ - Componente tangencial da densidade de força, [N/m²]

i - Corrente elétrica, [A]

k - Número da ordem

l - Número de diâmetros nodais

m - Número de círculos nodais

n - Número inteiro

p - Período da primeira ordem, [s]

p_k - Pressão no observador, [Pa]

p_n^k - n-ésima componente de pressão do modo k na superfície, [Pa]

t - Tempo, [s]

w_s - Largura dos *slots* do estator, [m]

w_r - Largura do *back iron* do rotor, [m]

w_t - Largura dos dentes do estator, [m]

Letras Gregas Maiúsculas

Ω_k - Frequência do modo k, [rad/s]

Letras Gregas Minúsculas

α - Fator de forma

μ_0 - Permeabilidade magnética do vácuo, [N/A²]

μ_{ar} - Permeabilidade magnética do ar, [N/A²]

ρ_0 - Densidade do meio, [kg/m³]

ϕ_k - Fase da ordem k

ω - Velocidade de rotação do disco, [rad/s]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	29
2	MOTOR ELÉTRICO.....	33
2.1	PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO	34
2.2	CARACTERÍSTICAS VIBROACÚSTICAS	36
2.2.1	Forças Eletromagnéticas	37
2.2.2	Vibração e Ruído	39
2.3	ANÁLISE DE ORDEM	42
2.4	RESUMO DO CAPÍTULO	46
3	MODELO NUMÉRICO ESTRUTURAL	49
3.1	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS - FEM.....	49
3.2	ROTOR	50
3.2.1	Elementos	50
3.2.2	Contatos	51
3.2.3	Propriedade dos materiais	52
3.2.4	Condições de Contorno.....	54
3.2.5	Validação Experimental.....	56
3.2.6	Forças Aplicadas.....	63
3.3	ESTATOR.....	67
3.3.1	Elementos	68
3.3.2	Contatos	69
3.3.3	Propriedade dos materiais	71
3.3.4	Condições de Contorno.....	72
3.3.5	Validação Experimental.....	74
3.3.6	Forças Aplicadas.....	78
3.4	RESUMO DO CAPÍTULO	80
4	MODELO NUMÉRICO DA RADIAÇÃO SONORA.....	83
4.1	EFEITOS DA ROTAÇÃO	83
4.2	EXPERIMENTOS	89
4.3	MÉTODO DOS ELEMENTOS DE CONTORNO - BEM	98
4.4	MODELO DE RADIAÇÃO SONORA	99
4.4.1	Rotor	101
4.4.2	Estator.....	102
4.4.3	Completo	103
4.5	VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL.....	104
4.5.1	Malhas	104
4.5.2	Aplicação das forças	106
4.5.3	Componente axial da força	108
4.5.4	Efeitos da excentricidade dinâmica.....	109
4.5.5	Configuração adotada	116
4.6	RESUMO DO CAPÍTULO	124
5	CONCLUSÕES.....	127
5.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	128

REFERÊNCIAS..... 131

1 INTRODUÇÃO

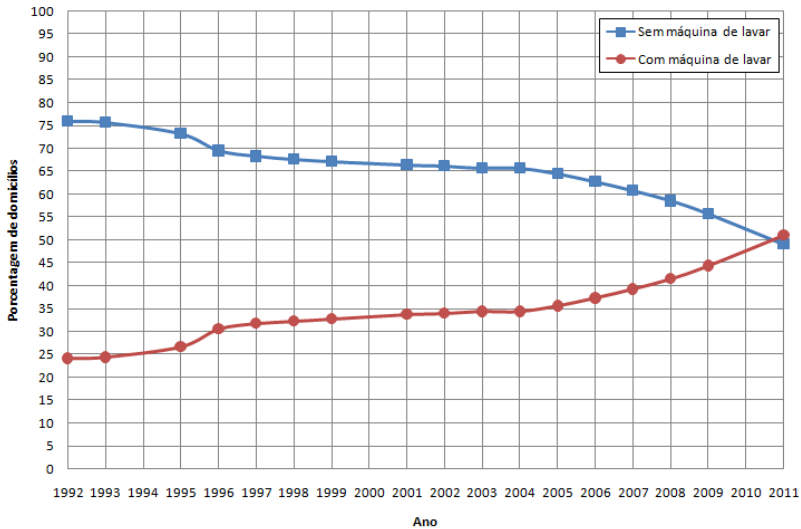
Lavar roupas com regularidade é uma atividade relativamente recente do trabalho doméstico. Tornou-se uma tarefa semanal apenas no século XIX, pois, em sua maior parte, os tecidos usados para as roupas antes da revolução industrial, tais como feltro, linho, lã, couro, não eram lavados regularmente. As roupas eram somente sacudidas ou escovadas para remover a sujeira. Apenas quando o algodão assumiu a posição de principal tecido usado para a fabricação têxtil é que essa tarefa transformou-se numa componente importante do trabalho doméstico (Cowan, 1983). Shehan e Moras (2006) apresentam uma cronologia sobre a máquina de lavar:

- 1805 - Primeira patente americana para uma máquina de lavar;
- 1915 - Primeira máquina elétrica de lavar;
- 1920s - Grande aumento das vendas de máquinas de lavar domésticas;
- 1939 - Primeira máquina de lavar automática;
- 2002 - venda de 14,5 milhões de máquinas de lavar nos Estados Unidos.

Dados do IBGE (2003 e 2012) mostram como o mercado de lavadoras de roupa vem crescendo no Brasil. A Figura 1 mostra o percentual de domicílios brasileiros que possuem máquina de lavar roupa. Percebe-se que em 2011 o número de casas que possuíam este eletrodoméstico ultrapassou o número de casas que não possuíam. Para o mercado americano, em 2009, 84% das residências possuíam máquina de lavar roupa (*U.S. Department of Housing and Urban Development*, 2010). Nota-se, portanto, que a produção deste eletrodoméstico é de interesse dos fabricantes de produtos da linha branca.

O aumento da oferta leva a consumidores cada vez mais exigentes em relação à expectativa dos produtos. Além do custo, qualidade e consumo de energia elétrica, o ruído radiado pelas máquinas é um diferencial importante e que pode resultar na decisão de compra de um dado produto. Na Europa, além das etiquetas mostrando o consumo de energia para o equipamento, tem-se também a informação sobre o nível de potência sonora radiada no processo de lavagem e no processo de centrifugação.

Figura 1 - Percentual de domicílios com máquina de lavar roupa.



Fonte: (adaptado de IBGE (2003 e 2012))

Esse trabalho foi desenvolvido em parceria com a empresa *Whirlpool Motores Elétricos* (Joinville, SC) e visa investigar o comportamento vibroacústico de um motor BLPMM (*brushless permanent magnet motor* ou motores de ímãs permanente sem escovas) através de uma análise numérica para obter o ruído radiado, e validar com resultados experimentais a fim de que a empresa possa desenvolver seus próprios motores. O uso deste tipo de motor é crescente nas máquinas de lavar roupa. Especialmente naquelas com carregamento frontal, ou seja, eixo horizontal. Esse tipo de máquina vem ganhando popularidade por apresentar melhor eficiência na lavagem das roupas, causar menos desgaste, consumir menos água e detergente (Liu, Feng, Wu e Li, 2012).

Desta forma, o objetivo geral deste trabalho consiste em desenvolver um procedimento de simulação numérica desses motores para analisar sua radiação sonora em função da rotação do motor.

Tem-se como objetivos específicos os seguintes tópicos:

- Investigar os efeitos da rotação do rotor;

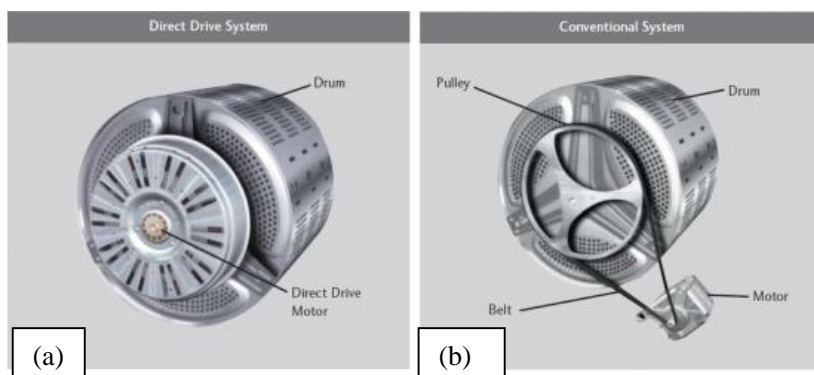
- Modelar numericamente o estator e o rotor pelo método dos elementos finitos;
- Analisar o ruído radiado pelo conjunto;
- Validar os resultados com dados experimentais.

Essa dissertação está organizada em cinco capítulos. O Capítulo 2 traz detalhes sobre o funcionamento do motor elétrico, apresentando o mecanismo de conversão de energia elétrica em energia acústica e uma introdução à análise de ordem. No Capítulo 3, o modelo numérico estrutural dos componentes é apresentado e seus resultados são validados experimentalmente. Optou-se por uma abordagem pelo método dos elementos finitos, FEM. O Capítulo 4 trata do modelo numérico da radiação sonora através do método dos elementos de contorno, BEM, e sua validação experimental. Por fim, o Capítulo 5 apresenta as conclusões do trabalho e sugestões para futuras pesquisas.

2 MOTOR ELÉTRICO

Máquinas de lavar roupa são eletrodomésticos largamente utilizados e podem ser classificadas quanto ao seu princípio de acionamento em dois tipos: acionamento direto e indireto. Motores com polias são exemplos de acionamento indireto. As de acionamento direto fazem uso dos motores BLPMM. A Figura 2 ilustra os dois exemplos; (a) com o acionamento direto e (b) com o acionamento indireto.

Figura 2 - Acionamento direto e Acionamento indireto.



Fonte: (<http://www.ukwhitegoods.co.uk/images/articles/lg-direct-drive-vs-belt-and-pulley.jpg> acesso em 24/09/13)

No acionamento direto, o motor BLPMM é acoplado diretamente no eixo da máquina. Porém, o ruído gerado por esses componentes representa uma grande preocupação, já que pode ser considerado um fator determinante na escolha de compra. Para ser competitivo no mercado é preciso satisfazer às expectativas do consumidor também em relação aos níveis de vibração e ruído.

Esses motores são compostos basicamente de dois componentes: o estator, componente que contém as bobinas, e o rotor, que possui os ímãs. A fim de se determinar o ruído e vibração desses motores é, portanto, inevitável o estudo desses componentes, que podem ser vistos na Figura 3. Nesse caso, o estator tem 36 dentes e o rotor possui 42 pólos.

Figura 3 - Estator e Rotor.



Fonte: (Whirlpool Motors)

2.1 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

De forma geral, motores elétricos tem seu funcionamento baseado na Lei de Ampère, que afirma que existe sempre um campo magnético acoplado a uma corrente elétrica fluindo por um condutor. Assim, a corrente elétrica que percorre os enrolamentos da bobina cria um campo magnético girante. Esse campo interage com o campo magnético dos ímãs produzindo o torque no eixo do motor elétrico.

A Lei de Ampère é definida como (Halliday, *et al.* 2004):

$$\oint \vec{B} d\vec{s} = \mu_0 i, \quad (2. 1)$$

onde

\vec{B} é o vetor campo magnético, [T];

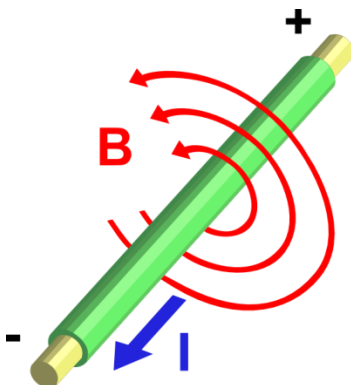
$d\vec{s}$ é o elemento de comprimento da curva, [m];

μ_0 é a permeabilidade magnética do vácuo, [N/A²];

i é a corrente percorrendo o condutor, [A].

A Figura 4 ilustra a associação de um campo magnético a um condutor transportando uma corrente.

Figura 4 - Lei de Ampère esquematizada.



Fonte:(<http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/9/91/Electromagnetism.svg>, acesso em 26 de fevereiro de 2012)

Segundo Dias, *et al.* (2005), motores trifásicos de ímãs permanentes são constituídos fundamentalmente de dois componentes: o rotor e o estator. Nesse trabalho, o termo trifásico refere-se à forma como os enrolamentos das bobinas estão arranjados.

- **Estator:** É a parte fixa do motor. Seu interior é construído com lâminas de aço envoltas por um polímero onde são colocadas as bobinas com alimentação trifásica, defasadas de 120°. Os enrolamentos são dispostos espacialmente de tal forma que as

correntes de todas as fases contribuem positivamente na geração de um campo girante.

- **Rotor:** É a parte girante da máquina, construída também com lâminas de aço. O rotor é o componente dotado de ímãs.

Nau, S. (2011) e Kalkat, M. (2014) citam algumas características dos motores de ímãs permanentes, tais como: maior eficiência, alta relação torque/corrente, alta relação torque/volume, requerem controles eletrônicos, utilização de ímãs de terras-raras ou ferrite, a não necessidade do uso de reduções, simplificação da máquina e redução no ruído.

2.2 CARACTERÍSTICAS VIBROACÚSTICAS

Lakshmikanth, *et al.* (2012) concluem que o ruído dos motores BLPMM é menor quando comparado aos motores de indução, mas mesmo assim, muitas aplicações ainda requerem motores mais silenciosos.

Gieras, *et al.* (2007) citam que, comparado ao número de pesquisas de vibração e ruído de motores de indução, poucas pesquisas foram realizadas sobre motores BLPMM. Segundo o mesmo artigo, o ruído e a vibração podem ter três origens:

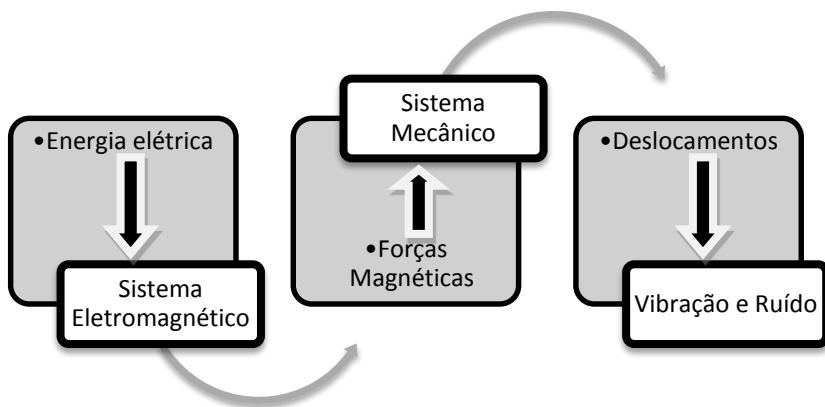
- Por efeitos magnéticos;
- Por efeitos mecânicos e montagem, tais como rolamentos;
- De origem aerodinâmica, associada com escoamento através do motor.

Ruído e vibração são fenômenos conectados em motores elétricos. Normalmente, o ruído radiado é gerado por uma superfície vibrante. O ruído gerado pelos efeitos mecânicos e aerodinâmicos são majoritariamente ligados à estrutura do motor elétrico, ou seja, sua geometria e problemas de montagem. A força magnética atuando sobre o rotor e o estator produz vibração e ruído, especialmente quando as forças de excitação são próximas às frequências naturais do motor. Em muitos

casos, o ruído é predominantemente causado pela força radial (Lakshmikanth, *et al.* 2012).

Para máquinas elétricas com potência menor que 15 kW e velocidade de rotação inferior a 1500 RPM, a principal fonte de ruído tem origem nos efeitos eletromagnéticos (Beranek e Vér, 2003). A Figura 5 ilustra o mecanismo de conversão de energia elétrica em energia acústica.

Figura 5 - Conversão de energia elétrica em energia acústica.



Fonte: (adaptado de Gieras, *et al.*(2008))

2.2.1 Forças Eletromagnéticas

Chen, *et al.* (2008) detalham as forças eletromagnéticas que atuam nos motores de ímãs permanentes. Tais forças são divididas em duas componentes: forças tangenciais e forças radiais. As forças tangenciais são fundamentais para gerar o torque, enquanto que as radiais resultam diretamente em deformação e vibração da estrutura. De acordo com o método do tensor de tensões de Maxwell, Chen, *et al.* (2008) definem que essas componentes de força são dadas por:

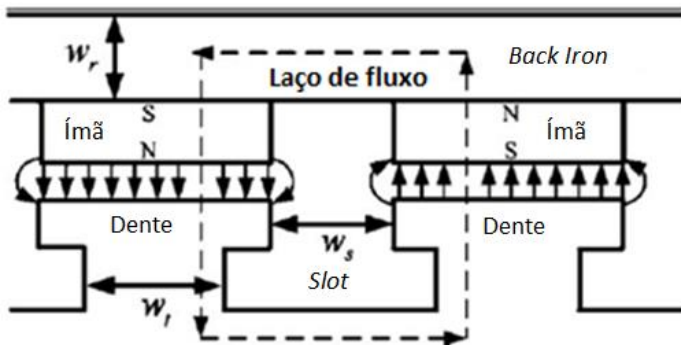
$$f_r = \frac{1}{2\mu_{ar}} (B_r^2 - B_\theta^2), \quad (2.2)$$

$$f_{\theta} = \frac{1}{\mu_{ar}} (B_r B_{\theta}), \quad (2.3)$$

onde μ_{ar} é a permeabilidade do ar, B_r e B_{θ} são as densidades de fluxo radial e tangencial, respectivamente, e f_r e f_{θ} são componentes de densidade de força radiais e tangenciais.

A densidade do fluxo no entreferro é afetada pelo nível de saturação do núcleo de aço e pela abertura dos *slots*¹. Portanto, a largura do dente do estator, w_i , do *back iron*² do rotor, w_r , e a largura dos *slots*, w_s , são fatores fundamentais da análise das forças. A Figura 6 mostra o laço do fluxo magnético.

Figura 6 - Laço de fluxo.



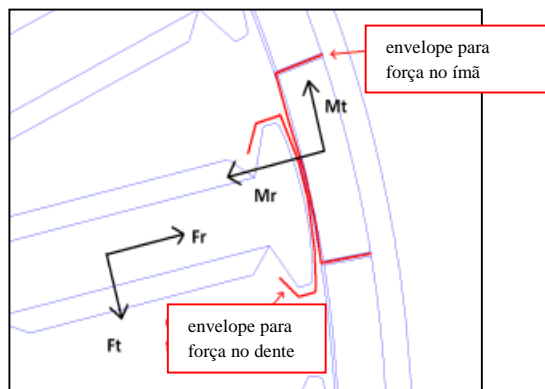
Fonte: (adaptado de: Chen, *et al.* (2008))

O cálculo das forças magnéticas envolvidas no processo do motor não será o foco do trabalho. Será meramente um dado de entrada no problema de vibração e ruído, mas, de forma geral, seu cálculo pode ser esquematizado com base na Figura 7. O fluxo eletromagnético que atravessa os envelopes que envolvem a cabeça do dente e a superfície do ímã é usado para o cálculo das componentes radiais e tangenciais das forças presentes nos dentes e ímãs.

¹ O termo *slots* refere-se ao espaço que separa os dentes do estator;

²*Back iron* é a estrutura laminada em aço atrás dos ímãs do rotor.

Figura 7 - Envelopes para o cálculo das forças magnéticas.



Fonte: (Whirlpool Motors)

2.2.2 Vibração e Ruído

Para o caso de rotor externo, objeto de estudo deste trabalho, a literatura é ainda escassa. Carmeli, Dezza e Mauri (2006) apresentam uma análise sobre a vibração e o ruído de um motor com essa configuração, mas sem especificar o número de pólos ou dentes do motor.

No caso apresentado, os maiores níveis de ruído são oriundos dos modos de cilindro do rotor, mostrados na Tabela 1. O nível de pressão sonora em função da rotação do motor pode ser visto na Figura 8. Segundo os autores, o pico em 450 RPM tem origem no modo de 204 Hz, enquanto os picos em 200 RPM e 950 RPM são atribuídos ao modo de 1008 Hz.

A Figura 9 apresenta o espectro de ordens da excitação eletromagnética. Para cada uma dessas ordens, a amplitude da excitação é constante numa faixa de frequência.

A frequência em função da ordem e da rotação é dada por:

$$f = \frac{Nk}{60}, \quad (2.4)$$

onde f é a frequência, N é a velocidade de rotação em RPM e k o número da ordem.

Por exemplo, admitindo que a primeira ordem indicada seja a ordem 32 e que a rotação varia entre 50 e 2000 RPM, de acordo com a Equação (2. 4), a faixa de frequência com amplitude constante (aproximadamente 6000 N/m²) estende-se de 26,7 Hz a 1066,7 Hz.

Tabela 1 - Modos de cilindro (Carmeli, Dezza e Mauri (2006)).




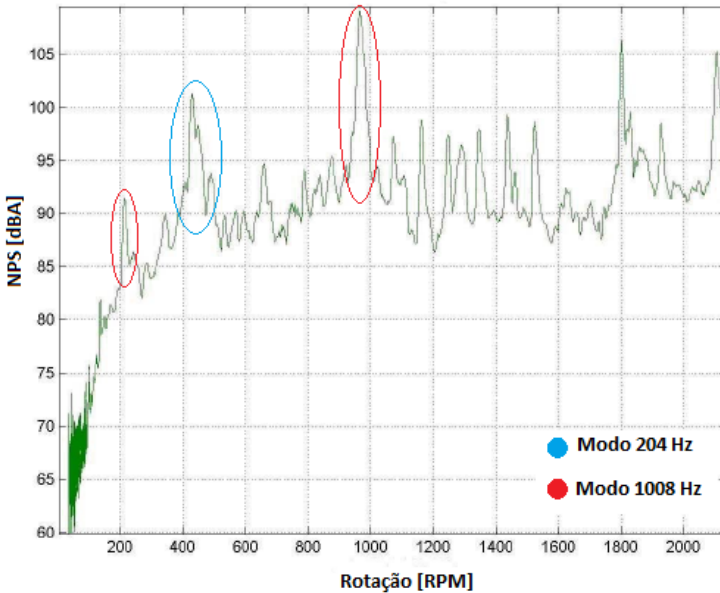
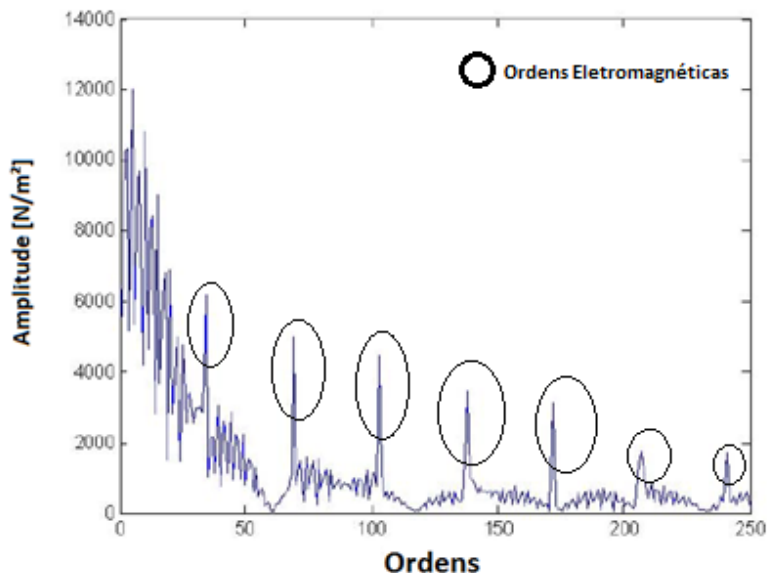
f_n [Hz]	Forma modal
204	
448	
1008	

Figura 8 - Nível de pressão sonora x rotação.



Fonte: (adaptado de: Carmeli, Dezza e Mauri (2006))

Figura 9 - Espectro de ordens da excitação.



Fonte: (Carmeli, Dezza e Mauri (2006))

As ordens eletromagnéticas são um efeito análogo à frequência de passagem de pás que ocorre em ventiladores e bombas. Por exemplo, admitindo um motor cujo rotor possui 32 pólos e o estator possui 27 dentes, quando o rotor gira, um observador fixo num ímã, sentiria o efeito da força eletromagnética interagindo com os dentes 27 vezes por giro do rotor. Já um observador fixo num dente, sofreria esse efeito na passagem dos 32 ímãs. Por isso, as ordens múltiplas de 27, nesse caso, são as chamadas ordens de rotor, enquanto as ordens múltiplas de 32 são as ordens de estator.

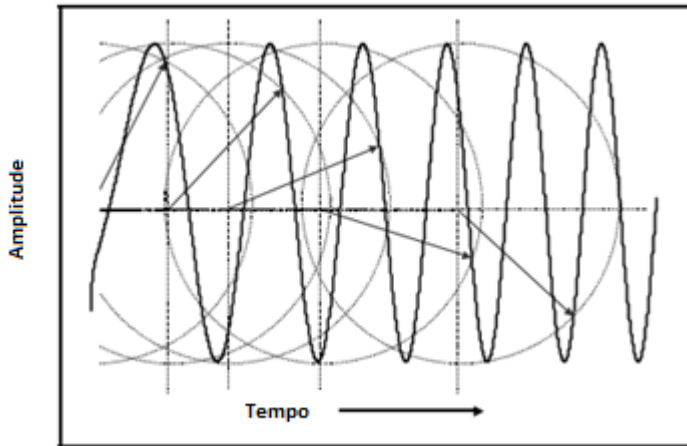
Mais detalhes sobre a análise de ordem serão apresentados na próxima seção.

2.3 ANÁLISE DE ORDEM

Blough, J. (1998) define a análise de ordem como o valor da amplitude da resposta de uma máquina rotativa ao variar a velocidade de rotação. As componentes de frequência no espectro de ruído (ou vibração) estão relacionadas com a velocidade de rotação do motor, e essas componentes variam quando o motor estiver operando numa condição de velocidade angular variável. Para o caso de ruído, além dos sinais de pressão sonora, é necessário um sinal adicional, geralmente um sinal de tacômetro indicando a rotação do eixo.

Uma ordem é um fasor que gira com uma frequência instantânea relacionada com a velocidade angular do motor. A Figura 10 mostra uma representação gráfica desse fasor. Percebe-se que a frequência da senóide aumenta com o tempo, ou seja, a velocidade de rotação está aumentando.

Figura 10 - Fasor variando com o tempo.



Fonte: (adaptador de: Blough, J. (1998))

Uma ordem pode ser definida matematicamente por:

$$X(t) = A(k, t) \sin \left[2\pi \left(\frac{k}{p} \right) t + \phi_k \right], \quad (2.5)$$

onde

$A(k,t)$ é a amplitude da ordem k como função do tempo;

ϕ_k é a fase da ordem k ;

p é o período da primeira ordem em segundos;

t é o tempo em segundos;

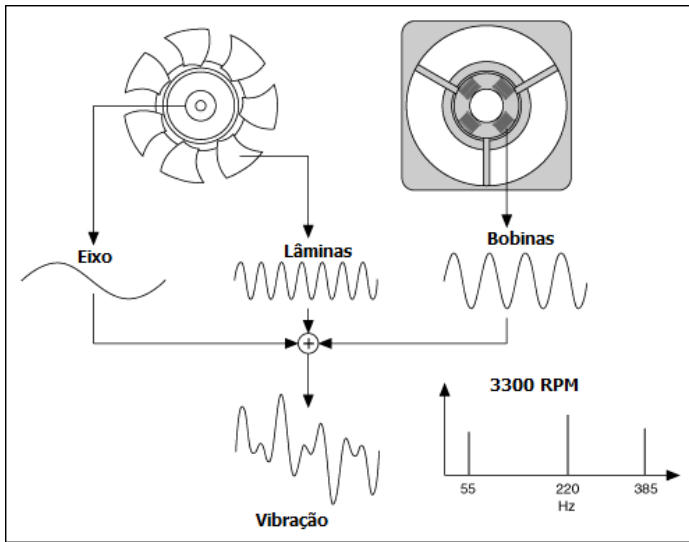
k é o número da ordem.

Em National Instruments (2005), encontra-se um exemplo de um sinal de vibração de um ventilador de computador com sete lâminas e quatro bobinas, Figura 11. Nota-se que a vibração resulta da superposição da vibração do eixo, das lâminas e das bobinas. Com uma rotação constante de 3300 RPM do eixo, ou em termos de frequência, 55 Hz, percebe-se que as lâminas produzem um sinal com uma frequência sete vezes maior, 385 Hz, e as bobinas, quatro vezes maior, 220 Hz. Diz-se, então, que se têm a quarta e sétima ordens no sinal de vibração oriundas das bobinas e das lâminas, respectivamente. Para velocidades constantes, essa simples análise por transformada rápida de Fourier (FFT) fornece os resultados indicando as frequências de forma satisfatória.

Porém, algumas características de máquinas rotativas podem apenas serem determinadas com a variação da velocidade de rotação. Podem-se observar alguns problemas, como a máquina em ressonância, somente quando a máquina se aproxima ou passa pela velocidade crítica. Por isso, os testes de vibração e ruído geralmente requerem testes de aceleração, ou desaceleração, do equipamento. No entanto, quando a velocidade de rotação muda, a largura da banda de frequência de cada harmônica aumenta, dificultando sua identificação, passando a não mais existir picos claros no espectro de frequências.

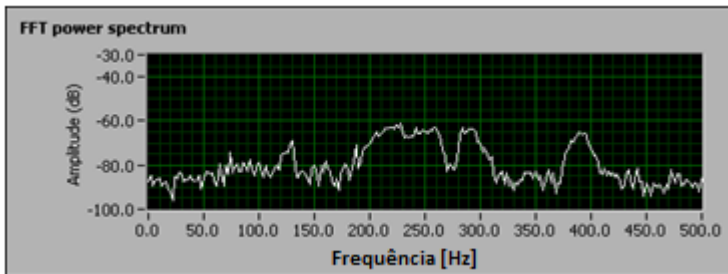
A Figura 12 mostra o espectro do sinal de vibração do ventilador ao variar a velocidade de rotação de 1000 até 4000 RPM. Percebe-se que não é mais possível identificar qualquer pico associado à qualquer uma das três partes: eixo, lâminas e bobinas.

Figura 11 - Sinal de vibração de um ventilador de computador.



Fonte: (adaptado de: http://zone.ni.com/images/reference/en-XX/help/372416A-01/pc_fan_vib_sigs.gif, acesso em 02 de novembro de 2012)

Figura 12 - Espectro de vibração do ventilador com rotação variável.

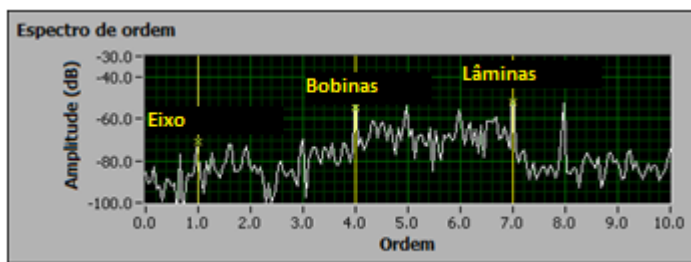


Fonte: (adaptado de: http://zone.ni.com/images/reference/en-XX/help/372416A-01/fft_spect.gif, acesso em 02 de novembro de 2012)

A análise de ordem torna possível analisar os sinais de vibração e ruído quando a velocidade de rotação varia. Ordem é a normalização da velocidade de rotação. A primeira ordem é a própria velocidade de rotação enquanto a ordem k é a velocidade de rotação multiplicada por k .

No caso do ventilador de computador, a vibração do eixo é a primeira ordem, a das bobinas, a quarta ordem, e a proveniente das lâminas, a sétima ordem. Com a análise de ordem, pode-se revelar informações que estariam possivelmente imperceptíveis numa simples análise do espectro do sinal durante a variação da velocidade. Percebe-se, assim, na Figura 13, a presença das ordens do eixo, bobinas e lâminas.

Figura 13 - Espectro de Ordem de um ventilador.



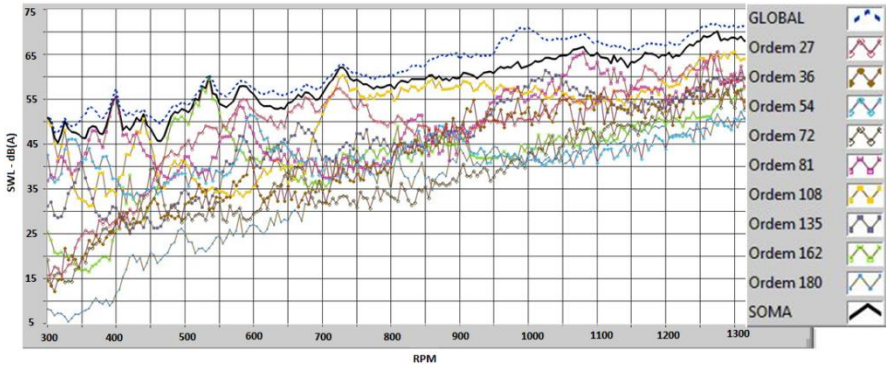
Fonte: (adaptado de: http://zone.ni.com/images/reference/en-XX/help/372416A-01/order_spect.gif, acesso em 02 de novembro de 2012)

Souza, M. (2012), apresenta o resultado experimental da análise de ordem de nível de potência sonora de um motor com estator de 27 dentes e rotor de 36 pólos. Tal resultado, apresentado na Figura 14, mostra como as ordens de origem eletromagnéticas representam a quase totalidade do ruído do motor, corroborando as conclusões de Beranek e Vér (2003).

O motor estudado neste trabalho de dissertação, segundo medições realizadas pela empresa, apresenta potência máxima de 600 W e velocidade máxima de rotação de 1400 RPM, o que sugere que as forças eletromagnéticas devem representar a principal fonte geradora de ruído.

Ainda na Figura 14, a curva azul pontilhada representa o nível de potência sonora global do ruído, em dB(A), em função da rotação do rotor e a curva preta contínua representa a soma das ordens eletromagnéticas.

Figura 14 - Ordens eletromagnéticas e ruído global.



Fonte: (adaptado de: Souza, M. (2012))

O Capítulo 4 apresenta resultados experimentais semelhantes a esse. Um mapa de intensidade dos níveis de potência sonora em função da rotação e das ordens é apresentado. As principais ordens são identificadas e comparadas com o ruído global e, finalmente, essas principais ordens são calculadas numericamente.

Brandt, Lagö, Ahlin e Tuma (2005) alertam para a necessidade de somar até 5 ordens laterais simetricamente distribuídas ao redor da ordem de interesse para compensar possíveis erros de espalhamento.

2.4 RESUMO DO CAPÍTULO

Observa-se da revisão da literatura técnica, poucos trabalhos relacionados à geração de ruído em motores elétricos, particularmente em motores BLPMM.

Apesar de ter um princípio de funcionamento simples, a combinação de parâmetros tais como rotação, número de dentes do estator e número de pólos do rotor, gera uma grande quantidade de componentes de frequência que excitam a vibração no rotor e no estator.

A análise de ordem é fundamental nesse estudo uma vez que permite identificar quais serão as componentes de frequência que excitarão o motor através das forças eletromagnéticas e, além disso, permite identificar em quais dessas ordens o motor é mais sensível e tem maior resposta em níveis de potência sonora.

Para a análise da radiação sonora do conjunto que forma o motor, é preciso identificar as frequências naturais e respectivos modos de vibração. O próximo capítulo apresenta o desenvolvimento do modelo numérico estrutural dos componentes do motor (estator e rotor) e a validação experimental do modelo.

3 MODELO NUMÉRICO ESTRUTURAL

Para a modelagem estrutural do motor, optou-se por dividir o motor em seus dois principais componentes (rotor e estator) e o modelo foi desenvolvido no programa comercial Ansys Workbench, que utiliza o método dos elementos finitos (FEM). A validação do modelo numérico estrutural foi feita com os resultados das análises modais experimentais dos componentes.

Com o modelo validado, as forças eletromagnéticas são aplicadas e a solução do campo de deslocamentos sob essas forças, juntamente com a malha estrutural são importadas para o programa comercial LMS Virtual.lab, a fim de resolver o modelo vibroacústico e obter a radiação sonora por componente. A análise de radiação sonora será apresentada no Capítulo 4.

3.1 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS - FEM

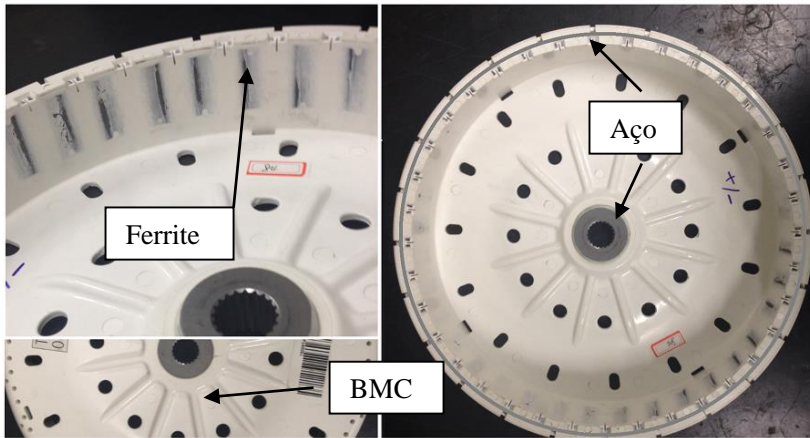
O método FEM tem se estabelecido como o método de análise de estruturas. Baseia-se num sistema discreto de equações, escritas de forma matricial, que representam os efeitos de massa e rigidez de uma estrutura contínua. A estrutura é dividida em pequenas áreas, ou volumes, conhecidos como elementos. Não há restrições sobre a complexidade geométrica da estrutura, pois as matrizes de massa e rigidez são montadas a partir da contribuição de cada elemento finito, os quais possuem formas simples. Cada elemento possui uma formulação matemática associada à sua geometria simplificada, independente da complexidade da estrutura geral. Os contornos dos elementos são definidos quando os nós são conectados por uma única curva ou superfície polinomial. Nos elementos mais comuns, a mesma descrição polinomial é usada para relacionar os deslocamentos do elemento com os deslocamentos dos nós. Esse processo é chamado de interpolação da função forma. Como os nós de contorno são compartilhados entre elementos vizinhos, o campo de deslocamentos é contínuo ao longo dos contornos de elemento (Friswell e Mottershead, 1995).

A seguir serão apresentados os modelos em FEM desenvolvidos para o rotor e o estator.

3.2 ROTOR

O motor estudado possui um rotor com 36 pólos magnéticos, construído em BMC, aço e ferrite, conforme mostrado na Figura 15. O círculo destacado em cinza representa as lâminas do *back iron*, as quais estão localizadas no interior do polímero.

Figura 15 - Vista geral do rotor e materiais utilizados.

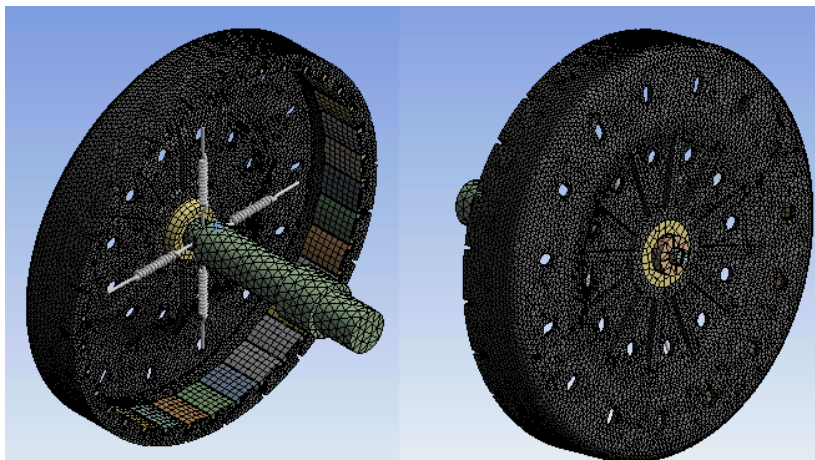


Fonte: (do autor)

3.2.1 Elementos

A malha estrutural do rotor foi construída, em sua maioria, por elementos do tipo SOLID187, que são elementos tridimensionais, com 10 nós e 3 graus de liberdade por nó (translação nas direções X, Y e Z). O tamanho médio dos elementos para a estrutura plástica do rotor é de 4 mm, 8 mm para o eixo e 6 mm para os outros componentes. Foram também utilizados 4 elementos do tipo COMBIN14, que são elementos longitudinais de rigidez/amortecimento. Esses elementos representam a rigidez dos mancais que sustentam o eixo. No total, a malha do rotor é composta por 121.904 elementos e 233.870 nós. A malha do rotor pode ser vista na Figura 16.

Figura 16 - Malha estrutural do rotor.

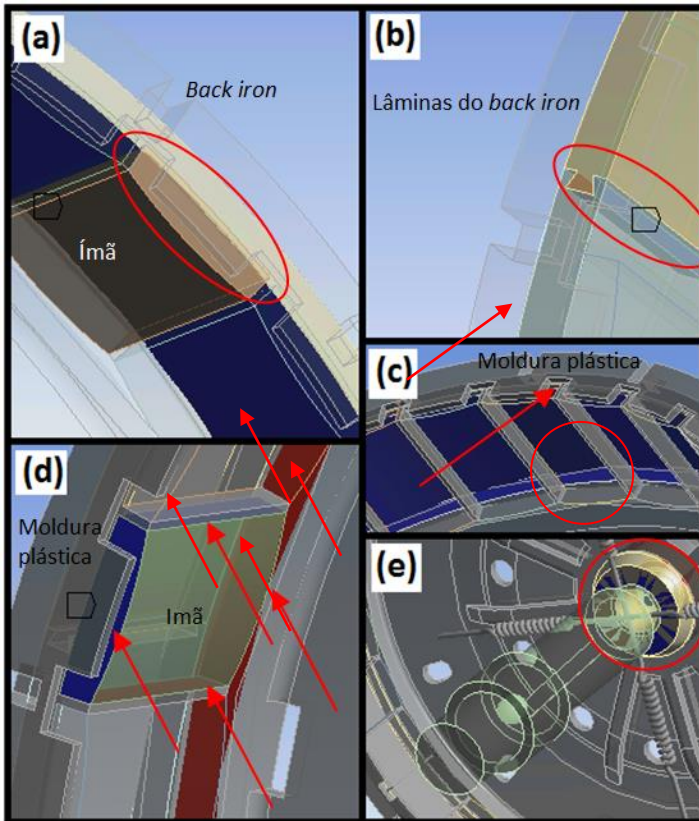


Fonte: (do autor)

3.2.2 Contatos

O rotor possui cinco categorias de contatos: entre ímãs e *back iron* (Figura 17a), entre os segmentos de *back iron* (Figura 17b), entre a moldura plástica e o *back iron*, que está no interior da moldura, (Figura 17c), entre a moldura plástica e os ímãs (Figura 17d) e os contatos de montagem do eixo (Figura 17e). Para o rotor, todos os contatos foram definidos como tendo o comportamento do tipo *bonded*. Normalmente, o contato entre objetos é considerado uma não-linearidade, pois a rigidez de interface pode variar dependendo da aproximação entre os corpos, mas o contato do tipo *bonded* pode ser resolvido sem a consideração da não-linearidade, já que as superfícies são consideradas coladas durante o procedimento da análise. Considera-se que há uma elevada rigidez normal e tangencial entre os componentes. Esta rigidez é calculada internamente pelo programa e possui um valor constante (LENZI NETO, 2013).

Figura 17 - Regiões de contato do modelo do rotor.



Fonte: (do autor)

3.2.3 Propriedade dos materiais

Para caracterizar as propriedades mecânicas dos materiais, uma análise modal experimental foi feita. Mais detalhes dessa análise serão apresentados no Item 3.2.5.

A moldura plástica do rotor, mostrada na Figura 18, é feita de BMC, que é um polímero e suas propriedades, segundo o sítio MatWeb e as utilizadas no modelo, estão sintetizadas na Tabela 2.

Tabela 2 - Propriedades mecânicas - Moldura do rotor - BMC.

Propriedade	MatWeb	Modelo
Densidade [kg/m ³]	1400-2180	1930
Módulo de elasticidade [GPa]	8,5-25,0	12,3

Figura 18 - Moldura plástica do rotor.



Fonte: (do autor)

Os ímãs são feitos de ferrite e suas propriedades se encontram na Tabela 3. Os segmentos de estrutura laminada que compõe o *back iron* foram modelados como um sólido de material com propriedades ortotrópicas. As propriedades mecânicas do aço utilizados se encontram na Tabela 4. Os demais componentes foram modelados em aço de acordo com a Tabela 5.

Tabela 3 - Propriedades mecânicas dos ímãs - Ferrite.

Propriedade	MatWeb	Modelo
Densidade [kg/m ³]	4800	4830
Módulo de elasticidade [GPa]	-----	90

Tabela 4 - Propriedades mecânicas do *back iron* - Aço ortotrópico.

Propriedade	MatWeb	Modelo
Densidade [kg/m^3]	7870	7250
Módulo de elasticidade X [GPa]	205	200
Módulo de elasticidade Y [GPa]	205	200
Módulo de elasticidade Z [GPa]	205	20
Módulo de cisalhamento XY [GPa]	80	77
Módulo de cisalhamento YZ [GPa]	80	77
Módulo de cisalhamento XZ [GPa]	80	7,7

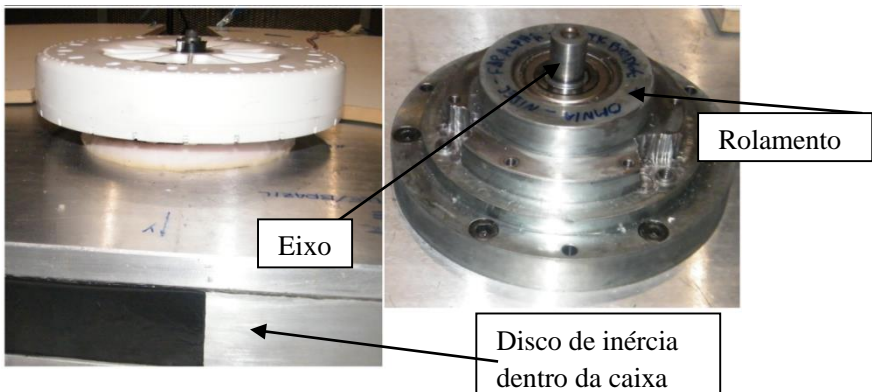
Tabela 5 - Propriedades mecânicas dos outros componentes - Aço.

Propriedade	MatWeb	Modelo
Densidade [kg/m^3]	7870	7850
Módulo de elasticidade [GPa]	205	200

3.2.4 Condições de Contorno

A montagem do rotor na bancada de ensaio consiste no acoplamento do rotor ao eixo, que é sustentado por um rolamento e que suporta um disco de inércia. A bancada pode ser vista na Figura 19 .

Figura 19 - Fixação do rotor.

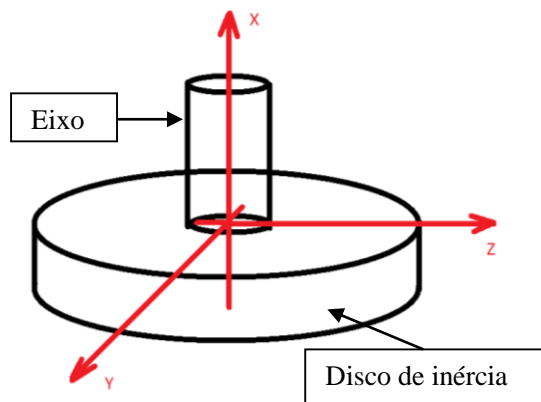


Fonte: (do autor)

No modelo numérico, o programa permite a criação de uma estrutura denominada *point mass* (ponto de massa). Essa estrutura permite entrar com as propriedades de inércia de um corpo sem ter que modelá-lo geometricamente e aplicar os respectivos materiais, reduzindo assim o número de elementos e, conseqüentemente, o tempo de processamento.

Para simplificar o modelo, um ponto de massa foi aplicado no eixo para representar os efeitos de inércia do disco. O disco tem 40 kg de massa e momentos de inércia de 1 kgm² em relação ao eixo X e 0,5 kgm² em relação aos eixos Y e Z. As orientações desses eixos estão esquematizadas na Figura 20.

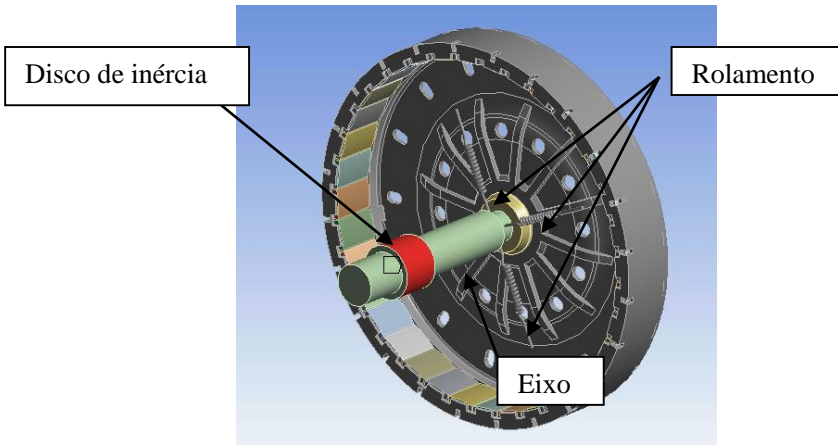
Figura 20 - Orientação dos eixos do disco de inércia



Fonte: (do autor)

Os elementos de rigidez citados no Item 3.2.1 representam o rolamento, já que a hipótese do eixo engastado no rotor não representa corretamente a flexibilidade que o rolamento apresenta, mesmo que pequena. A rigidez longitudinal dos 4 elementos que simulam o rolamento é de $1,2 \times 10^8$ N/m. Prashad (2004) calcula a rigidez para rolamentos obtendo valores entre 10^8 e 10^9 N/m. Detalhes das condições de contorno são mostrados na Figura 21.

Figura 21 - Condições de contorno do rotor.



Fonte: (do autor)

3.2.5 Validação Experimental

Para a validação do modelo numérico do rotor, foram feitas duas análises modais experimentais. A primeira, com o rotor livre-livre para ajustar as propriedades dos materiais do modelo, enquanto que a segunda foi feita com o motor fixo para validar as condições de contorno. Nos dois casos, o rotor foi excitado com um martelo de impacto nas direções radial e axial, conforme a Figura 22.

Na análise modal experimental livre-livre, o suporte da peça foi feito com um eixo de nylon, para evitar que os cabos de sustentação encostassem no rotor. Tal eixo possui massa de 42 g, ou seja, cerca de 1,12% da massa do rotor, que é 3725 g. Por isso, o efeito de adição de massa foi ignorado. Foi também desprezado o efeito de adição da massa do acelerômetro, que é 2,9 g (Brüel&Kjaer, 2009), ou seja, cerca de 0,08% da massa do rotor. Graças às condições de suporte do rotor, o impacto do martelo foi feito sempre no mesmo ponto e o acelerômetro posicionado em vários pontos do rotor.

Figura 22 - Ponto e direção de excitação.



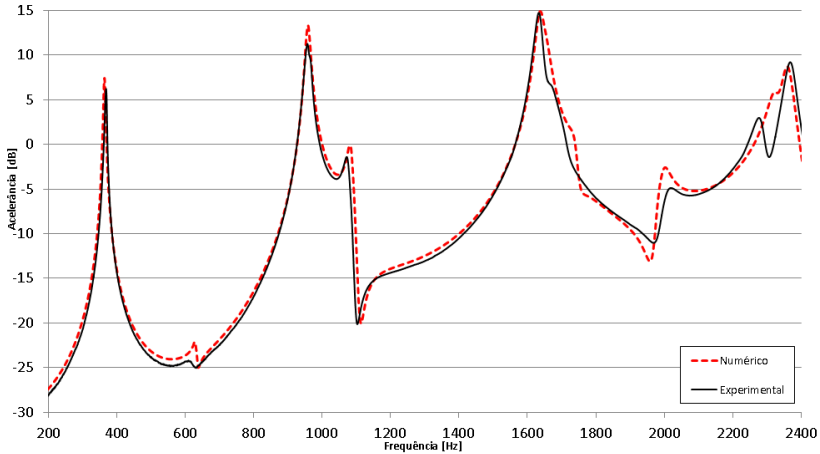
Fonte: (do autor)

Como a carcaça do rotor é fabricada em polímero, cujo material dificulta a excitação com martelo de impacto em ampla faixa de frequência, a análise foi feita até 2,4 kHz¹ com resolução de 0,5 Hz. Curvas de função resposta em frequência (FRF) desse experimento foram comparadas com o modelo numérico do rotor também livre, ou seja, o modelo numérico livre-livre não considera a presença do eixo, do ponto de massa que simula o disco de inércia e os elementos COMBIN14 que atuam como o rolamento. A Figura 23 representa a resposta na forma de aceleração ($m/s^2/N$) com excitação radial e resposta também radial. A

¹No próximo capítulo, será apresentada a ordem 55 como responsável por maior radiação de potência sonora, a qual abrange frequência máxima de 1330 Hz. Para a ordem 28, a maior frequência é 680 Hz, e de 1980 Hz para a ordem 82. Portanto, a faixa de frequência até 2,4 kHz, usada na validação experimental, é considerada adequada.

excitação ocorreu no ponto indicado na Figura 22 enquanto a resposta foi medida num ponto 180° distante no sentido da circunferência do rotor.

Figura 23 - Acelerância rotor livre-livre.

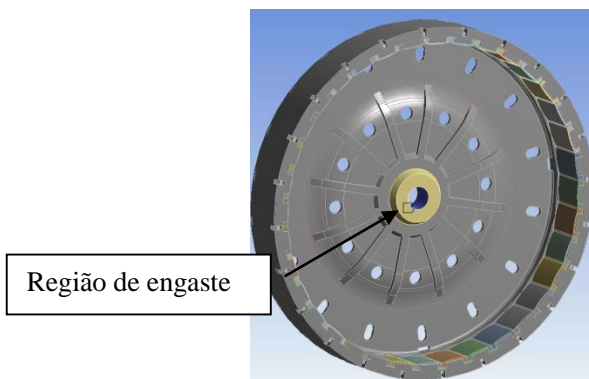


Fonte: (do autor)

Uma boa concordância entre os resultados experimentais (curva preta cheia) e os resultados obtidos através do modelo numérico (curva vermelha tracejada) é observada na Figura 23. As propriedades dos materiais foram então consideradas satisfatoriamente ajustadas e seguem os valores na coluna Modelo das tabelas apresentadas no Item 3.2.3.

Considerando que as propriedades mecânicas dos materiais do modelo estão suficientemente precisas, um estudo acerca da fixação do rotor no suporte da bancada de medição de potência sonora foi feito. Primeiramente, considerou-se o rotor engastado ao eixo, como mostra a Figura 24.

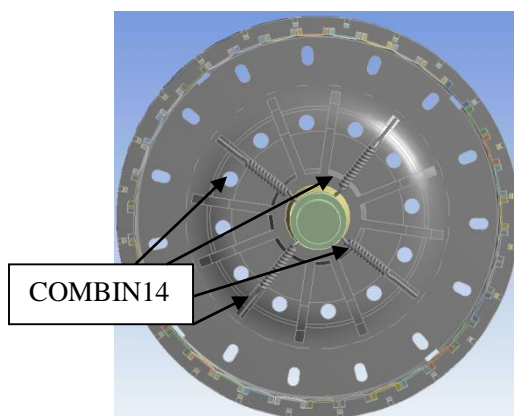
Figura 24 - Rotor engastado.



Fonte: (do autor)

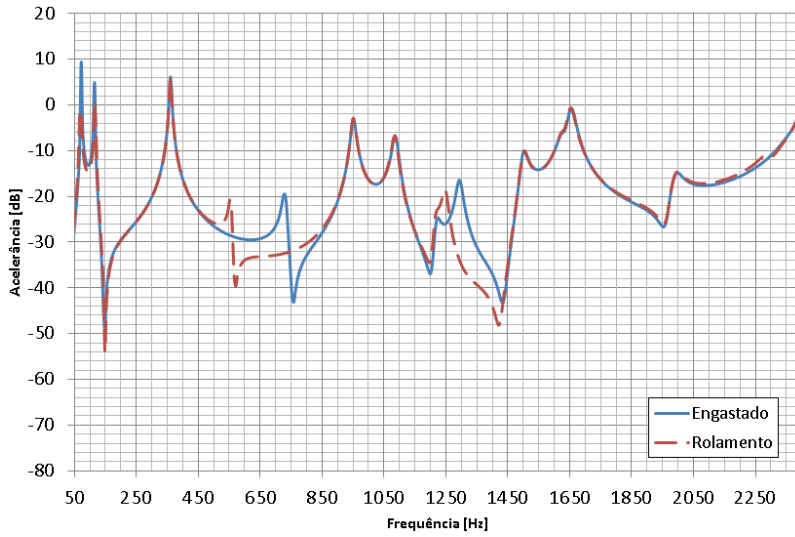
Em segundo lugar, o modelo numérico considerou a presença do eixo e os elementos COMBIN14 simulando a presença do rolamento. Essa configuração está mostrada na Figura 25. A comparação das acelerações para os dois casos é mostrada na Figura 26. Para essas duas análises, os pontos de excitação (direção axial) e resposta (direção axial) foram os mesmos e são mostrados na Figura 27.

Figura 25 - Rotor com rolamento.



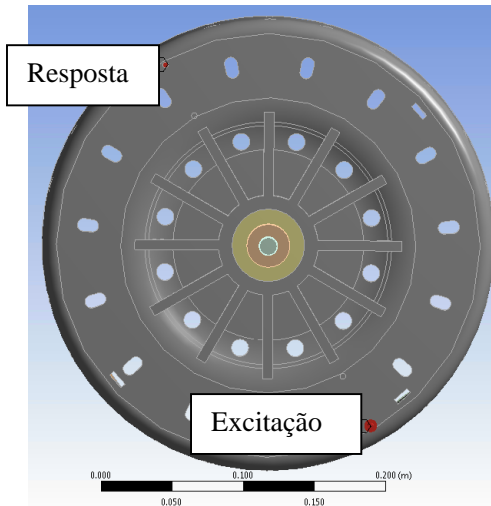
Fonte: (do autor)

Figura 26 - Comparação das condições de contorno do modelo numérico.



Fonte: (do autor)

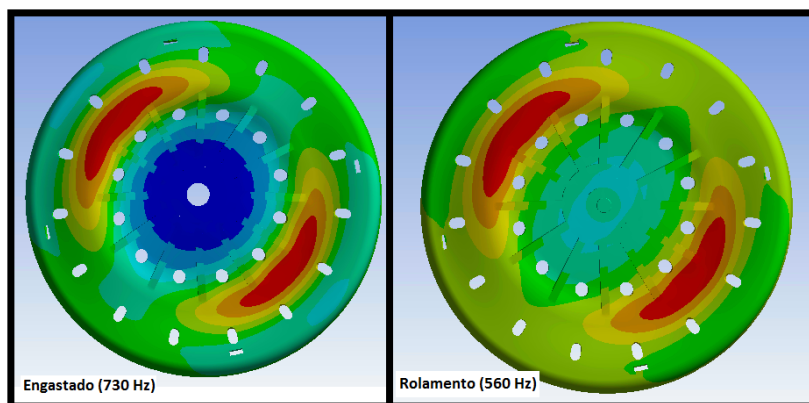
Figura 27 - Pontos de excitação e resposta - Modelo do rotor.



Fonte: (do autor)

Na Figura 26, a curva azul cheia representa a resposta considerando o rotor engastado, enquanto a curva tracejada vermelha, a resposta considerando a pequena flexibilidade que o rolamento permite. A maior discrepância entre as curvas ocorre justamente nos modos que envolvem a região de fixação da peça. Para o primeiro caso, esse modo possui frequência de 730 Hz, enquanto no segundo caso, essa frequência natural é 560 Hz, aproximadamente. Este modo está mostrado na Figura 28.

Figura 28 - Comparação dos modos.



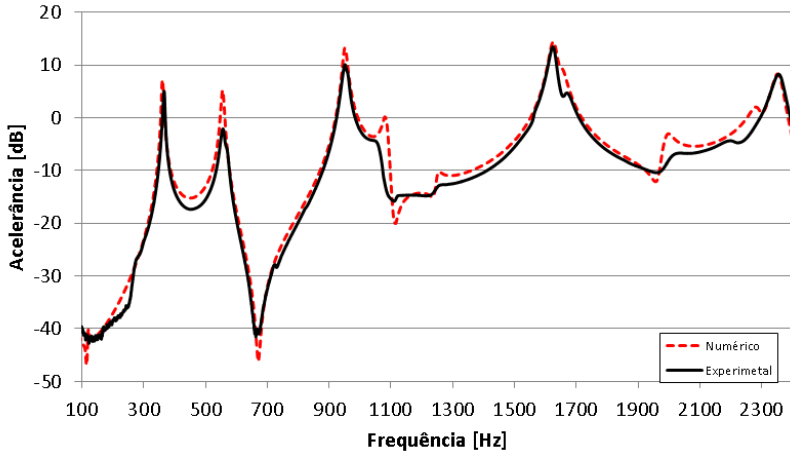
Fonte: (do autor)

Após esta análise do modelo numérico, os dados foram comparados com os da análise modal experimental do rotor fixo. Neste experimento, o rotor também foi excitado com um martelo de impacto nas direções radiais e axiais. A resposta da aceleração em função da frequência, com excitação e resposta radiais, pode ser vista na Figura 29 e a resposta da aceleração com excitação e resposta na direção axial está mostrada na Figura 30.

Nas duas figuras, a curva preta cheia representa o resultado experimental e a vermelha tracejada, o resultado numérico. Observou-se que o modelo que apresentou melhor concordância com os dados experimentais considerou a presença do rolamento. Os dados

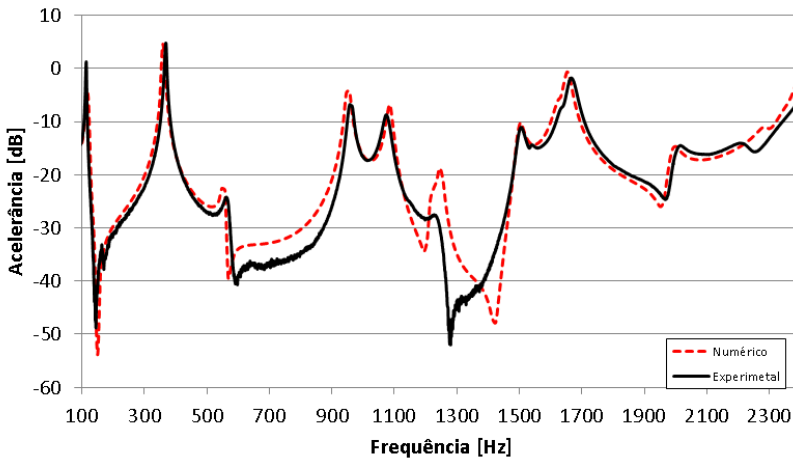
experimentais também correspondem aos pontos de excitação e resposta da Figura 27.

Figura 29 - Acelerância rotor (excitação e resposta radiais).



Fonte: (do autor)

Figura 30 - Acelerância rotor (excitação e resposta axiais).



Fonte: (do autor)

Nessas curvas numéricas, as propriedades mecânicas dos materiais foram ligeiramente ajustadas de acordo com os resultados da análise modal experimental anterior, para o rotor na condição livre-livre, e a fixação do rotor considera a presença dos elementos COMBIN14, cuja rigidez foi ajustada de acordo com a análise modal experimental do rotor fixo. O modelo tem um fator de perda global de 0,8%. A concordância entre as curvas foi considerada adequada.

No próximo capítulo, ao analisar a radiação sonora, os principais modos de vibração serão apresentados juntamente com as respostas da radiação sonora.

3.2.6 Forças Aplicadas

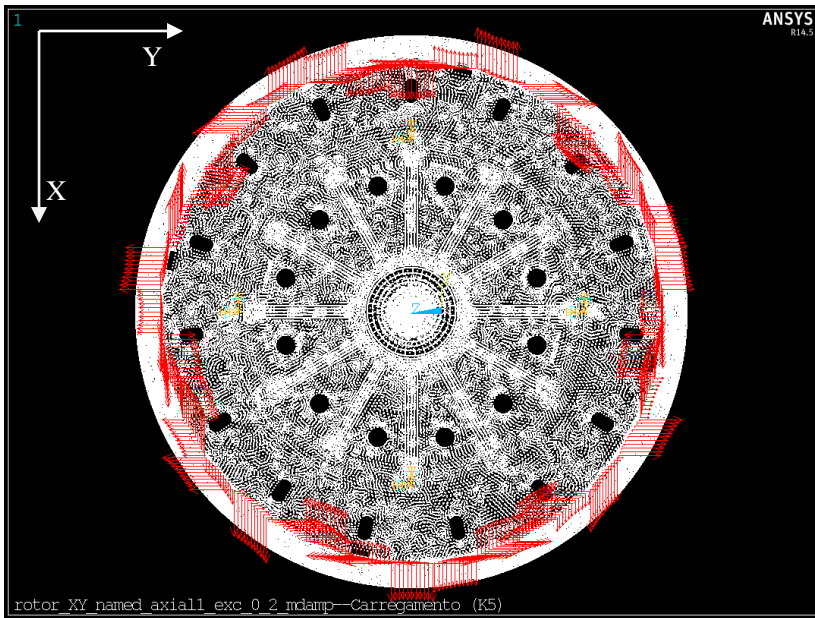
Uma vez validado o modelo numérico do rotor, as forças geradas pelo campo eletromagnético foram aplicadas. Como o objetivo final é obter o ruído radiado ao longo da faixa de rotação de motor, as forças foram aplicadas para cada ordem. Numa mesma ordem, a amplitude da força é constante na faixa de frequência, cujos valores extremos podem ser calculados através da Equação (2. 4). As forças são fornecidas pela empresa, que as calcula utilizando o *software* Maxwell. A Tabela 6 mostra a faixa de frequência de interesse para 3 ordens em função da rotação do motor:

Tabela 6 - Faixa de frequência por ordem.

Ordem	Frequência em 300 RPM [Hz]	Frequência em 1450 RPM [Hz]
28	140,0	680,0
55	275,0	1329,2
82	410,0	1981,7

Comumente, as forças eletromagnéticas do motor são tratadas com suas componentes radiais e tangenciais, num sistema cilíndrico de coordenadas, mas os dados recebidos foram calculados decompondo essas componentes num sistema de coordenadas cartesianas com origem coincidente com o centro do rotor. A distribuição das forças pode ser vista na Figura 31.

Figura 31 - Forças aplicadas no rotor.



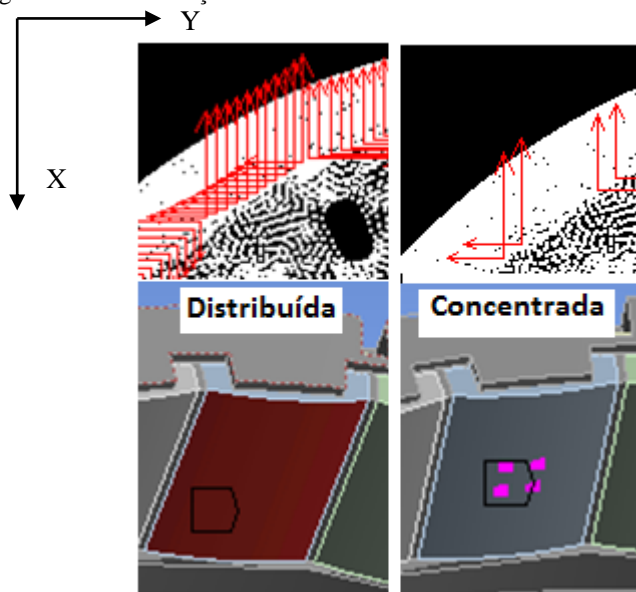
Fonte: (do autor)

A forças foram calculadas pela empresa para três situações: rotor e estator perfeitamente concêntricos; com uma excentricidade dinâmica de 20% da folga radial, ou seja, 0,2 mm, e com uma excentricidade dinâmica de 40% da folga radial (0,4 mm). Em alguns casos, foram também aplicadas componentes axiais da força. A componente axial (na direção Z) foi considerada tendo valor de 10% da força na direção X. Essa componente axial pode ter origem em problemas na montagem do motor, em que o rotor e o estator podem não estar no mesmo plano e essa força é então originada. Esse valor de 10% foi o que apresentou melhor concordância entre os dados experimentais e numéricos.

A Figura 31 mostra as forças da ordem 28 e com excentricidade de 20% aplicadas de forma distribuídas no rotor. A excentricidade muda apenas a amplitude das forças, mas as ordens relevantes no espectro de excitação mantêm-se as mesmas.

As forças aplicadas foram distribuídas ao longo de toda superfície dos ímãs exposta ao fluxo eletromagnético. Foi também analisada a aplicação das forças em apenas quatro nós de cada ímã. Essas duas configurações de aplicação de forças são mostradas na Figura 32.

Figura 32 - Rotor: forças distribuídas e concentradas.



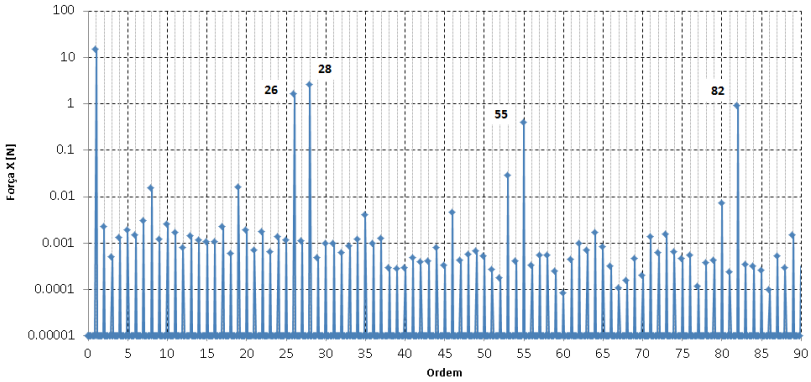
Fonte: (do autor)

O espectro de ordens da excitação na direção X sem excentricidade pode ser visto na Figura 33 e, para a direção Y, na Figura 34. Destacam-se as ordens 26, 28, 55, 82, as quais são chamadas ordens do rotor. Nas duas direções, as amplitudes das forças são bastante próximas.

Percebe-se que essas ordens se destacam em pares, por exemplo, a ordem 26 e a ordem 28 estão adjacentes à ordem 27. Esse efeito ocorre devido à forma como essas forças foram calculadas. As forças no rotor foram calculadas em relação a um observador fixo enquanto a velocidade de rotação do rotor varia de 300 até 1450 RPM. Caso estas forças fossem calculadas em relação a um observador que acompanha a rotação do rotor,

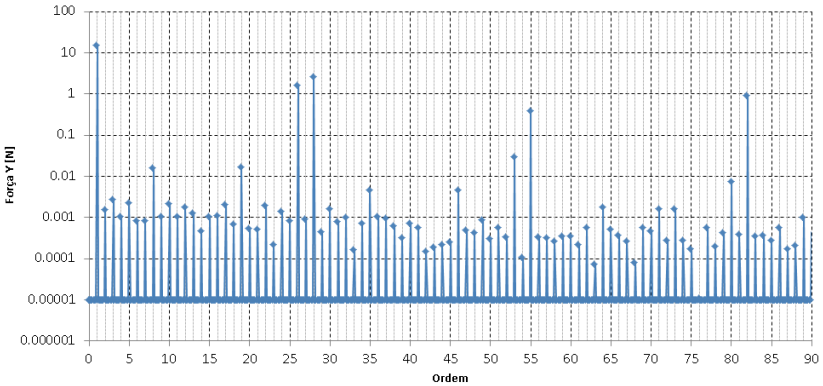
essa modulação não ocorreria e as ordens destacadas seriam somente a 27, 54 e 81.

Figura 33 - Espectro de ordens da excitação no rotor em X.



Fonte: (do autor)

Figura 34 - Espectro de ordens da excitação no rotor em Y.

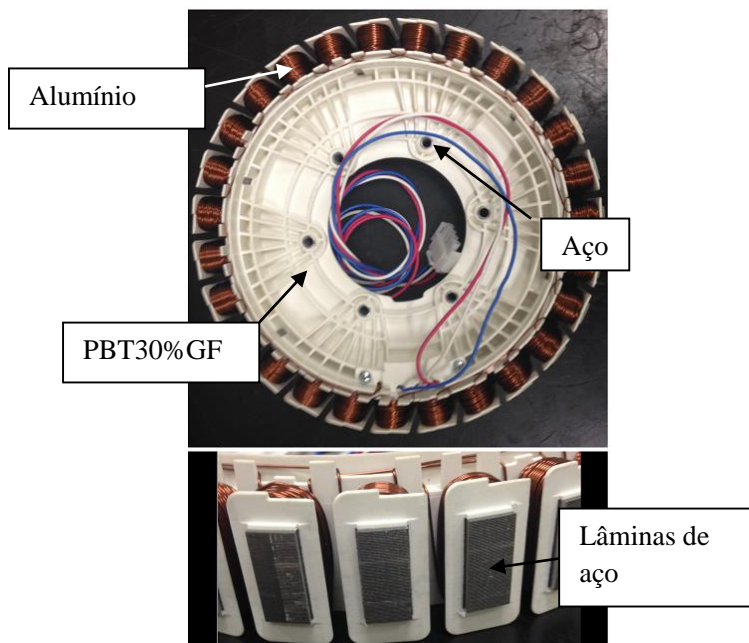


Fonte: (do autor)

3.3 ESTATOR

O estator do motor estudado possui 27 dentes. Suas lâminas são construídas em aço, os enrolamentos das bobinas são feitos de fios de alumínio e sua moldura plástica é de PBT30%GF. O estator está mostrado na Figura 35.

Figura 35 - Vista geral do estator e materiais utilizados.

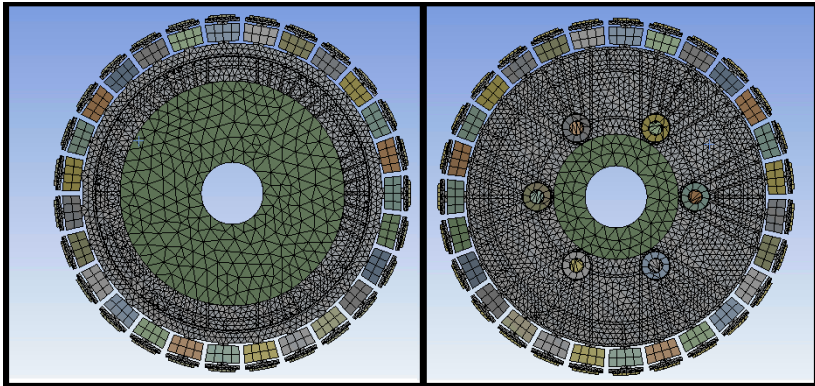


Fonte: (do autor)

3.3.1 Elementos

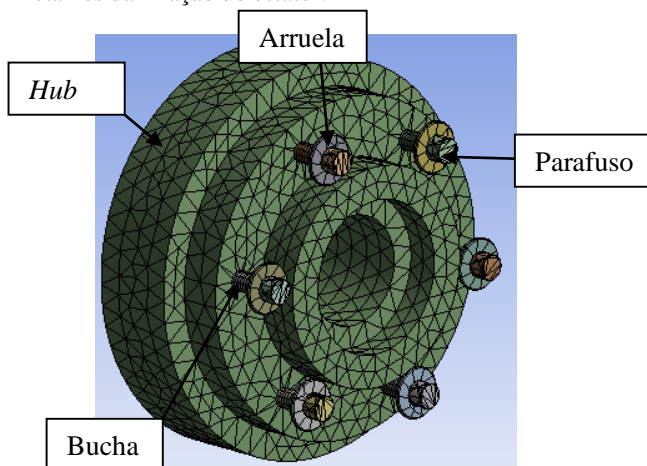
Assim como o rotor, a maior parte dos elementos da malha do estator é do tipo SOLID187. O tamanho médio dos elementos para a moldura plástica é de 5 mm, 4 mm para os elementos que compõem as lâminas de aço, 8 mm para as arruelas e parafusos, 6 mm para as buchas, 10 mm para o suporte de fixação do estator (*hub*) e enrolamentos e 1 mm para o cordão de solda que une as lâminas. No total, a malha do estator é composta por 145.202 elementos e 338.075 nós. A malha está mostrada na Figura 36. Detalhes da fixação estão mostrados na Figura 37.

Figura 36 - Malha estrutural do estator.



Fonte: (do autor)

Figura 37 - Detalhes da fixação do estator.

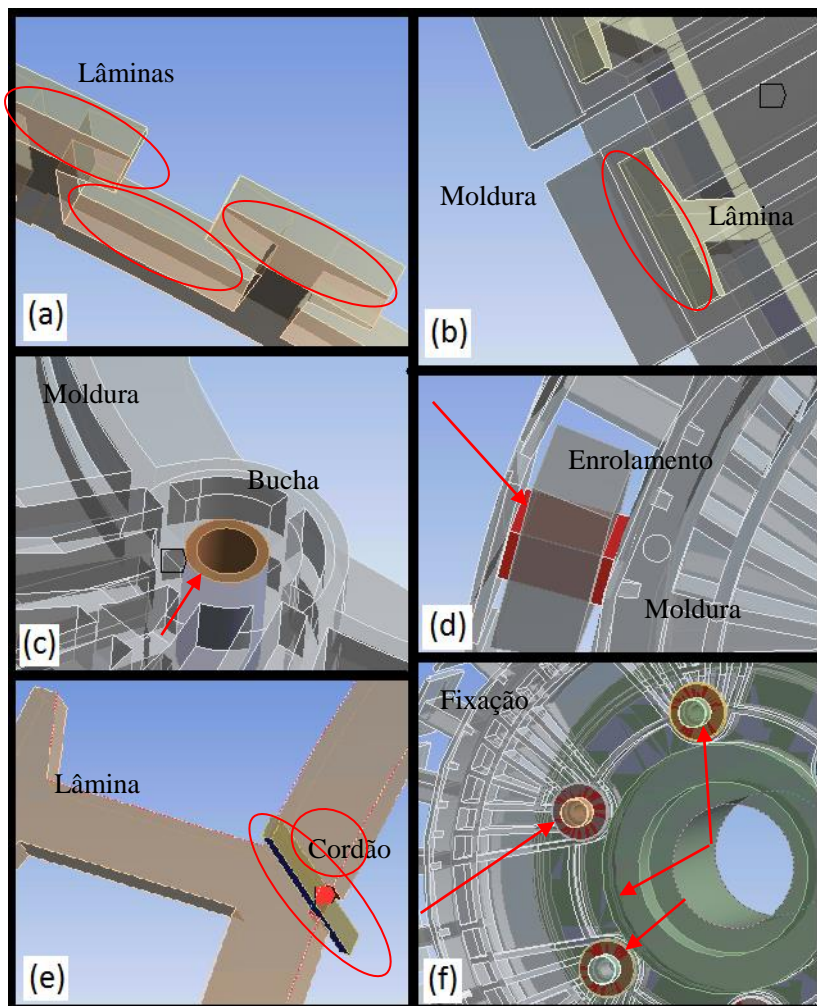


Fonte: (do autor)

3.3.2 Contatos

O estator possui 6 categorias de contatos: entre as lâminas que formam seu núcleo (Figura 38a), entre as lâminas e a moldura plástica (Figura 38b), entre as buchas e a moldura plástica (Figura 38c), entre os enrolamentos e a moldura plástica (Figura 38d), entre os cordões de solda e as lâminas (Figura 38e) e entre os elementos de fixação (Figura 38f). O contato entre as buchas e a moldura, entre os enrolamentos e a moldura plástica, entre os cordões de solda e as lâminas e entre os elementos de fixação foram definidos como do tipo *bonded*. Os entre as lâminas e entre as lâminas e a moldura plástica foram definidos como do tipo *frictional*. Esse tipo de contato permite, dependendo do carregamento, que o contato se separe e também permite o escorregamento entre as superfícies de acordo com o modelo de atrito de Coulomb. O coeficiente de atrito entre as lâminas foi ajustado para 0,35 e, para o contato entre as lâminas e a moldura plástica, o valor de 0,45 foi adotado. Esses valores foram ajustados por tentativa e erro, a fim de ajustar as curvas de função resposta em frequência que serão apresentadas na seção de validação experimental.

Figura 38 - Regiões de contato do modelo do estator.



Fonte: (do autor)

3.3.3 Propriedade dos materiais

A caracterização dos materiais também foi feita com o auxílio de uma análise modal experimental. Os detalhes dessa análise serão apresentados no Item 3.3.5.

A moldura plástica do estator é feita de tereftalato de polibutileno com 30% de fibra de vidro (PBT30%GF). Suas propriedades segundo o sítio MatWeb e as utilizadas nas simulações numéricas são apresentadas na Tabela 7.

Tabela 7 - Propriedades mecânicas do PBT30%GF.

Propriedade	MatWeb	Modelo
Densidade [kg/m ³]	1140 - 1970	1450
Módulo de elasticidade [GPa]	0,824 - 11,9	40

Para o estator, Wang, *et al.* (1999) obteve resultados satisfatórios modelando as lâminas de um estator como uma estrutura ortotrópica e considerando apenas os efeitos de massa dos enrolamentos. Neste trabalho, melhores resultados foram obtidos considerando ainda a presença de algumas lâminas ao invés de um sólido único. No total, o núcleo de aço do estator foi dividido em 8 lâminas. As propriedades para cada uma delas estão sintetizadas na Tabela 8. A Tabela 9 apresenta as propriedades dos enrolamentos de alumínio.

Tabela 8 - Propriedades mecânicas das lâminas - Aço ortotrópico.

Propriedade	MatWeb	Modelo
Densidade [kg/m ³]	7870	7700
Módulo de elasticidade X [GPa]	205	80
Módulo de elasticidade Y [GPa]	205	190
Módulo de elasticidade Z [GPa]	205	190
Módulo de cisalhamento XY [GPa]	80	7,4
Módulo de cisalhamento YZ [GPa]	80	73
Módulo de cisalhamento XZ [GPa]	80	7,4

Tabela 9 - Propriedades mecânicas dos enrolamentos - Alumínio.

Propriedade	MatWeb	Modelo
Densidade [kg/m ³]	2700	1500
Módulo de elasticidade [GPa]	68	70

As buchas utilizam as propriedades da Tabela 10, enquanto os outros elementos de aço seguem a Tabela 11.

Tabela 10 - Propriedades mecânicas das buchas - Aço.

Propriedade	MatWeb	Modelo
Densidade [kg/m ³]	7870	7700
Módulo de elasticidade [GPa]	205	200

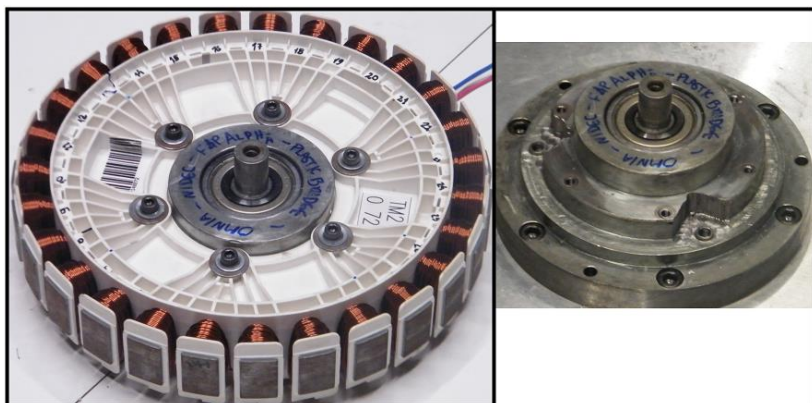
Tabela 11 - Propriedades mecânicas dos outros componentes - Aço.

Propriedade	MatWeb	Modelo
Densidade [kg/m ³]	7870	7850
Módulo de elasticidade [GPa]	205	200

3.3.4 Condições de Contorno

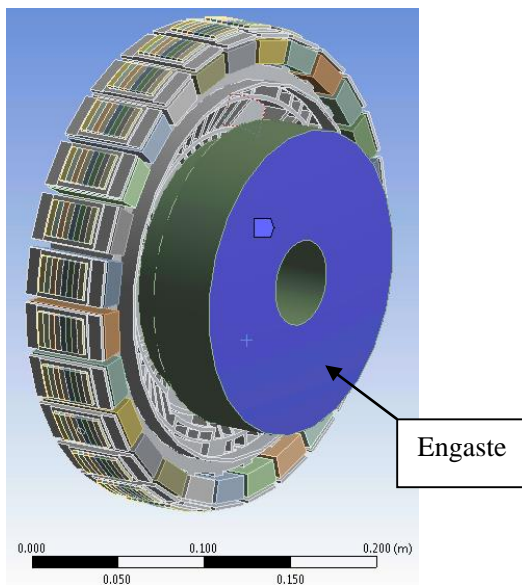
A fixação do estator na bancada de medição de potência sonora simula a fixação do estator à estrutura da lavadora. O estator é fixado ao *hub* por seis parafusos e, no modelo numérico, os deslocamentos do *hub* são considerados nulos. A Figura 39 mostra o estator parafusado ao *hub* e o *hub* em detalhe. Na Figura 40, a região de engaste do *hub* no modelo estrutural numérico do estator é mostrada.

Figura 39 - Estator e hub.



Fonte: (do autor)

Figura 40 - Região de engaste do estator.



Fonte: (do autor)

3.3.5 Validação Experimental

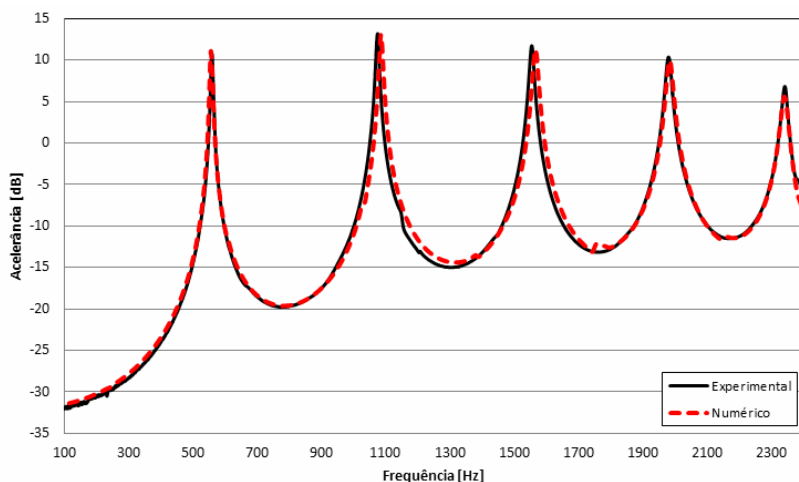
Como no caso do rotor, para a validação do modelo numérico do estator, foram feitas duas análises modais experimentais. A primeira com o estator livre-livre para ajustar as propriedades dos materiais do modelo. A segunda análise modal experimental foi feita com o estator fixado no *hub* a fim de validar as condições de contorno. Nos dois experimentos, o estator foi excitado com um martelo de impacto nas direções radial e axial.

O estator é um componente com mais massa que o rotor, 4200g, e os procedimentos para a montagem do experimento livre-livre e transdutores utilizados foram semelhantes à análise modal do rotor. Assim, o efeito de adição de massa desses componentes foi novamente negligenciado.

O polímero que compõe a carcaça do estator também dificulta a excitação via martelo de impacto em ampla faixa de frequência, mas mais uma vez, as análises foram conduzidas até 2,4 kHz. A Figura 41 representa a resposta em forma de aceleração com excitação radial e resposta também radial. A excitação ocorreu numa cabeça de dente a resposta foi medida num dente 180° distante.

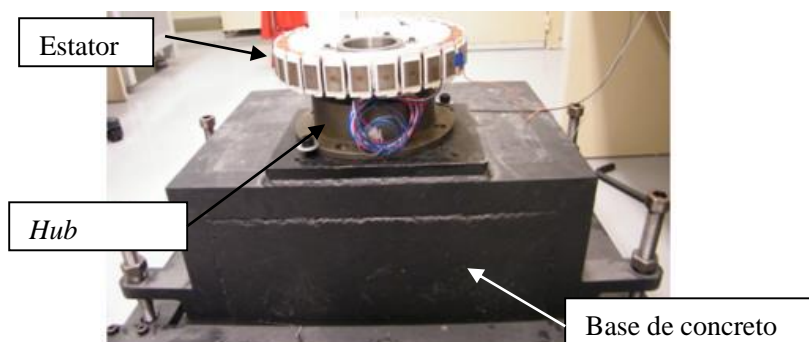
Visto que foi observada uma boa concordância entre os resultados obtidos pelo modelo numérico desenvolvido (curva vermelha tracejada) e os resultados experimentais (curva preta cheia), as propriedades mecânicas dos materiais apresentadas no Item 3.3.3 foram então consideradas satisfatórias. O amortecimento do modelo foi definido por material. Mais precisamente, para os dois materiais que constituem a maior parte do estator: a moldura plástica, com um fator de perda de 1,2%, e o pacote de lâminas do núcleo do estator, com um fator de amortecimento de 0,5%.

Figura 41 - Acelerância estator livre-livre.



Fonte: (do autor)

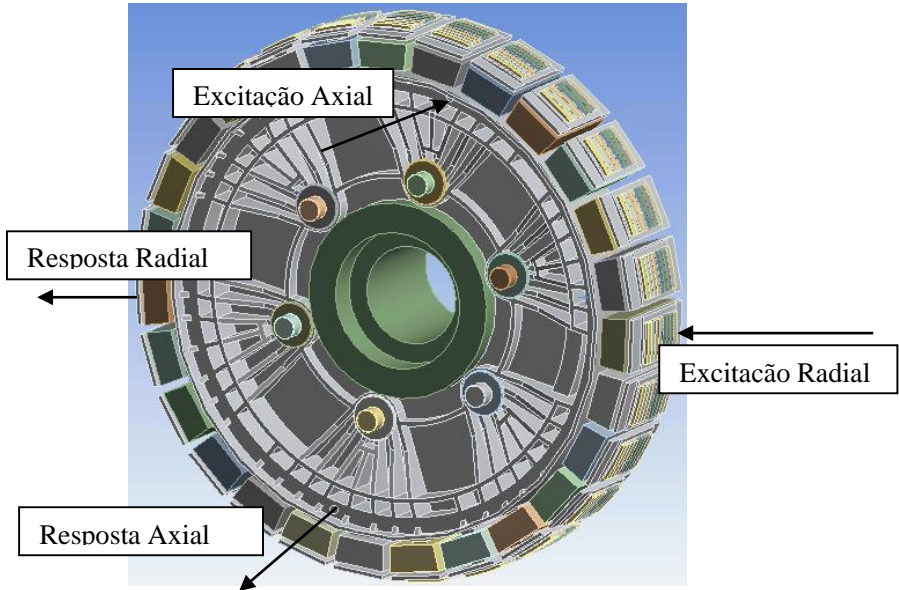
Considerando que as propriedades mecânicas dos materiais estão suficientemente precisas, o comportamento da fixação do estator foi estudado. Uma análise modal experimental do estator fixado no *hub* foi realizada. O *hub* foi fixado numa grande base de concreto a fim de simular a condição de engaste, conforme mostra a Figura 42.

Figura 42 - Fixação do estator no *hub* e do *hub* na base.

Fonte: (do autor)

A Figura 43 indica os pontos de excitação e resposta.

Figura 43 - Pontos de excitação e resposta do estator.

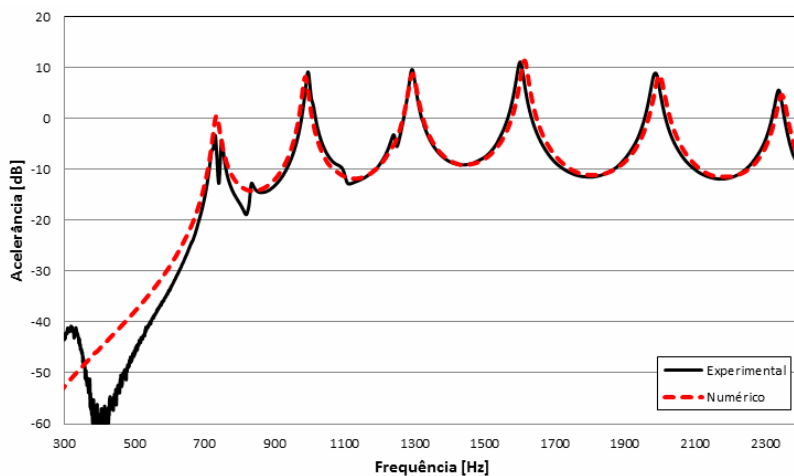


Fonte: (do autor)

A resposta da aceleração em função da frequência, com excitação e resposta radiais, pode ser vista na Figura 44 e, uma resposta da aceleração com excitação e resposta axiais está mostrada na Figura 45.

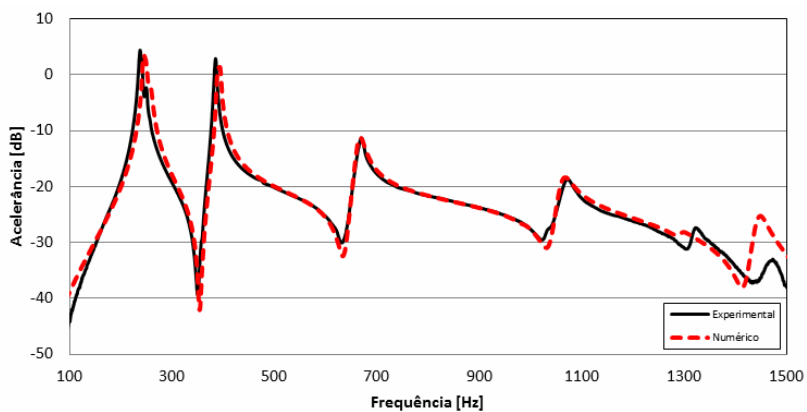
Nas duas figuras, a curva preta cheia representa o resultado experimental e a vermelha tracejada, o resultado numérico. Para uma primeira análise, a concordância entre os dados foi considerada adequada. Para frequências mais altas, o pacote de lâminas dificulta um melhor ajuste do modelo na direção axial. Os principais modos de vibração do estator serão apresentados no próximo capítulo, ao analisar a radiação sonora.

Figura 44 - Acelerância estator (excitação e resposta radiais).



Fonte: (do autor)

Figura 45 - Acelerância estator (excitação e resposta axiais).

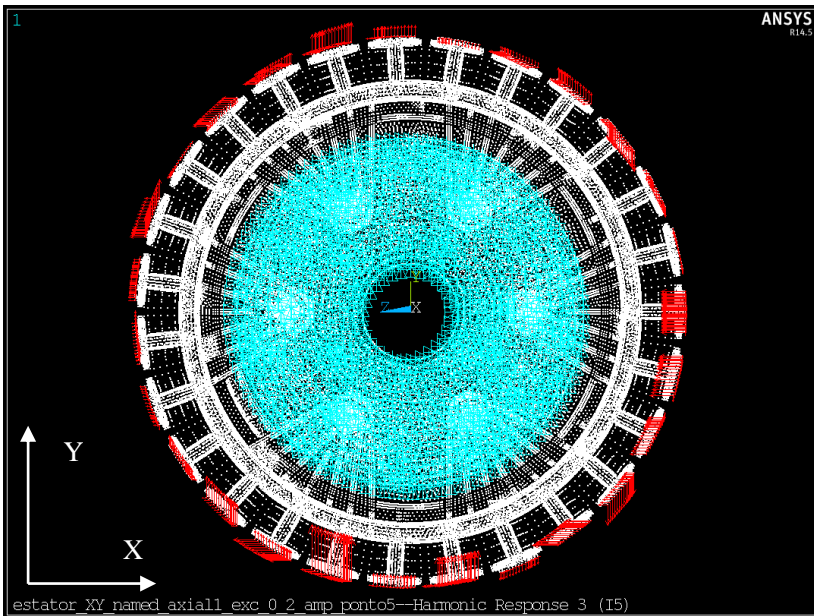


Fonte: (do autor)

3.3.6 Forças Aplicadas

Assim como no caso do rotor, uma vez validado o modelo, as forças geradas pelo campo eletromagnético foram aplicadas. No estator, as forças também foram aplicadas para cada ordem de interesse e com suas componentes radiais e tangenciais decompostas nas direções X e Y, de acordo com a Figura 46.

Figura 46 - Forças aplicadas no estator.



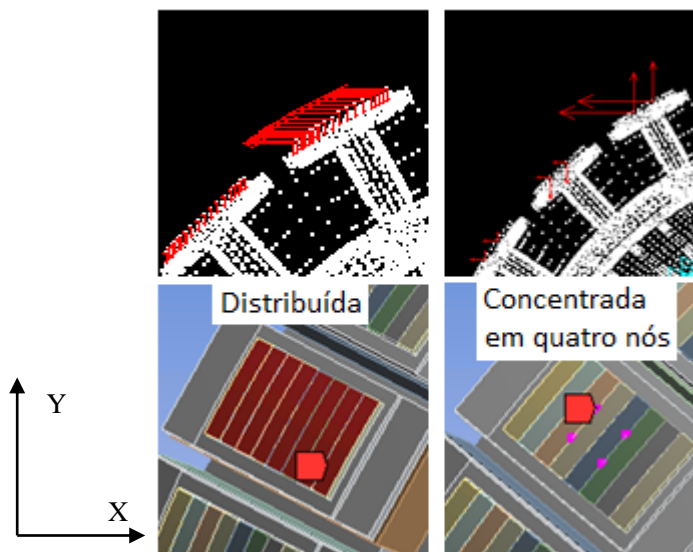
Fonte: (do autor)

As forças para o estator foram também calculadas pela empresa para as três situações citadas no Item 3.2.6: rotor e estator perfeitamente concêntricos; excentricidade dinâmica de 20% e excentricidade dinâmica de 40%. Para alguns casos, a componente axial foi também considerada.

Os efeitos da aplicação da força concentrada em nós centrais dos dentes do estator ou em toda a superfície da cabeça do dente sobre a

radiação sonora foram estudados. Essas duas configurações de aplicação das forças são mostradas na Figura 47.

Figura 47 - Estator: forças distribuídas e concentradas.

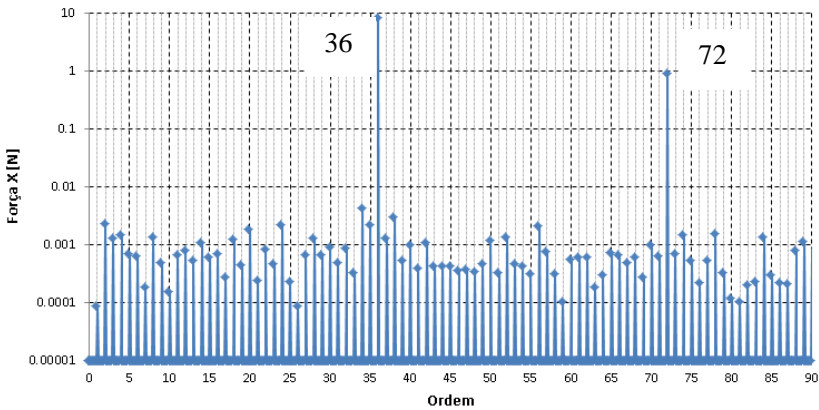


Fonte: (do autor)

O espectro de ordens da excitação na direção X sem excentricidade pode ser visto na Figura 48. Como para o rotor, o espectro para a direção Y é semelhante ao da direção X.

No caso do estator, percebe-se que as ordens destacadas são as ordens múltiplas de 36. Como o estator é o componente fixo do motor, ao se calcular as forças eletromagnéticas também num referencial fixo, não ocorre a modulação vista no rotor e as ordens de maior amplitude se relacionam diretamente com o número de pólos do rotor. As ordens múltiplas de 36 são as chamadas ordens do estator.

Figura 48 - Espectro de ordens da excitação no estator em X.



Fonte: (do autor)

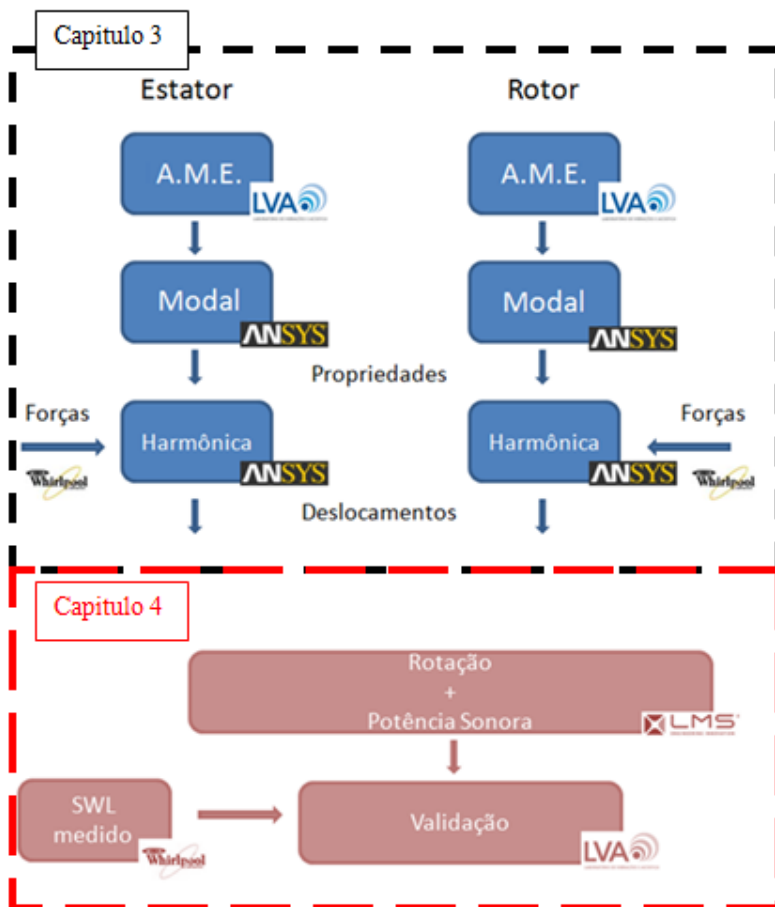
3.4 RESUMO DO CAPÍTULO

O Capítulo 3 tratou do modelo estrutural dos componentes do motor BLPMM. As propriedades e condições de contorno do modelo foram ajustadas por experimentos de análise modal. As curvas de função resposta em frequência do modelo apresentaram boa concordância com os resultados experimentais.

Detalhes sobre as forças eletromagnéticas, tais como quais ordens excitam os componentes, foram apresentados. Os deslocamentos obtidos pelo modelo numérico quando as forças eletromagnéticas são aplicadas serão usados para a análise da radiação sonora. O modelo estrutural foi considerado adequado.

Na Figura 49 tem-se de forma esquemática o resumo do Capítulo 3 e os próximos passos do Capítulo 4.

Figura 49 - Capítulo 3 esquematizado



Fonte: (do autor)

4 MODELO NUMÉRICO DA RADIAÇÃO SONORA

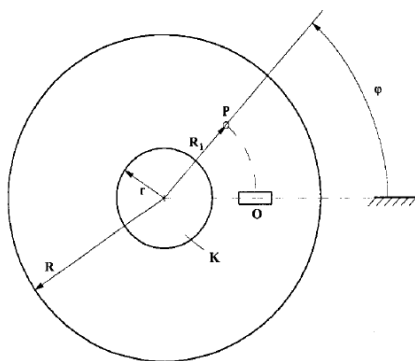
Este capítulo apresenta a modelagem numérica para a radiação sonora do motor pelo método dos elementos de contorno (BEM). Informações sobre os efeitos da rotação do rotor na radiação sonora são também apresentadas.

4.1 EFEITOS DA ROTAÇÃO

Inicialmente, será apresentada uma análise dos efeitos da rotação nas frequências de ressonância e na radiação sonora. Wassermann, J. e Springer, H. (2001) abordam os efeitos da rotação num disco de aço (diâmetro interno de 116 mm, diâmetro externo de 276 mm e massa de 1100 g) e estabelecem que a rotação gera uma pré-tensão, aumentando a rigidez da estrutura.

Quanto à pressão sonora, para um observador e disco parados, como mostra a Figura 50, a pressão sonora pode ser expressa pela Equação (4. 1).

Figura 50 - Disco e observador parados.



Fonte: (Wasserman e Springer (2001))

$$p_k(O, t) = \sum_n p_n^k e^{i\Omega_k t}, \quad (4. 1)$$

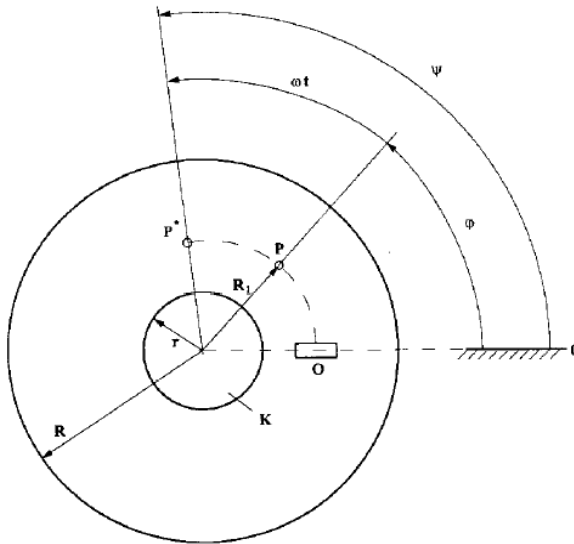
onde p_k é a pressão no observador, p_n^k é a n-ésima componente de pressão do modo k na superfície, Ω_k é a frequência do modo k e t , o tempo.

Por outro lado, para um observador parado e disco girando, como mostra a Figura 51, um só modo gera um espectro de frequência dado pela Equação:

$$p_k(O, t) = \sum_n p_n^k e^{i(\Omega_k + n\omega)t}, \quad (4.2)$$

onde p_k é a pressão no observador, p_n^k é a n-ésima componente de pressão do modo k na superfície, Ω_k é a frequência do modo k , ω é a velocidade de rotação e t , o tempo.

Figura 51 - Disco girando com rotação fixa e observador parado.

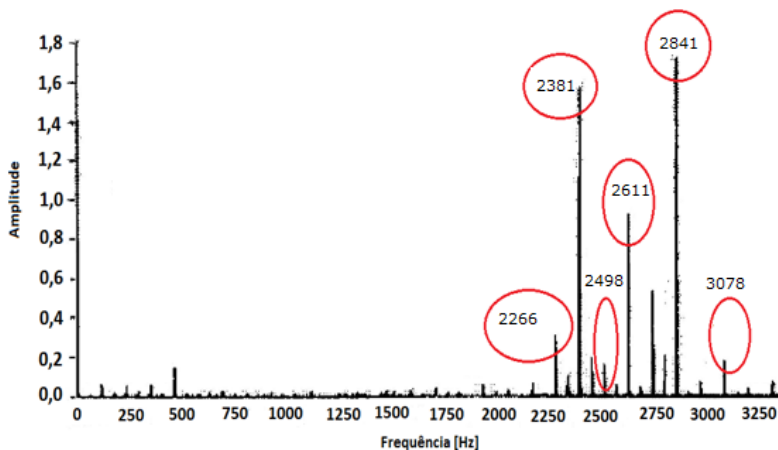


Fonte: (Wasserman e Springer (2001))

Neste último caso, Equação (4.2), o espectro é mais complexo, dificultando a correta identificação do modo que está gerando o ruído. Medições de pressão sonora não mostram apenas picos de pressão sonora nas frequências naturais do disco, mas sim em frequências naturais moduladas pela velocidade de rotação.

Os autores realizaram um experimento em que foi medida a pressão sonora do disco na rotação que apresentou os maiores níveis de ruído, 3456 RPM (ou 57,6 Hz), juntamente com o sinal de vibração do disco. O espectro de pressão sonora, Figura 52, apresenta componentes relevantes em 2266 Hz, 2381 Hz, 2611 Hz, 2841 Hz e 3078 Hz.

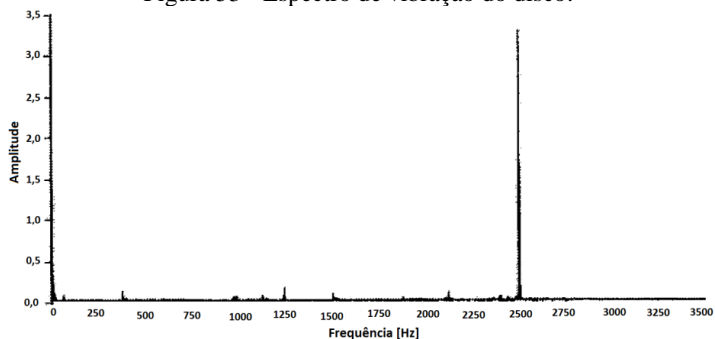
Figura 52 - Espectro de pressão sonora do disco girando. 3456 RPM



Fonte: (adaptado de: Wasserman e Springer (2001)).

A Figura 53 mostra o espectro de vibração quando o disco está girando com a velocidade de 3456 RPM, que apresenta apenas uma componente destacada em 2498 Hz.

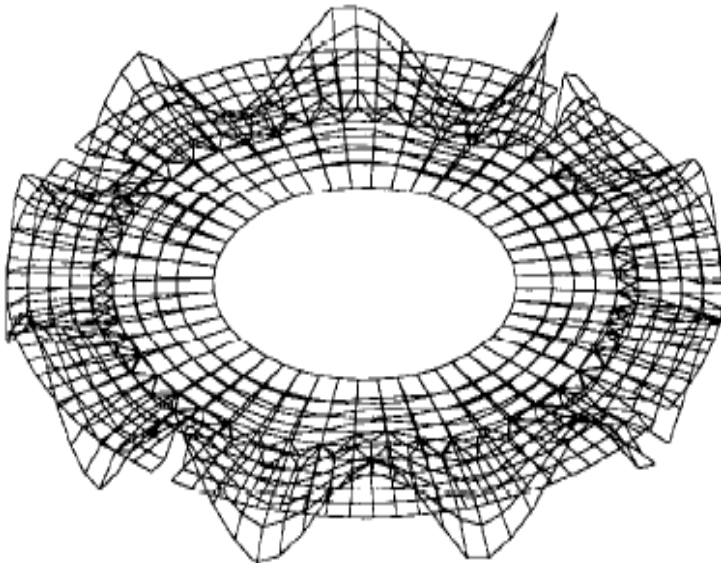
Figura 53 - Espectro de vibração do disco.



Fonte: (adaptado de: Wasserman e Springer (2001))

Uma análise modal experimental do disco parado mostrou que em 2491 Hz existe um modo natural de membrana do disco, Figura 54. A frequência desse modo encontra-se bastante próxima da frequência de vibração medida com o disco girando. O efeito do aumento de rigidez provocado pela rotação explica esse leve desvio da frequência natural do modo. Apesar da componente de 2498 Hz ser muito menor que as outras no espectro de pressão sonora, esse modo de membrana em 2491 Hz é o responsável pelo ruído do disco quando em movimento de giro.

Figura 54 - Modo de membrana em 2491 Hz.



Fonte: (Wasserman e Springer (2001))

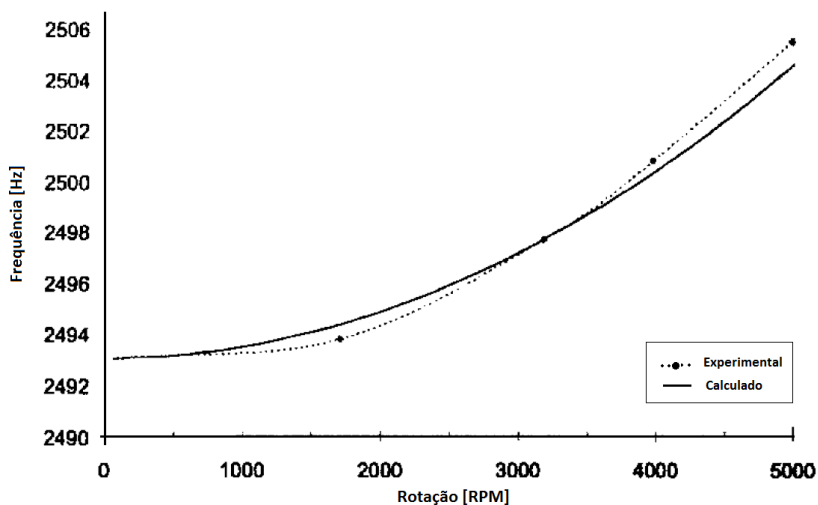
Segundo os autores, o aumento da frequência natural pode ser calculado pela Equação (4. 3):

$$f_1 = f_0 \sqrt{1 + \alpha \left(\frac{f_R}{f_0}\right)^2}, \quad (4. 3)$$

onde f_1 é a frequência natural considerando o aumento da rigidez, f_0 é a frequência natural do disco parado, f_R é a frequência de rotação do disco e α é um fator geométrico que depende da forma modal do correspondente modo de f_0 .

Usando a Equação (4. 3) e $\alpha = 8,33$, Wassermann e Springer calcularam o aumento na frequência natural para o modo de 2491 Hz e compararam com dados experimentais, como mostra a Figura 55. A curva cheia representa os dados calculados e a pontilhada, os dados experimentais.

Figura 55 - Aumento da frequência natural em função da rotação.



Fonte: (adaptado de: Wasserman e Springer (2001))

Através da Equação (4. 2) é esperado o surgimento de componentes no espectro de pressão na frequência do modo excitante, 2498 Hz, e em frequências moduladas pela velocidade de rotação, 57,6 Hz. A Tabela 12 mostra esses resultados, que são bastante próximos dos resultados experimentais dos autores. Essas são as frequências destacadas anteriormente na Figura 52.

Tabela 12 - Comparação - frequências calculadas e experimentais.

n	$\Omega_k + n\omega$ [Hz]	Frequência medida [Hz]
-4	2267,6	2266
-2	2382,8	2381
2	2613,2	2611
6	2843,6	2841
10	3074	3078

Lee, M. e Singh, R. (1994) apresentam as soluções analíticas para a radiação sonora do disco girante engastado na sua circunferência interna e livre na externa. Mais precisamente, aplicam a solução para o disco rígido de um computador e apresentam uma tabela que compara a eficiência de radiação de um disco parado e um disco girando em 72 Hz (4320 RPM), que é uma velocidade de rotação cerca de três vezes maior que a velocidade máxima de rotação do motor estudado, 1400 RPM. Os resultados podem ser vistos na Tabela 13. Os índices m e l são, respectivamente, o número de círculos nodais e o número de diâmetros nodais. Percebe-se que a variação na eficiência de radiação em função da rotação é desprezível.

Tabela 13 - Eficiência de radiação - disco girante x disco estacionário.

Modo (m,l)	Frequência Natural [Hz]	Disco girante	Disco estacionário
(0,1)	608	$2,278 \times 10^{-3}$	$2,82 \times 10^{-3}$
(0,2)	724	$8,14 \times 10^{-5}$	$8,14 \times 10^{-5}$
(1,0)	3890	0,330	0,329
(1,1)	4050	0,323	0,323

O efeito da rotação na radiação sonora foi avaliado experimentalmente neste trabalho através da análise dos resultados de ruído radiado para diversas velocidades, conforme experimento descrito no próximo item.

4.2 EXPERIMENTOS

Todos os experimentos relacionados à potência sonora foram realizados na câmara acústica da empresa, em Joinville. De forma geral, as medições foram feitas de acordo com as recomendações da norma ISO 3744 para o caso de apenas um plano refletor. O motor foi montado numa bancada simulando a fixação da máquina e 10 microfones de campo livre (Brüel&Kjaer 4189, como mostrado na Figura 56 foram distribuídos num hemisfério com 1,5 m de raio, mostrado na Figura 57). As coordenadas dos pontos de medição estão mostradas na Tabela 14.

Figura 56 - Microfone Brüel&Kjaer 4189.

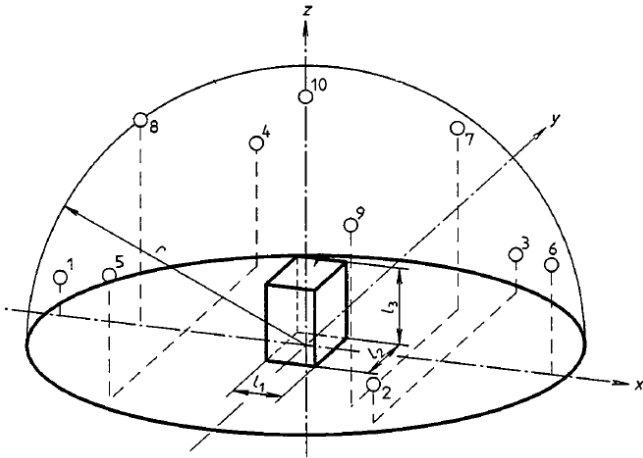


Fonte: (do autor)

Tabela 14 - Posições para os microfones (ISO 3744).

Microfone	x/r	y/r	z/r
1	-0,99	0	0,15
2	0,50	-0,86	0,15
3	0,50	0,86	0,15
4	-0,45	0,77	0,45
5	-0,845	-0,77	0,45
6	0,89	0	0,45
7	-0,33	0,57	0,75
8	-0,66	0	0,75
9	0,33	-0,57	0,75
10	0	0	1

Figura 57 - Posições para os microfones.



Fonte: (adaptado de ISO 3744)

O nível de potência sonora pode ser determinado em função dos níveis de pressão sonora medidos em cada ponto da superfície de medição (ISO 3744), conforme a Equação (4. 4).

$$NWS = 10 \log \left[\frac{1}{M} \sum_{i=1}^M 10^{0,1NPS_i} \right] + 10 \log \left(\frac{S_1}{S_0} \right), \quad (4. 4)$$

onde NWS é o nível potência sonora, M é o número de microfones, NPS_i é o nível de pressão sonora do microfone da posição i, S_1 é a área da superfície de medição e S_0 é a área de referência, 1 m².

A norma ISO 3744 considera ainda a presença de fatores de correção devidos ao ambiente de medição. Os valores fornecidos pela empresa para esses fatores estão listados em banda de terço de oitava na Tabela 15 e foram negligenciados.

Tabela 15 - Fatores de correção da câmara.

Banda [Hz]	K1	K2
100	0	-2,98
125	0	-1,42
160	0	0,58
200	0	1,95
250	0	1,81
315	0	-0,02
400	0	-1,25
500	0	-1,47
630	0	-1,35
800	0	-1,42
1000	0	-0,46
1250	0	-0,36
1600	0	-0,66
2000	0	-1,49

O motor ensaiado possui estator com 27 dentes e rotor com 36 pólos. A montagem do experimento pode ser vista na Figura 58. Afim de verificar a dispersão dos resultados dos níveis de potência sonora por ordem, esse mesmo conjunto foi ensaiado quatro vezes. Os resultados serão apresentados no Item 4.5.

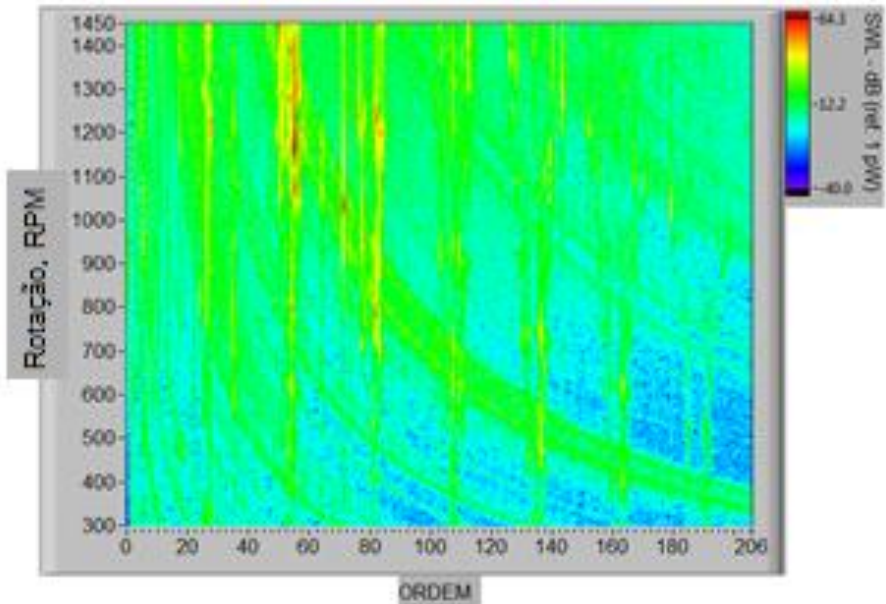
Figura 58 - Experimento de medição da potência sonora do motor.



Fonte: (do autor)

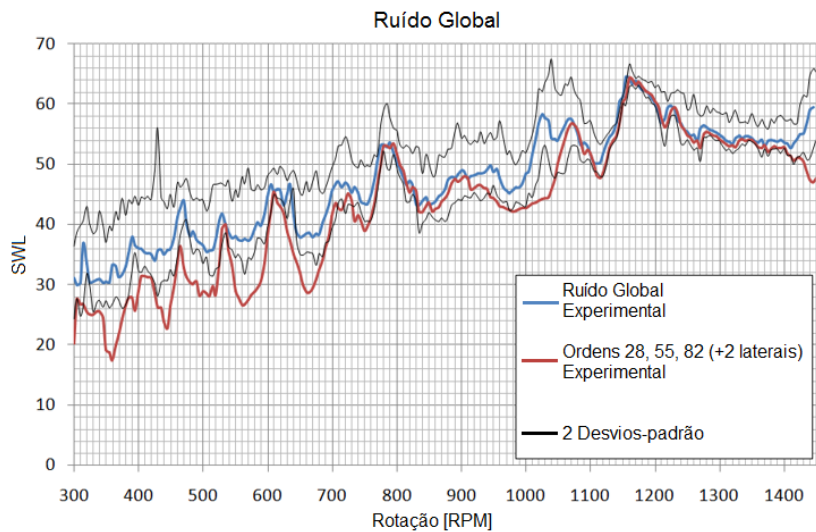
O espectrograma médio do nível de potência sonora da análise de ordem pode ser visto na Figura 59. Como esperado, o motor tem níveis elevados de potência sonora quando as ordens de origem eletromagnéticas têm componentes de frequência coincidentes com as frequências naturais dos componentes. A Figura 60 apresenta o nível de potência sonora global do motor, que se trata da soma de todas as ordens, comparado com 3 ordens que mais contribuem para o nível global. Essas três ordens foram destacadas na Figura 61. Para cada uma dessas ordens, foram somadas 2 ordens laterais anteriores e duas posteriores, como sugerido por BRANDT, *et al.* (2005). Por exemplo, a ordem 55 é na verdade a soma das ordens 53, 54, 55, 56 e 57. Os autores explicam que a inclusão das ordens laterais é necessária devida às incertezas nas medições de velocidade do motor quando os dados são adquiridos com uma taxa de aquisição constante. Os níveis de potência sonora referentes às ordens 28, 55 e 82 serão calculadas posteriormente através do método BEM e será feita uma comparação entre esse resultado numérico e os dados experimentais.

Figura 59 - Espectrograma médio do NWS.



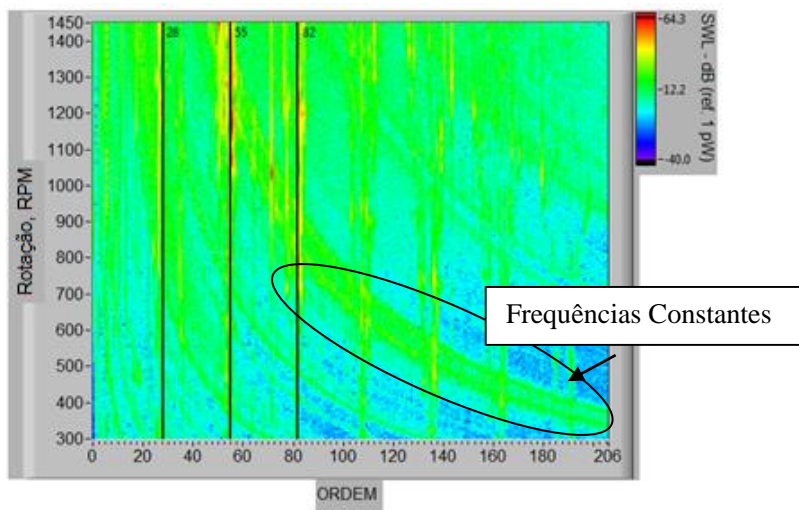
Fonte: (do autor)

Figura 60 - Ruído Global x Ordens Relevantes.



Fonte: (do autor)

Figura 61 - Ordens Relevantes.



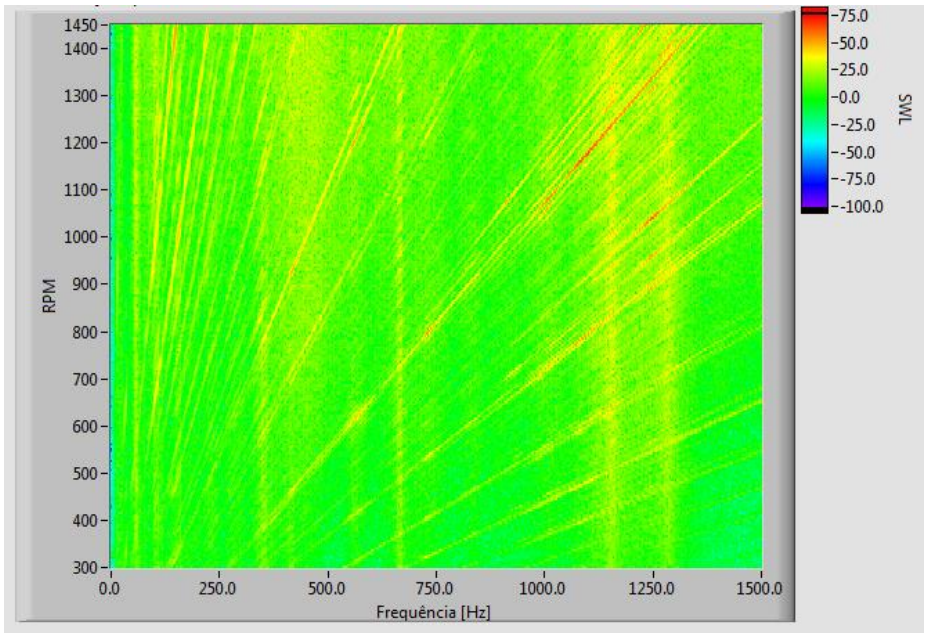
Fonte: (do autor)

Ainda na Figura 61, percebe-se a presença de diversas curvas hiperbólicas. Nesse tipo de mapa de cores, ao serem mostrados os níveis de potência sonora em função da rotação e das ordens, essas curvas representam frequências constantes, conforme destacado na figura.

Além da potência sonora radiada pelo motor, é necessário verificar a interferência da rotação na radiação sonora do rotor. Para isso, foi feita uma análise de ordem adicional. Dessa vez, escolheu-se analisar um espectrograma dos níveis de potência sonora em função da rotação do motor e da frequência. Esse experimento também seguiu as recomendações da norma ISO 3744. O resultado está apresentado na Figura 62.

A presença de retas verticais destacadas indica que as frequências naturais independem da velocidade de rotação ou são pouco influenciadas por esta. Pode-se observar que ao longo do espectro, várias ressonâncias, com níveis destacados de potência sonora, que não variam com a rotação

Figura 62 - SWL em função da rotação e da frequência.



Fonte: (do autor)

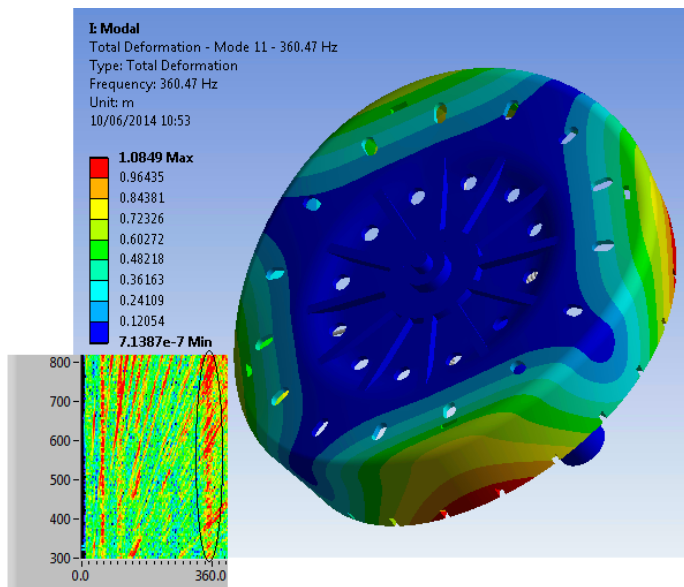
Editando a intensidade das cores para melhor visualizar as frequências para as quais essas retas ocorrem, é possível identificar que esses fenômenos são na verdade as ressonâncias estruturais do motor, tanto do estator, quanto do rotor.

Para ilustrar, alguns desses modos foram destacados. Por exemplo, a Figura 63 mostra a forma modal do rotor na frequência de 360 Hz calculado numericamente e a reta experimental destacada. Apesar de apresentar um nível menor, o mesmo pode ser observado na frequência de 556 Hz, que também é um modo estrutural do rotor, mostrado na Figura 65. Um modo típico do estator possui frequência de 660 Hz e está mostrado na Figura 64.

Como o estator é o componente fixo do motor, é esperado que a presença de frequências no espectro do ruído radiado não variem com a rotação. Entretanto, a constatação de que as frequências naturais do rotor também permanecem constantes para rotações diferentes e com a informação anterior de que a eficiência de radiação também não deve ter uma variação significativa com a rotação (item 4.1), sugere não ser necessária a inclusão da rotação nos modelos numéricos para a radiação sonora. Não foi possível identificar a modulação prevista por Wassermann e Springer (2001), pois o teste foi realizado com rotação variável.

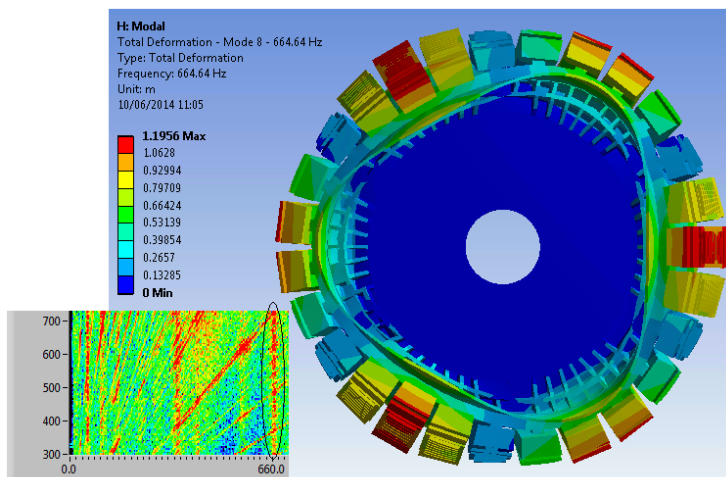
Além disso, a Figura 62 mostra também as ordens destacadas anteriormente (Figura 60). Por exemplo, percebe-se claramente a ordem 55 como sendo a reta inclinada que parte de 275 Hz e atinge o topo do gráfico em 1330 Hz, como responsável pelos maiores níveis de potência sonora entre 1100 e 1400 RPM, como destacado na Figura 66.

Figura 63 - Modo do rotor em 360 Hz.



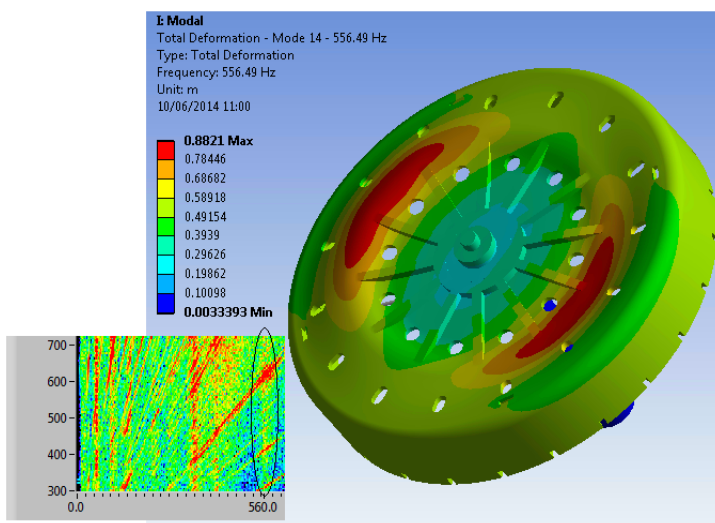
Fonte: (do autor)

Figura 64 - Modo do estator em 664 Hz.



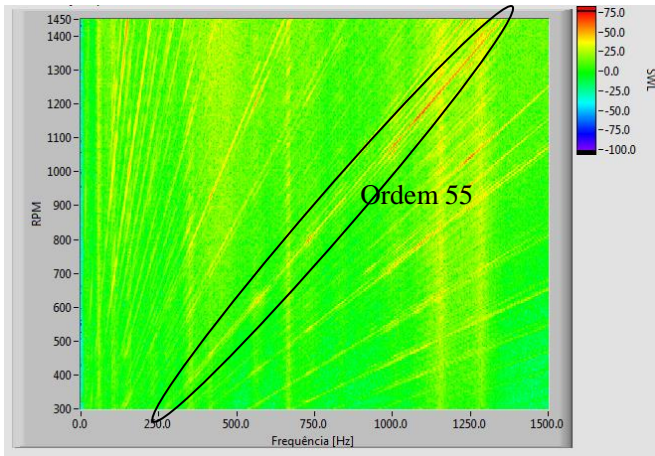
Fonte: (do autor)

Figura 65 - Modo do rotor em 556 Hz.



Fonte: (do autor)

Figura 66 - Ordem 55 destacada.



Fonte: (do autor)

4.3 MÉTODO DOS ELEMENTOS DE CONTORNO - BEM

A escolha do método dos elementos de contorno baseou-se na sua vantagem pelo fato de somente o contorno necessitar da discretização para a simulação numérica, ao contrário do método FEM, o qual requer a discretização de todo o domínio. Desta forma, em BEM, a dimensão do domínio do problema é reduzida. Por exemplo, uma equação governando uma região tridimensional é transformada numa equação sobre uma superfície, que é bidimensional.

Nos casos nos quais o domínio é exterior ao contorno, como em radiação sonora, a extensão do domínio é infinita e, portanto, a vantagem do BEM é ainda mais evidente, permitindo que a equação que rege um domínio infinito seja reduzida a uma equação sobre o contorno, que é finito (Kirkup, 1998).

Para radiação sonora, o BEM representa a solução numérica da integral de Helmholtz-Kirchoff, relacionando a pressão sonora num ponto com a pressão sonora e velocidade de partícula na superfície dos elementos de contorno (Müller e Möser, 2013).

Para a análise BEM, Müller-Trapet, *et al.* (2010) recomendam o uso de malhas acústicas diferentes para faixas de frequências diferentes, já que os requisitos de memória e custo computacional são proporcionais ao quadrado do número de nós da malha. Para manter o critério de seis elementos por comprimento de onda, pode-se escolher uma malha mais grosseira para baixas frequências e uma mais refinada para as altas.

4.4 MODELO DE RADIAÇÃO SONORA

Utilizou-se programa comercial LMS Virtual.lab para o modelo de radiação sonora do motor, que foi dividido em duas partes. Primeiramente, os deslocamentos apenas do rotor foram considerados. Numa segunda etapa, apenas os deslocamentos do estator. A potência sonora radiada para cada ordem desses dois componentes pode ser comparada com resultados experimentais.

Para uma primeira análise da metodologia, as ordens calculadas foram 28, 55 e 82, as quais compõem uma parcela bastante relevante do ruído radiado (como mostrado anteriormente na Figura 60), principalmente para as maiores velocidades de rotação do motor, quando ocorre o ciclo de centrifugação da máquina. As ordens mais altas contribuem principalmente na região de rotação entre 300 e 500 RPM, porém tem um elevado custo computacional e, por isso, não foram abordadas.

Essas três ordens foram analisadas considerando diferentes excitações geradas pelo campo eletromagnético. Além das forças radiais e tangenciais, uma componente axial de força foi aplicada, diferentes excentricidades dinâmicas foram usadas e avaliaram-se os efeitos de concentrar as forças em alguns nós centrais dos ímãs e dentes. O efeito de diferentes malhas acústicas foi também avaliado. Os resultados numéricos e a validação experimental são apresentados no Item 4.5.

O modelo para o cálculo da radiação sonora visa simular as mesmas condições da medição experimental e é constituído de três malhas acústicas: malha acústica do rotor, malha acústica do estator e

malha acústica simulando o plano refletor. O método BEM escolhido foi o método direto, quando o fluido, nesse caso o ar, está presente em apenas um dos lados da região de contorno (as malhas acústicas), que, portanto, precisam ser geometrias fechadas (LMS, 2012). O fluido é definido como exterior aos elementos das malhas.

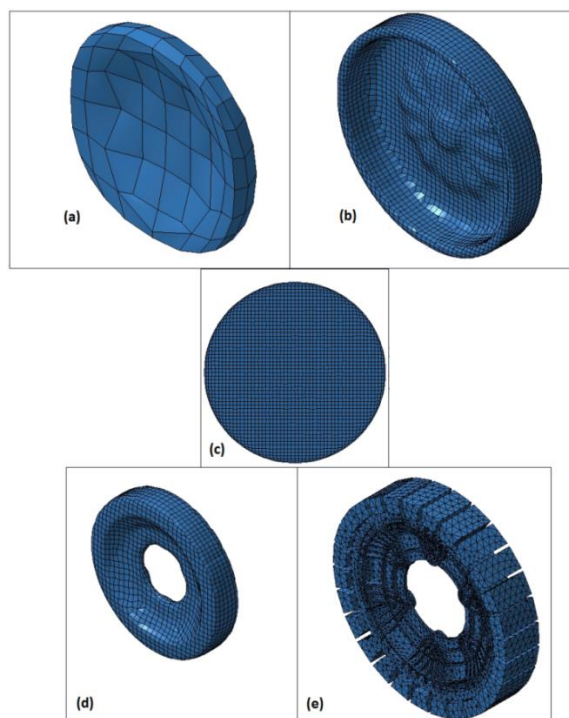
As malhas acústicas usadas para o rotor podem ser vistas na Figura 67 (a) e (b). A malha da figura (a) respeita o critério de 6 elementos por comprimentos de onda para frequência máxima da ordem 28, 680 Hz, e é composta de 132 elementos de superfície do tipo QUAD4. A malha mostrada na Figura 67 (b) é mais refinada, respeitando o mesmo critério de 6 comprimentos de ondas para uma frequência de até 11 kHz, ou seja, dimensão média de 5 mm, e é composta por 4911 elementos QUAD4.

A malha do plano refletor foi construída com 4480 elementos QUAD4, tem 1,5 m de raio e pode ser vista na Figura 67 (c). Essa malha respeita o critério de 6 comprimentos de onda até 2,8 kHz.

Para o estator, respeitando o mesmo critério de 6 elementos por comprimento de onda para a ordem 28, tem-se a malha da Figura 67 (d), que é composta por 2289 elementos do tipo QUAD4, enquanto na Figura 67 (e), tem-se a malha mais refinada, que obedece esse critério para frequências até 2,8 kHz e é composta por 22148 elementos do tipo TRIA3. A maior ordem analisada, 82, tem sua maior frequência em 1980 Hz.

Os elementos do tipo QUAD4 são elementos de superfície com 4 nós e são recomendados para áreas planas. Para as malhas de geometria mais simples, portanto, este elemento pode ser utilizado. O estator, por ter uma geometria mais complexa, necessitou o uso de elementos do tipo TRIA3 para uma melhor representação da geometria. Esses elementos são triangulares e possuem três nós (HOA, 1995).

Figura 67 - Malhas acústicas: rotor (a, b), plano (c) e estator (d, e).

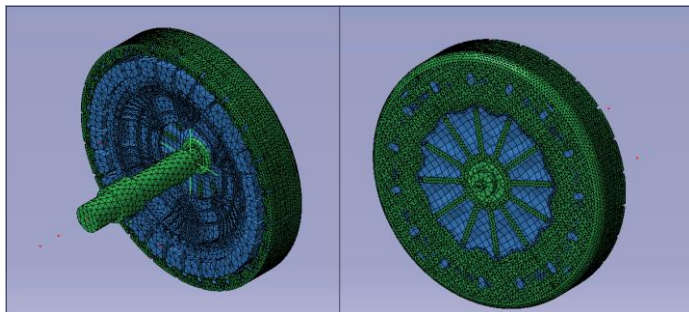


Fonte: (do autor)

4.4.1 Rotor

Para a radiação sonora do rotor, a malha estrutural do rotor e seus deslocamentos calculados anteriormente no modelo estrutural são importados para o programa LMS Virtual.lab, onde é feito o acoplamento com a malha acústica do rotor. A malha acústica do estator age apenas como uma barreira e considera nulos os deslocamentos do estator. Um exemplo dessa montagem pode ser visto na Figura 68. A malha verde é a malha estrutural e as azuis são as malhas acústicas do rotor e estator. O ar é definido como externo aos elementos dessas malhas acústicas além da malha do plano refletor.

Figura 68 - Modelo para a radiação sonora do rotor.

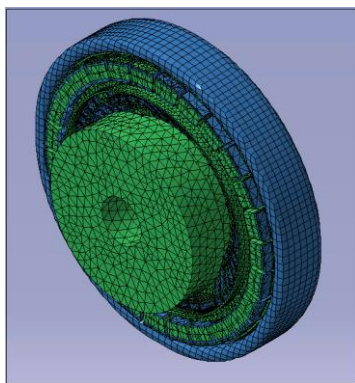


Fonte: (do autor)

4.4.2 Estator

Em um procedimento análogo ao anterior, a malha estrutural do estator e seus deslocamentos foram importados para o programa LMS Virtual.lab e acoplada à malha acústica do estator. A malha acústica do rotor age apenas como barreira. Esse modelo pode ser visto na Figura 69. A malha verde é a malha estrutural do estator e as malhas azuis são as malhas acústicas do estator e do rotor.

Figura 69 - Modelo para a radiação sonora do estator.

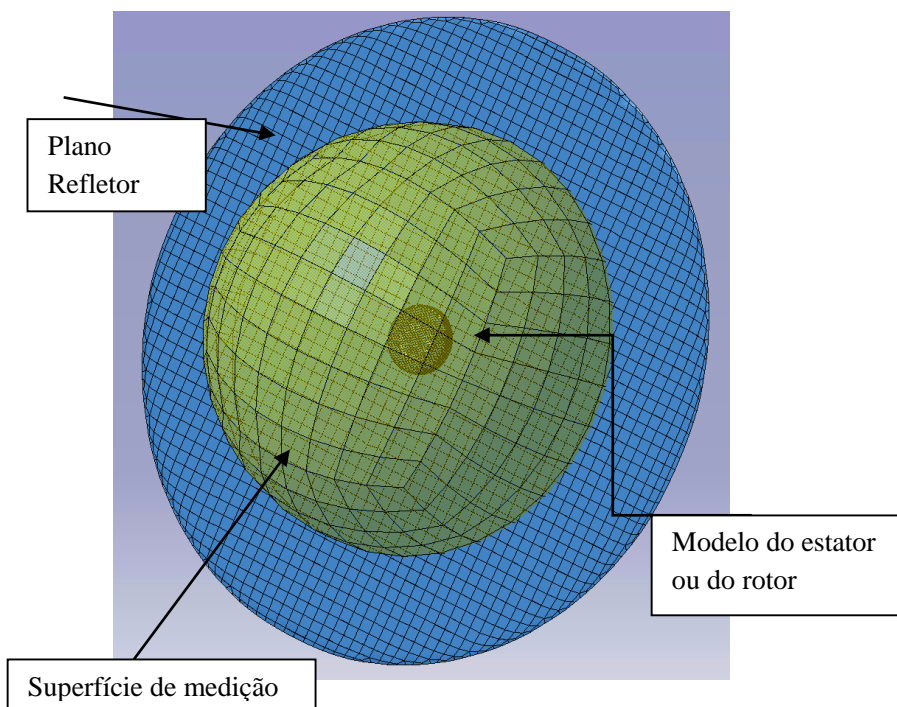


Fonte: (do autor)

4.4.3 Completo

O modelo completo pode ser visto na Figura 70, destacando-se a malha que simula o plano refletor e a malha de *field points*, que simula a superfície de medição onde são posicionados os microfones. Para obter a radiação sonora do rotor, a parte central do modelo foi construída de acordo com o Item 4.4.1 e, para a radiação sonora do estator, a parte central, construída de acordo com o Item 4.4.2.

Figura 70 - Modelo completo para a radiação sonora.



Fonte: (do autor)

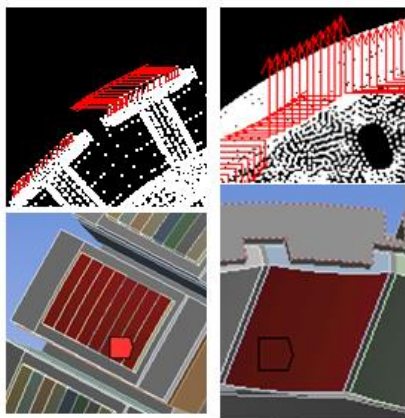
4.5 VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL

O modelo foi validado inicialmente com resultados de potência sonora referentes à ordem 28, sendo dada pela soma das ordens 26, 27, 28, 29 e 30. Após escolhida a melhor configuração para a ordem 28, esta mesma foi também usada para as ordens 55 e 82, as quais foram avaliadas separadamente. Finalmente, após o resultado numérico dessas três ordens, o ruído global obtido experimentalmente é comparado com o numérico.

4.5.1 Malhas

Para a primeira ordem analisada, ordem 28, foram consideradas: as forças distribuídas na superfície dos ímãs e dentes; somente as componentes radiais e tangenciais da força de excitação; sem excentricidade e malhas acústicas do tipo (a) e (d) para rotor e estator, respectivamente. A aplicação das forças distribuídas no modelo estrutural pode ser vista na Figura 71. A amplitude da força foi dividida pelo número de nós da superfície do respectivo ímã (ou dente) e então aplicada em cada um desses nós.

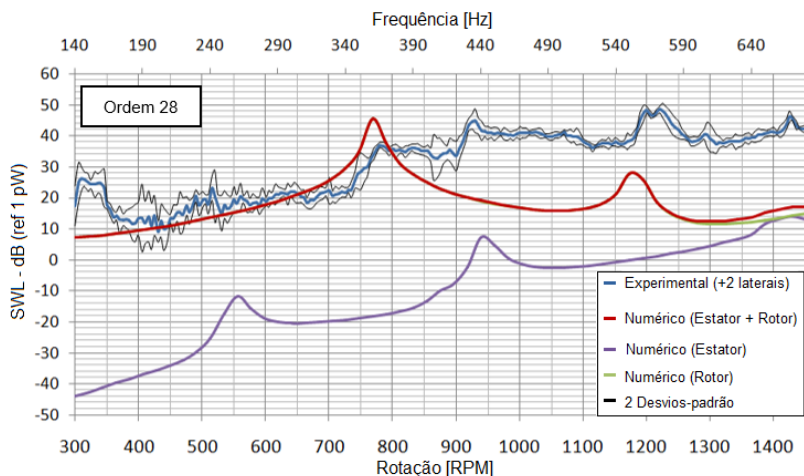
Figura 71 - Forças distribuídas.



Fonte: (do autor)

Os resultados de potência sonora podem ser vistos na Figura 72, sendo a curva experimental em azul, o resultado numérico do rotor em verde, do estator em roxo e a soma dos dois em vermelho. Observa-se a pequena contribuição da radiação sonora do estator comparada à do rotor. Os picos presentes nas respostas de radiação sonora são modos estruturais do estator e do rotor. Observam-se também diferenças significativas em relação aos resultados experimentais, da ordem de 20 dB para as maiores rotações, indicado que o modelo necessita ser aprimorado.

Figura 72 - Potência sonora da ordem 28. Malha menos refinada, forças distribuídas nas superfícies dos ímãs e dentes, sem excentricidade.

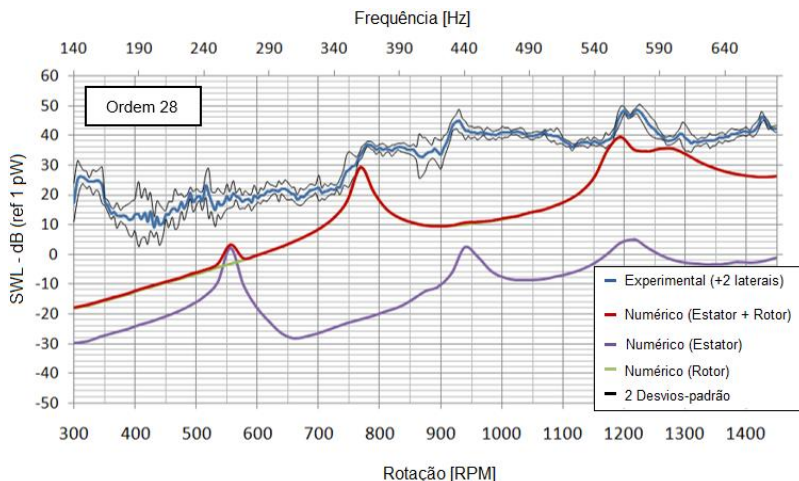


Fonte: (do autor)

O segundo caso analisado para ordem 28 considerou malhas acústicas do tipo (b) e (e), as mesmas forças do caso anterior, e os resultados estão mostrados na Figura 73.

Percebe-se que as primeiras malhas, menos refinadas, levam a resultados menos precisos. Esse efeito é melhor exemplificado pelo ajuste das amplitudes dos picos (360 e 560 Hz) presentes nas curvas numéricas do rotor.

Figura 73 - Potência sonora da ordem 28. Malha refinada, forças distribuídas nas superfícies dos ímãs e dentes, sem excentricidade.



Fonte: (do autor)

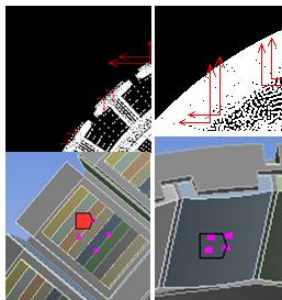
A utilização da malha (b) para o rotor fez com que o segundo pico apresentasse maior amplitude que o primeiro, seguindo a mesma tendência dos dados experimentais. A malha (b) representa melhor a geometria do rotor e tem nós mais próximos dos nós da malha estrutural, melhorando o acoplamento e a influência dos deslocamentos da malha estrutural. A partir destes resultados, foram utilizadas somente as malhas mais refinadas tipo (b) e (e), que levam a uma melhor concordância com os resultados experimentais.

4.5.2 Aplicação das forças

Este item analisa os efeitos da aplicação das forças,. Para isso, as mesmas forças dos dois casos anteriores foram aplicadas concentradas em quatro nós centrais das superfícies expostas ao fluxo magnético dos ímãs do rotor e dos dentes do estator, Figura 74. Segundo a literatura, a maior amplitude das forças se concentra nas regiões de fronteira do entreferro (BEVAN, 2013), ou seja, na ponta do dente e na superfície exposta dos ímãs, por isso as forças são sempre aplicadas nessa região. Novamente, a

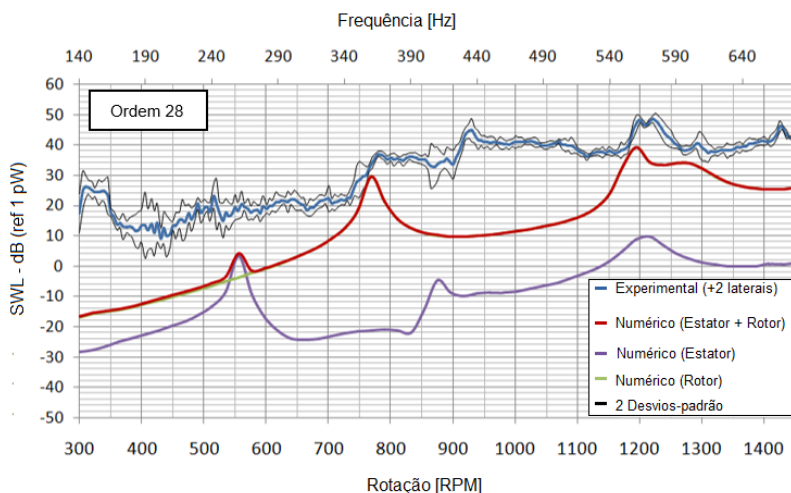
amplitude das forças é dividida pelo número de nós da superfície do respectivo ímã (ou dente) e, então, aplicada em cada um desses nós, nesse caso, quatro nós centrais da geometria. As malhas utilizadas são do tipo (b) e (e). O resultado da aplicação dessas forças está mostrado na Figura 75.

Figura 74 - Aplicação das forças concentradas.



Fonte: (do autor)

Figura 75 - Potência sonora radiada pela ordem 28. Malha refinada, forças concentradas em quatro nós centrais dos ímãs e dentes, sem excentricidade.



Fonte: (do autor)

Observa-se que a concentração das forças em quatro nós centrais das superfícies expostas (ponta do dente e superfície do ímã) ao fluxo eletromagnético não alterou de forma significativa os resultados de radiação sonora.

JMAG (2013) afirma que as forças que atuam no núcleo do estator são mínimas quando comparadas com as forças atuando na ponta dos dentes.

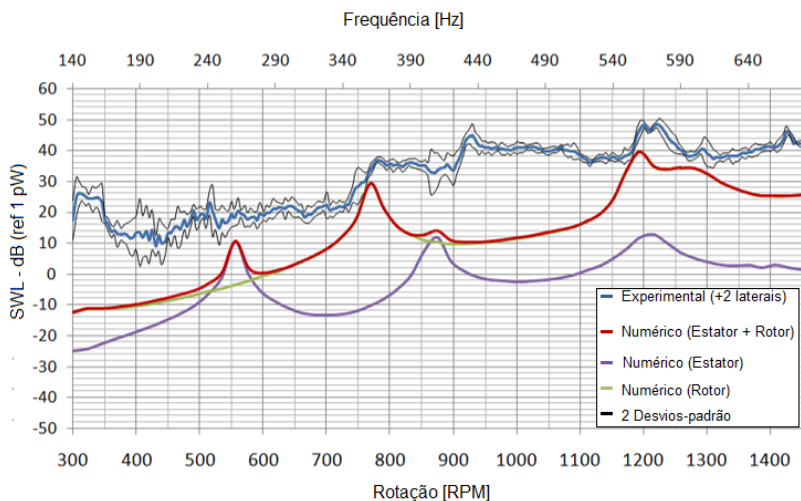
4.5.3 Componente axial da força

Problemas de montagem dos componentes, tais como o não paralelismo entre os eixos axiais do rotor e estator, podem levar ao surgimento de uma componente axial do campo eletromagnético sobre os ímãs e dentes. Por este motivo decidiu-se avaliar o efeito da aplicação dessa componente de força na resposta do modelo numérico.

O quarto caso é bastante semelhante ao anterior, com a diferença de que foi acrescentada uma componente axial da força eletromagnética, que é 10% da força eletromagnética na direção X. Esse valor foi ajustado para melhor se adequar aos resultados experimentais. A componente axial da força foi também aplicada de forma concentrada em 4 nós centrais dos ímãs e dos dentes, juntamente com as componentes do caso anterior.

A presença da força axial resultou num aumento dos níveis de potência sonora radiada pelo estator e não alterou de forma sensível a radiação do rotor. O resultado está mostrado na Figura 76. Esse efeito pode ser explicado pelo fato de que, diferentemente do rotor, a maior parte da estrutura do estator é composta pelo pacote de lâminas de aço, distribuídas no sentido axial do estator. Por isso, esse componente deve ser mais sensível à essa componente da força.

Figura 76 - Potência sonora radiada pela ordem 28. Malha refinada, forças concentradas em quatro nós centrais dos ímãs e dentes, com componente axial e sem excentricidade.



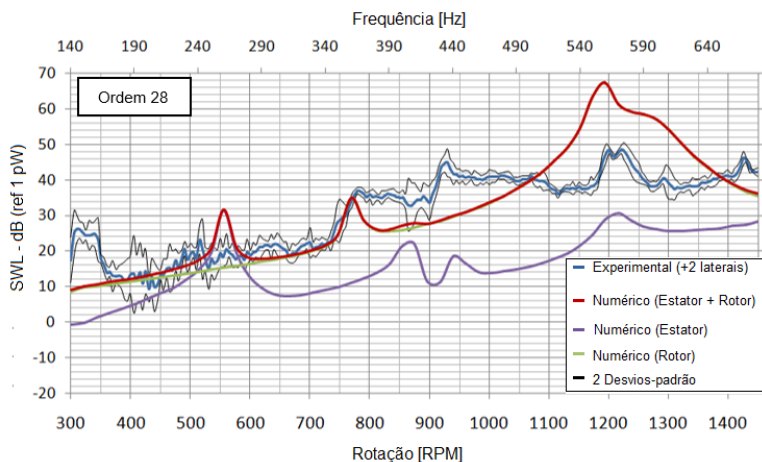
Fonte: (do autor)

4.5.4 Efeitos da excentricidade dinâmica

Neste item é analisado o efeito da excentricidade dinâmica entre o estator e o rotor na radiação sonora do motor. A excentricidade dinâmica ocorre quando o centro de giro do rotor está deslocado em relação ao centro do estator.

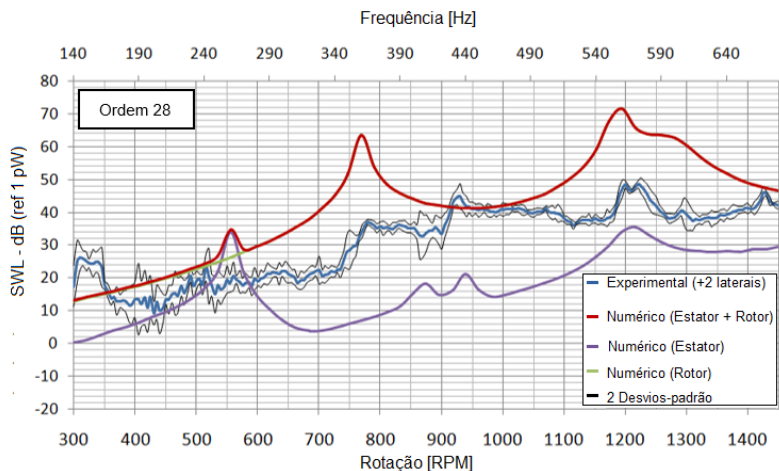
O quinto e o sexto casos também são variações do terceiro, porém, desta vez o estator e rotor não estão mais perfeitamente concêntricos. As forças eletromagnéticas foram calculadas considerando excentricidades dinâmicas de 20% e de 40% da folga radial. A Figura 77 mostra o resultado para essa excentricidade de 20%, ou seja, 0,2 mm, enquanto a Figura 78 mostra o resultado para a excentricidade de 40% (0,4 mm).

Figura 77 - Potência sonora radiada pela ordem 28. Malha refinada, forças concentradas em quatro nós centrais dos ímãs e dentes, sem componente axial e com 20% de excentricidade.



Fonte: (do autor)

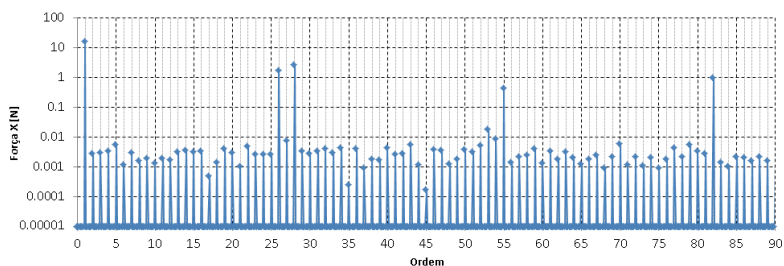
Figura 78 - Potência sonora radiada pela ordem 28. Malha refinada, forças concentradas em quatro nós centrais dos ímãs e dentes, sem componente axial e com 40% de excentricidade.



Fonte: (do autor)

A presença da excentricidade dinâmica eleva em até 30 dB os níveis de potência sonora radiados pelos componentes do motor. No espectro de ordens das forças eletromagnéticas, a presença da excentricidade dinâmica altera a amplitude de força da ordem, porém, seu espectro se mantém próximo ao espectro de forças sem excentricidade, como mostra a Figura 79, a qual mostra o espectro de ordens da força na direção X num dos pólos quando uma excentricidade dinâmica de 20% da folga radial é considerada. Percebe-se que as mesmas ordens se destacam.

Figura 79 - Espectro de ordens do rotor: Força na direção X e 20% de excentricidade.

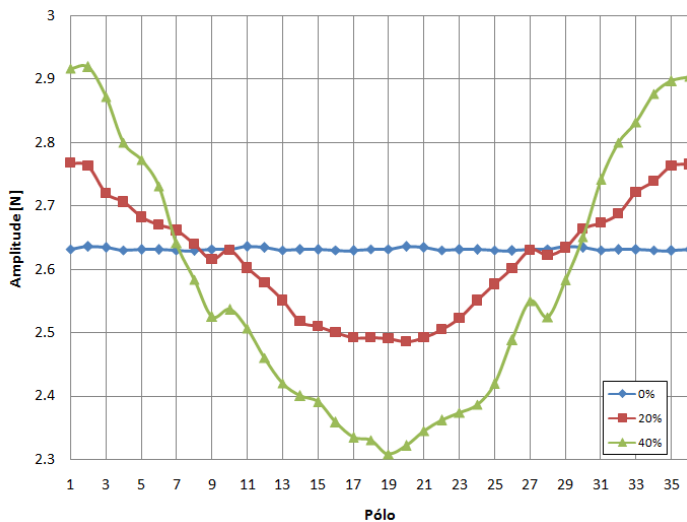


Fonte: (do autor)

Entretanto, a amplitude das forças para pólos ou dentes varia quando o motor está sob o efeito da excentricidade dinâmica. A Figura 80 mostra a amplitude da força na direção X para cada um dos pólos do rotor para os casos sem excentricidade (curva azul), 20% da folga radial (curva vermelha) e 40% da folga radial (curva verde).

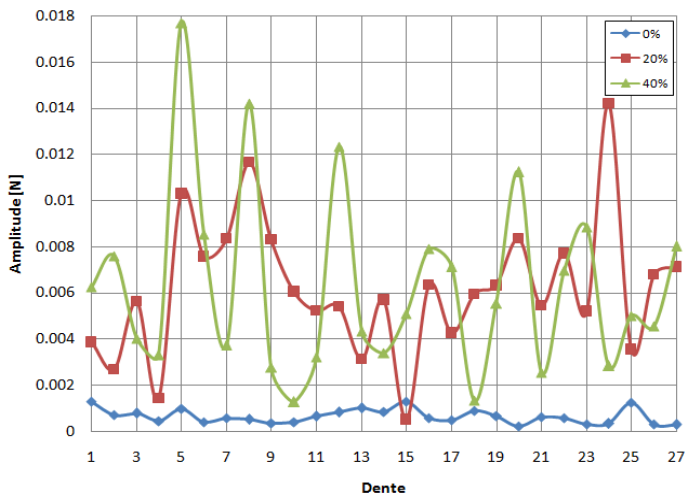
A Figura 81 mostra os resultados das amplitudes da força na direção X para cada um dos dentes do estator. Novamente, a curva azul é o caso sem excentricidade, a vermelha é para o caso de 20% e a verde, o caso de 40%. Relativamente, as forças do estator são mais sensíveis à excentricidade, apresentando uma variação de até 18 vezes.

Figura 80 - Amplitude da força por pólo.



Fonte: (do autor)

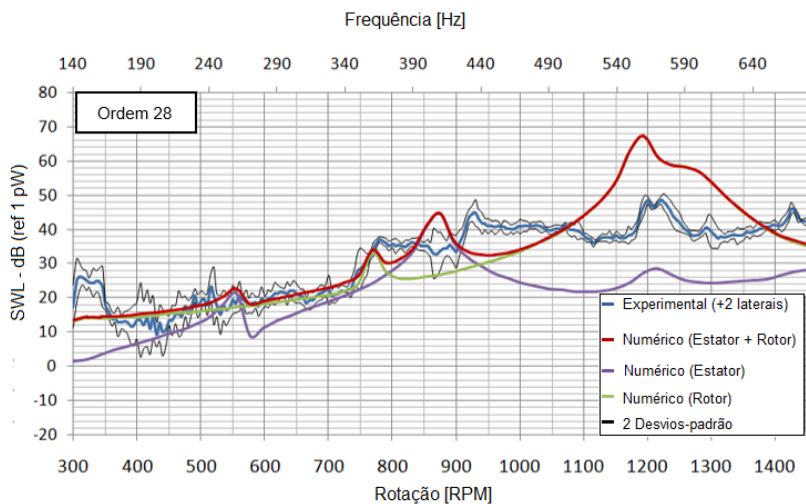
Figura 81 - Amplitude da força por dente.



Fonte: (do autor)

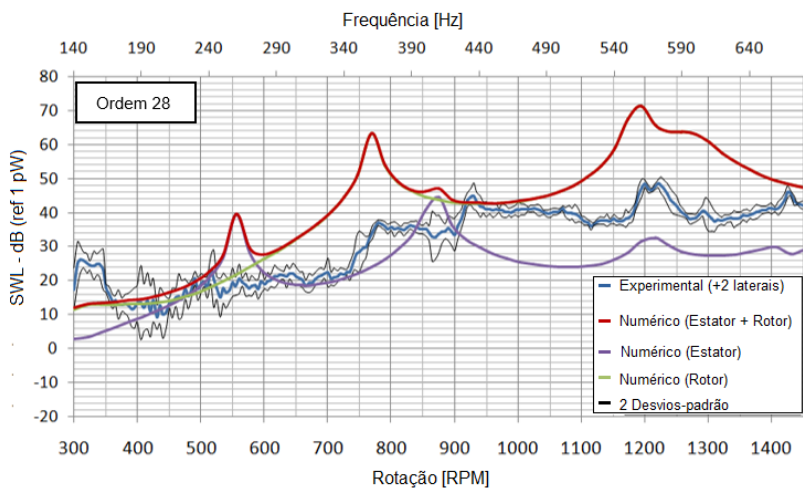
O sétimo e oitavo casos mostram os efeitos da excentricidade dinâmica de 20% e 40%, respectivamente, da folga radial e com componente axial da força. Foram consideradas ainda forças concentradas nos nós centrais dos ímãs e dentes e malhas acústicas do tipo (b) e (e). O resultado do sétimo caso é visto na Figura 82, enquanto o do oitavo é visto na Figura 83. Observou-se desses quatro casos que a excentricidade dinâmica de 20% da folga radial apresentou melhor concordância com os resultados experimentais.

Figura 82 - Potência sonora radiada pela ordem 28. Malha refinada, forças concentradas em quatro nós centrais dos ímãs e dentes, com componente axial e com 20% de excentricidade.



Fonte: (do autor)

Figura 83 - Potência sonora radiada pela ordem 28. Malha refinada, forças concentradas em quatro nós centrais dos ímãs e dentes, com componente axial e com 40% de excentricidade.



Fonte: (do autor)

Mais uma vez, devido ao pacote de lâminas que forma o núcleo do estator, a aplicação de uma componente axial de forças eletromagnéticas tem maior efeito sobre o resultado da radiação sonora do estator. Na região de 900 RPM, ocorre um aumento de cerca de 20 dB no nível de potência sonora radiado pelo estator.

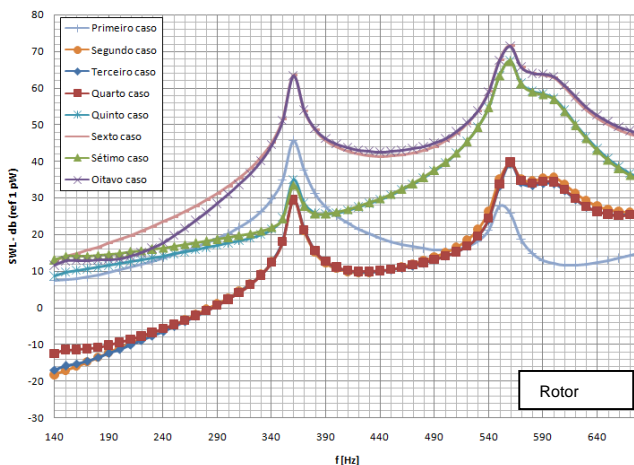
A Figura 84 sintetiza os resultados obtidos para o rotor enquanto que a Figura 85 apresenta os resultados dos casos analisados do estator. Pode-se também resumir as principais conclusões até o momento: as malhas do tipo (b) e (e) se correlacionam melhor com os dados experimentais; forças distribuídas ou concentradas não apresentam diferenças significativas no resultado numérico; a componente axial de forças aumenta os níveis de potência sonora radiada do estator e a excentricidade dinâmica eleva consideravelmente os níveis de potência sonora radiada pelo motor. A Tabela 16 resume as configurações adotadas para cada caso.

Tabela 16 - Configurações para cada caso.

Caso	Malhas	Aplicação das forças	Componente axial	Excentricidade dinâmica
Primeiro	(a) e (d)	Distribuída	----	----
Segundo	(b) e (e)	Distribuída	----	----
Terceiro	(b) e (e)	Concentrada	----	----
Quarto	(b) e (e)	Concentrada	10%	----
Quinto	(b) e (e)	Concentrada	----	20%
Sexto	(b) e (e)	Concentrada	----	40%
Sétimo	(b) e (e)	Concentrada	10%	20%
Oitavo	(b) e (e)	Concentrada	10%	40%

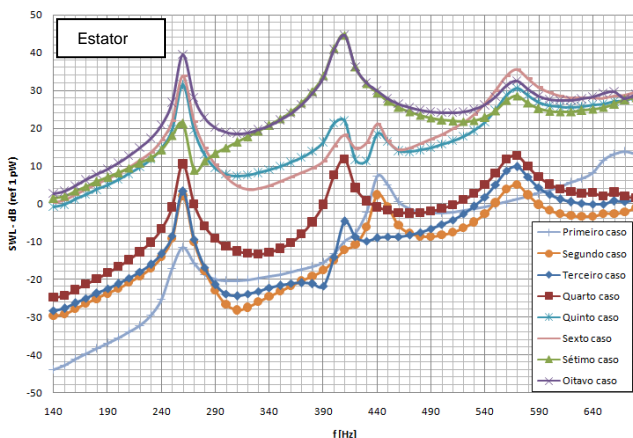
Os resultados mostrados anteriormente também permitem concluir que apesar de, conforme o Item 3.3.6, a amplitude das forças eletromagnéticas no estator para a ordem 28 ser pequena em comparação com a amplitude das forças no rotor (ou mesmo com a amplitude das forças da ordem 36 do estator), a excitação do estator por essas forças da ordem 28 também influencia nos níveis de potência sonora.

Figura 84 - Todos os casos do rotor.



Fonte: (do autor)

Figura 85 - Todos os casos do estator.



Fonte: (do autor)

4.5.5 Configuração adotada

Finalmente, com base nos resultados anteriores, os últimos ajustes para a ordem 28 foram feitos e utilizou-se a seguinte configuração:

- Malhas acústicas refinadas tipo (b) e (e) para o rotor e estator;
- Forças distribuídas nos ímãs e dentes com componente axial de 10%;
- Excentricidade dinâmica de 15%;
- Com base nos dados experimentais, ajuste do fator de perda do modo de 560 Hz de 0,8% foi aumentado para 3%.

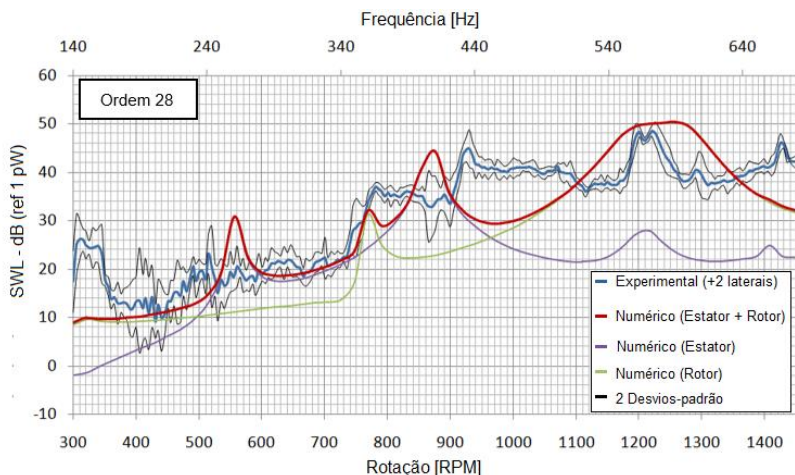
Os resultados considerando a excentricidade de 20% da folga radial apresentam regiões para as quais os níveis de ruído estão superestimados, por isso decidiu-se utilizar uma excentricidade levemente menor, de 15% da folga radial.

Inicialmente, o modelo do rotor considerou amortecimento com fator de perda constante e igual a 0,8% em toda a faixa de frequência de interesse, porém a análise modal experimental resultou em valor maior

para o modo em 560 Hz, da ordem de 3%. Na resposta da radiação sonora, percebe-se que os resultados do modelo numérico com excentricidade e com amortecimento constante estão superestimados. O ajuste do fator de perda desse modo específico de 0,8% para 3% resultou num nível de potência sonora mais próximo do resultado experimental. O resultado dessa configuração pode ser visto na Figura 86. Os principais modos radiadores estão listados a seguir e podem ser vistos na Figura 87.

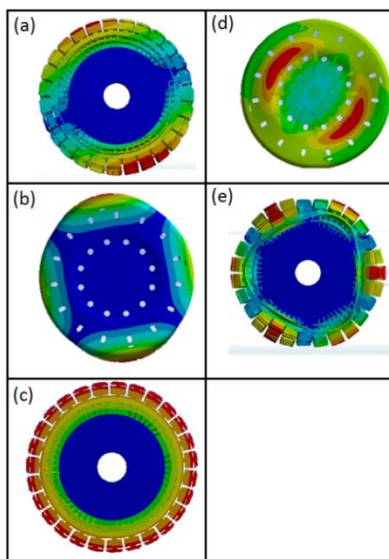
- Estator - 260 Hz (557 RPM) - Figura 87(a);
- Rotor - 360 Hz (771 RPM) - Figura 87(b);
- Estator - 442 Hz (947 RPM) - Figura 87(c);
- Rotor - 560 Hz (1200 RPM) - Figura 87(d);
- Estator - 664 Hz (1423 RPM) - Figura 87(e).

Figura 86 - Níveis de potência sonora, em dB, para a ordem 28. Comparação numérico - experimental.



Fonte: (do autor)

Figura 87 - Principais modos da ordem 28.

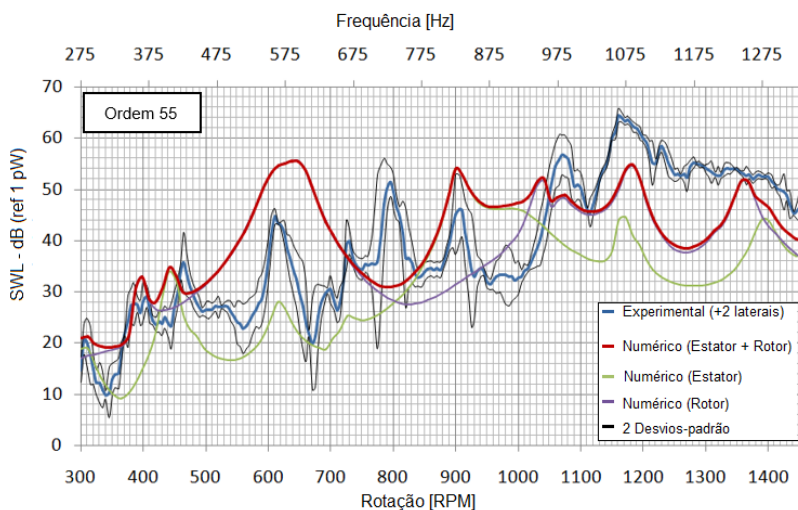


Fonte: (do autor)

A configuração anterior é, então, aplicada para a ordem 55 e o resultado é apresentado na Figura 88, onde a curva azul representa a resposta experimental, a curva verde é a resposta numérica do estator, a roxa, do rotor e a vermelha, a soma da resposta numérica do estator e rotor.

Nesse caso, também percebe-se que o estator, apesar da ordem 55 ser uma ordem de rotor, é responsável pela radiação sonora em algumas regiões. Nas rotações mais altas dessa ordem, o modelo numérico subestima o nível de potência sonora radiado, especialmente para a rotação de 1200 RPM, com uma diferença de 10 dB. A faixa de frequência de interesse da ordem 55 é mais ampla que a da ordem 28 e, para uma metodologia inicial, os resultados foram considerados satisfatórios.

Figura 88 - Níveis de potência sonora, em dB, para a ordem 55. Comparação numérico - experimental.

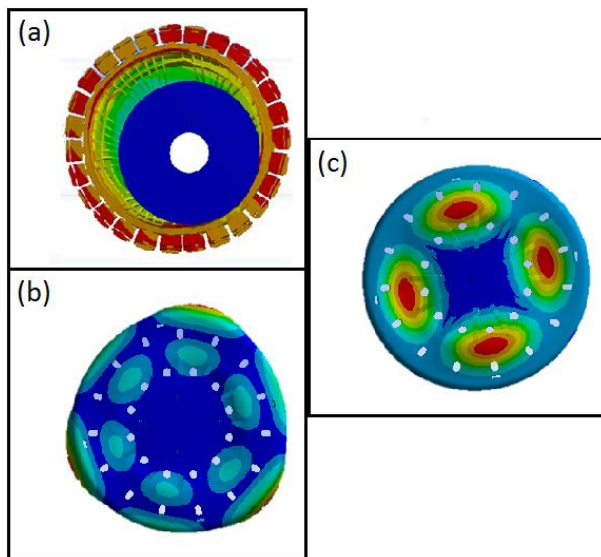


Fonte: (do autor)

Além dos modos anteriores, na ordem 55 destacam-se os seguintes modos, que podem ser vistos na Figura 89. Lembrando que os modos destacados na ordem 28 ocorrem em rotações diferentes na ordem 55.

- Estator - 826 Hz (901 RPM) - Figura 89(a);
- Rotor - 950 Hz (1036 RPM) - Figura 89(b);
- Rotor - 1085 Hz (1184 RPM) - Figura 89(c).

Figura 89 - Modos da ordem 55.

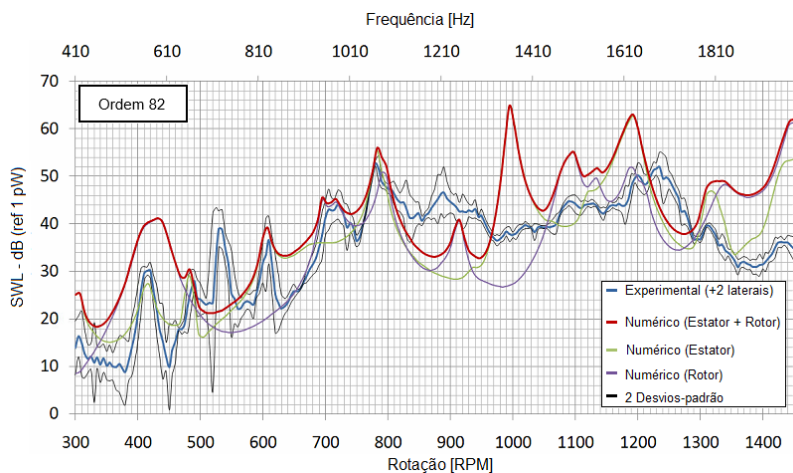


Fonte: (do autor)

A última ordem analisada é a ordem 82, que também é uma ordem do rotor. A faixa de frequência de análise estende-se de 410 Hz até 1982 Hz. Para essa ordem, são repetidas as configurações utilizadas para as duas ordens anteriores. Novamente, o estator tem regiões de acentuada resposta nos níveis de potência sonora. O resultado está mostrado na Figura 90, onde a curva azul representa a resposta experimental, a curva verde é a resposta numérica do estator, a roxa, do rotor e a vermelha, a soma da resposta numérica do estator e rotor.

Na região de 900 RPM, o modelo numérico subestima a radiação sonora, enquanto em 1000 RPM e entre 1300 RPM e 1400 RPM, o modelo superestima os níveis de potência sonora.

Figura 90 - Níveis de potência sonora, em dB, para a ordem 82. Comparação numérico - experimental.

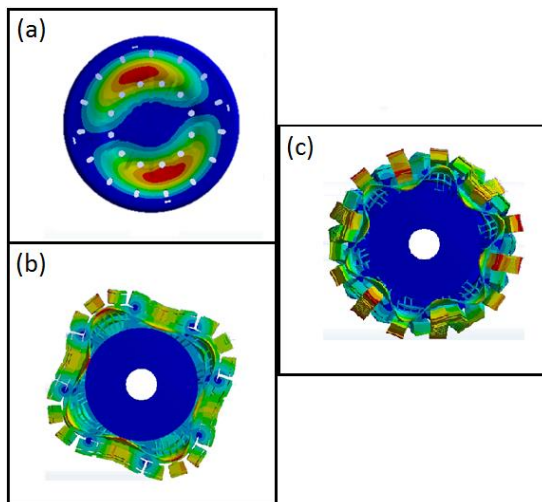


Fonte: (do autor)

Além dos modos anteriores, na ordem 82 destacam-se os modos listados a seguir e que podem ser vistos na Figura 91.

- Rotor - 1248 Hz (913 RPM) - Figura 91(a);
- Estator - 1633 Hz (1195 RPM) - Figura 91(b);
- Estator - 1837 Hz (1344 RPM) - Figura 91(c).

Figura 91 - Modos da ordem 82.

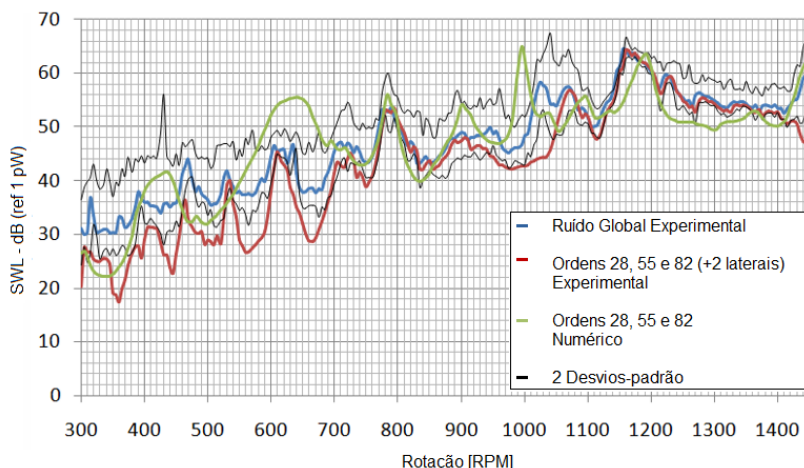


Fonte: (do autor)

A Figura 92 apresenta a comparação entre os resultados experimentais dos níveis de radiação sonora global, curva azul, da potência sonora radiada apenas pelas três ordens destacadas (ordens 28, 55 e 82), curva vermelha, e da radiação sonora calculada pelo modelo numérico para essas três ordens, curva verde, que é a soma das três ordens calculadas anteriormente.

No ruído global, uma boa concordância com os resultados experimentais é observada. Percebe-se que enquanto para a ordem 82, nas altas rotações, o modelo superestimava o ruído radiado pelo motor, quando comparado com o ruído global, os resultados numéricos estão bastantes próximos do experimental. Caso fossem incluídas outras ordens laterais na análise da ordem 82, provavelmente também seria observada melhor concordância.

Figura 92 - Ruído global experimental x numérico.



Fonte: (do autor)

Dos resultados apresentados, nota-se que as ordens de origem eletromagnéticas, ao variar a rotação, conseguem excitar diversos modos estruturais do motor. Além disso, como para cada ordem a frequência natural desses modos ocorre em rotações diferentes ao longo do ciclo de lavagem da máquina, um mesmo modo pode ser excitado diversas vezes. Utilizando a Equação (2. 4) e o modo do rotor em 560 Hz, é possível exemplificar esse efeito. A Tabela 17 apresenta as rotações que esse modo ocorre para as 3 ordens calculadas.

Tabela 17 - Rotações nas quais ocorrem o modo em 560 Hz.

Ordem	Rotação (RPM) para o modo em 560 Hz
28	1200
55	611
82	410

4.6 RESUMO DO CAPÍTULO

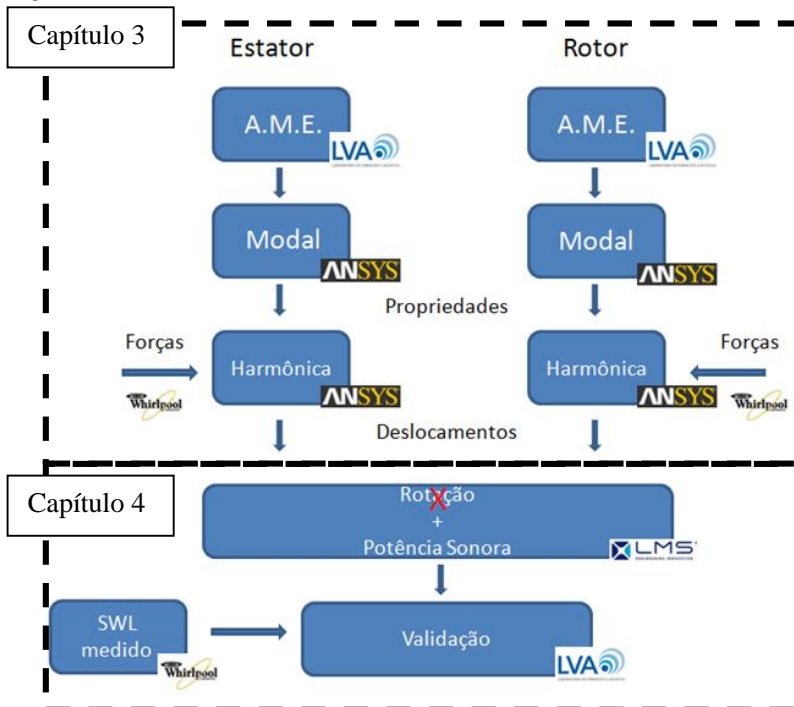
Não foi observado o efeito da modulação nas frequências naturais do rotor conforme observado na literatura para um disco girando com velocidade constante, pois as medições foram realizadas com variação na rotação. Essa condição de medição é necessária para realizar a análise de ordens. Entretanto, foi possível identificar que as frequências naturais do rotor não foram alteradas de forma sensível em função da rotação. A literatura também prevê que a eficiência de radiação sofre poucas alterações em função do aumento da velocidade de rotação e, por isso, o modelo numérico não levou em consideração o giro do rotor.

Os experimentos de medição de nível de potência sonora foram conduzidos de acordo com a norma ISO 3744. Esses dados experimentais foram comparados com as respostas de radiação sonora do modelo numérico desenvolvido pelo método BEM. Na comparação com o ruído global, foram observadas diferenças de até 10 dB, mas na maior parte do intervalo de rotação, o modelo numérico apresentou resultados no intervalo de dois desvios-padrão. Uma pequena discrepância na rotação de 1000 RPM foi observada.

As ordens responsáveis pelos maiores níveis de potência sonora são ordens do rotor, porém, os dados experimentais e o modelo numérico mostram que o estator também responde a essas excitações.

O modelo numérico considerou os componentes do motor (estator e rotor) vibrando separadamente, analisou o efeito de diferentes malhas acústicas, diferentes formas de aplicação das forças, a presença de uma componente axial da força e efeitos de excentricidade dinâmica. A Figura 93 esquematiza a construção do modelo numérico para a obtenção do ruído radiado de um motor do tipo BLPMM em função da sua velocidade de rotação, via análise de ordem, destacando-se que a rotação do rotor não foi considerada no modelo.

Figura 93 - Resumo do modelo numérico.



Fonte: (do autor)

5 CONCLUSÕES

O objetivo deste trabalho consistiu em desenvolver um modelo vibroacústico de um motor elétrico do tipo BLPMM, utilizado em lavadoras de roupa, para o cálculo da potência sonora radiada em função da velocidade de rotação. A revisão bibliográfica acerca do tema se mostrou bastante escassa. Apenas um trabalho com resultados experimentais dos níveis de potência sonora do motor em função da velocidade de rotação foi encontrado na literatura.

Para obter o nível de potência sonora radiado em função da rotação é necessária a utilização do método da análise de ordem. As forças geradas pelo campo eletromagnético foram calculadas pela empresa parceira no projeto e foram aplicadas no modelo estrutural dos componentes do motor para cada ordem. O modelo estrutural foi validado por ajuste de curvas de função resposta em frequência obtidas experimentalmente. O ajuste do modelo do estator se mostrou mais complexo devido à presença do pacote de lâminas de aço que formam seu núcleo. Uma boa concordância entre as respostas do modelo numérico estrutural e os dados experimentais foi obtida, utilizando o programa comercial *Ansys Workbench*. As propriedades mecânicas dos materiais foram consideradas adequadas.

Os maiores níveis de potência sonora ocorrem quando uma ordem eletromagnética é capaz de excitar um modo estrutural do motor. Uma ordem eletromagnética é definida de acordo com o número de dentes e pólos do motor. Um modo pode ser excitado por diversas ordens eletromagnéticas e radiar em diferentes faixas de rotação do motor durante o ciclo de lavagem da máquina. Nas medições feitas, destacaram-se as ordens 28, 55 e 82, as quais foram, então, escolhidas como dominantes para a análise de ruído radiado.

Para a radiação sonora, importaram-se para o programa *LMS Virtual.lab* os deslocamentos obtidos quando as forças geradas pelo campo eletromagnético foram aplicadas no modelo estrutural. A radiação

sonora do motor foi calculada pelo método BEM por ordem e comparada com resultados experimentais. Os efeitos da rotação mostraram-se desprezíveis e, portanto, foram negligenciados. Destacaram-se como fatores de influência na radiação sonora a presença de excentricidade dinâmica entre os componentes do motor, elevando o ruído radiado em até 30 dB e a sensibilidade do estator à componente axial da força eletromagnética, causando um aumento no ruído em até 20 dB.

Para uma primeira análise, a concordância entre os dados experimentais e numéricos do nível de radiação sonora por ordem foi considerada adequada, mostrando que a metodologia sugerida pode ser uma ferramenta importante no desenvolvimento de projeto de motores elétricos. Os dados obtidos permitiram concluir que a forma de aplicação das forças eletromagnéticas tem pouca interferência nos resultados finais.

Observou-se também que mesmo para as ordens do rotor, ou seja, quando a amplitude da excitação eletromagnética no rotor é até 1000 vezes maior do que a amplitude da força de excitação no estator, o estator é responsável por algumas ressonâncias exibidas na radiação sonora. Na análise feita, foram identificados seis modos do estator como origem do ruído e apenas cinco modos do rotor. Para o estator, a maior radiação sonora calculada encontra-se na região de 1000 RPM para ordem 82 e tem nível de 65 dB. O rotor apresentou maior ruído na região de 610 RPM da ordem 55, com nível de 56 dB.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Sugere-se para trabalhos futuros neste tema, a validação das forças eletromagnéticas aplicadas, principalmente da componente axial, que foi ajustada por tentativa e erro.

O desenvolvimento de um modelo que considere estator e rotor vibrando ao mesmo tempo permitiria a melhor identificação do relacionamento desses dois componentes.

A análise da excentricidade estática dos componentes também pode ser um fator de interesse.

Uma caracterização detalhada das propriedades dinâmicas dos materiais que compõem o motor deve levar a resultados ainda melhores. Especialmente dos polímeros e do pacote de lâminas.

Por fim, sugere-se o estudo do motor acoplado à máquina de lavar roupas.

REFERÊNCIAS

BERANEK, L., VÉR, I. **Noise and Vibration Control Engineering**. Wiley Interscience. Nova York, EUA, 2003.

BEVAN, G.R. **Measurement of Forces on the Stator Teeth of Electrical Machines**. Cape Peninsula University of Technology. África do Sul, 2013.

BLOUGH, J. **Improving the Analysis of Operating Data on Rotating Automotive Components**. Cincinnati, EUA, 1998.

BRANDT, A., LAGÖ, T., AHLIN, K., TUMA, J. **Main Principles and Limitations of Current Order Tracking Methods**. Society for Experimental Mechanics Conference, 2005.

BRÜEL&KJAER. **Accelerometers and Conditioning**. Product Catalogue, 2009.

CARMELI, M. S., DEZZA, F. C., 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.

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

COWAN, R. S. **More work for mother: The ironies of household technology from the open hearth to the microwave**. Basic Books. Nova York, EUA, 1983.

DIAS, M. *et al.* **Motores Síncronos Trifásicos com Ímãs Permanentes**. Tecnología, 2005. p107-127.

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

GIERAS, J. F. *et al.* **Analytical Prediction of Noise of Magnetic Origin Produced by Permanent Magnet Brushless Motors**. Electric Machines & Drives Conference, 2007.

HALLIDAY, D., RESNICK, R., KRANE, K. **Física 3**. Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. 5ª ed. Rio de Janeiro, Brasil, 2004.

HOA, S.V. **Computer-aided design of polymer-matrix composite structures**. Marcel Dekker, Inc. Nova York, EUA, 1995.

IBGE. **Pesquisa Nacional por Amostra de Domicílios**. Brasil, 2003.

IBGE. **Pesquisa Nacional por Amostra de Domicílios**. Brasil, 2012.

ISO 3744. **Acoustics - Determination of Sound Power Levels of Noise Using Sound Pressure - Engineering method in an essentially free field over a reflecting plane**. 1994.

JMAG. **Application Note - Eccentricity Analysis of an IPM Motor**. 2013

KALKAT, M. **Experimentally vibration and noise analysis of two types of washing machines with a proposed neural network predictor**. Journal of the International Measurement Confederation, 2014. Vol. 47, p. 184-192.

KIRKUP, S.M. **The Boundary Element Method in Acoustics**. Integrated Sound Software, 1998.

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.

LEE, M., SINGH, R. **Analytical Formulations for Annular Disk Sound Radiation Using Structural Modes**. Journal of the Acoustical Society of America, 1994.

LENZI NETO, L. **Modelo Vibroacústico simplificado de um compressor Scroll**. Dissertação de mestrado - UFSC, 2013.

LIU, B., FENG, T., WU, X., LI, N. **Noise Radiation Characteristics of the Washing Machine Based on Sound Intensity Measurement**. Advanced Material Research, 2012.

LMS. **Virtual.lab Online Help**. 2012

MatWeb. **Material Property Data**. <http://www.matweb.com/>

MÜLLER, G., MÖSER, M. **Handbook of Engineering Acoustics**. Springer. Alemanha, 2013.

MÜLLER-TRAPET, M. *et al.* **Simulated Transfer Functions for the Auralization of Electrical Machines**. Congress on Sound and Vibration, 2010.

NATIONAL INSTRUMENTS. **LabVIEW. Order Analysis Toolkit User Manual**. 2005

NAU, S. L. **Technologies for Energy - Efficient Electric Motors**. I Seminário Brasileiro de Terras Raras. Rio de Janeiro, 2011.

PRASHAD, H. **Determination of stiffness of roller bearings - an alternative approach**. IE(I) J.-MC, 2004. Vol 84, p. 186-192.

SHEHAN C. L., MORAS, A.B. **Deconstructing Laundry: Gendered Technologies and the Reluctant Redesign of Household Labor**. Michigan Family Review, 2006. Vol. 11, p. 39-54.

SOUZA, M. **Identificação das Principais Ordens Harmônicas num Motor Elétrico e suas Contribuições para o Ruído**. Trabalho de Conclusão de Curso - UFSC, 2012.

U.S. Department of Housing and Urban Development. **2009 American Housing Survey**. EUA, 2010.

WANG, C. *et al.* **Vibration Analysis of an Induction Motor**. Journal of Sound and Vibration, 1999. Vol. 224, p. 733-756.

WASSERMANN, J., SPRINGER, H. **Acoustic Noise Reduction Rotating Structures by Aid Experimental Modal Analysis**. 19th International Modal Analysis Conference, 2001.