

Jhonathan Razzini

**MODELO VIBROACÚSTICO DO TANQUE DE UMA
LAVADORA DE ROUPA**

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

Orientador: Prof. Arcanjo Lenzi, PhD

Florianópolis
2019

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

Razzini, Jhonathan

Modelo vibroacústico do tanque de uma lavadora
de roupas / Jhonathan Razzini ; orientador, Arcanjo
Lenzi, 2019.

78 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de
Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2019.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Engenharia Mecânica. 3.
Vibrações e acústica. 4. Máquina de lavar. 5. Modelo
numérico. I. Lenzi, Arcanjo. II. Universidade
Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica. III. Título.

Jhonathan Razzini

**MODELO VIBROACÚSTICO DO TANQUE DE UMA
LAVADORA DE ROUPA**

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

Florianópolis, 25 de Fevereiro de 2019.

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

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

Banca Examinadora:

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

Andrey Ricardo da Silva, PhD.
Universidade Federal de Santa Catarina

Roberto Jordan, Dr. Eng.

Dedico este trabalho aos meus pais
Sergio e Simone, à minha noiva
Jessica e à memória de meu avô
Afonso Razzini.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais Sergio Razzini e Simone Joenck Razzini por sempre estarem ao meu lado ao longo de todos estes anos de estudo, me apoiando com o que fosse necessário. À minha noiva Jessica Souza Martins pelo companheirismo, paciência, apoio e por sempre estar ao meu lado.

Ao grande Chefe Professor Arcanjo Lenzi pelos ensinamentos passados, a confiança, o respeito e a preocupação com o bem estar de seus alunos. Aos Parceiros de trabalho Jacson Gil Vargas e Olavo Silva pela ajuda no desenvolvimento dos modelos e por sempre estarem à disposição para tirar dúvidas e debater ideias.

Aos colegas do LVA que contribuíram de maneira direta ou indiretamente tirando dúvidas, debatendo ideias e conceitos, e ajudaram no desenvolvimento deste trabalho e nos estudos das matérias.

À Whirlpool S.A. pela parceria com a universidade, contribuindo financeiramente e com demanda de projetos. Ao Engenheiro Hideraldo V. Santos, membro do grupo de P&D da Whirlpool, pelo suporte dado à pesquisa.

Por fim agradeço à população brasileira que paga seus impostos, possibilitando ao CNPq reverter uma parte deste dinheiro em investimentos em educação e desenvolvimento científico e tecnológico, apoiando financeiramente o desenvolvimento deste trabalho.

RESUMO

Este trabalho aborda o desenvolvimento de modelos vibroacústicos do tanque de uma máquina de lavar. Primeiramente, foi desenvolvido e validado o modelo do tanque na condição livre utilizando o método de elementos finitos (FEM). Posteriormente, foi acoplado a este um modelo devidamente validado do motor da máquina de lavar. Foram desenvolvidos três modelos acústicos da resposta e radiação sonora do tanque. No modelo referência foi empregado FEM, utilizando acoplamento fraco para importar as respostas de velocidade do modelo estrutural do tanque e calcular a potência acústica radiada para o infinito bem como a eficiência de radiação. Subsequentemente foi desenvolvido um modelo híbrido FEM-analítico, utilizando a eficiência de radiação do tanque e a velocidade quadrática média espacial e no tempo, obtida do modelo estrutural FEM, para calcular a potência sonora radiada. Por fim, foi desenvolvido um modelo híbrido FEM-SEA, onde se utilizou um modelo simplificado do tanque para obter a energia vibratória do motor e inserir este como dado de entrada no modelo SEA e calcular a potência sonora radiada pelo tanque. Com o modelo híbrido FEM-analítico obteve-se uma redução de 50% no tempo de processamento do modelo vibroacústico, e o modelo FEM-SEA apresentou tempo de processamento seis vezes menor.

Palavras-chave: Máquina de lavar roupas. Vibrações e acústica. Elementos finitos.

ABSTRACT

This work covers the development of washing machine tub vibroacoustic model. Firstly, it was developed and validated the tub model in the free condition using the finite element method (FEM). Then, it was coupled to this model the, already validated, electric motor model. Three acoustic models were developed. In the reference model was employed FEM, where weak coupling was used to import the velocity load from the structural model and calculate the radiated sound power level as well as the radiation efficiency. Subsequently, a FEM-analytical model was developed, it was used the tub radiation efficiency and the time and space averaged square velocity obtained in the structural FEM model to calculate the radiated sound power. Lastly, a FEM-SEA hybrid model was developed, it was used the simplified tub coupled to the motor structural model to calculate the motor vibration energy, and use it as an input data in the SEA model and calculate the radiated sound power. In the FEM-analytical model the elapsed time needed to solve the vibroacoustic model was reduced by half, and in the FEM-SEA it was six times smaller.

Keywords: Washing machine. Acoustic and vibration. Finite element.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Lavadora de carregamento superior.	8
Figura 2.2 - Lavadora de carregamento frontal.....	8
Figura 2.3 - Principais componentes de uma máquina de lavar de carregamento frontal.	9
Figura 2.4 - Ilustração acoplamento direto (a) e através de polias e correia (b).10	
Figura 2.5 – Fases do processo lavação em máquinas de carregamento frontal.12	
Figura 2.6 - Componentes internos da máquina de lavar.....	13
Figura 2.7 - Setup de experimento (a) e resultado da medição (b).....	14
Figura 2.8 - Diagrama de Campbell do SWL do motor montado na bancada ...	14
Figura 2.9 - Gabinete modificado para experimentos	15
Figura 2.10 - Comparação SWL motor e máquina	15
Figura 2.11 - Espectro de SWL do motor e máquina modificada (10dB/divisão)	16
Figura 3.1 - Modelo CAD do tanque	18
Figura 3.2 - Montagem do sistema do tanque.....	19
Figura 3.3 - Modelo CAD simplificado do tanque	20
Figura 3.4 - Modelo CAD do inserto de alumínio	21
Figura 3.5 - Malha do modelo do tanque.....	22
Figura 3.6 - Distribuição dos modos no espectro.....	23
Figura 3.7 – Comparação aceleração de transferência: modelo malha refinada e método direto com modelo de malha normal e método modal	24
Figura 3.8 - Foto do tanque suspenso para análise modal.....	25
Figura 3.9 - Geometria desenvolvida para a AME	26
Figura 3.10 - Foto registrada durante a aquisição de dados	27
Figura 3.11 - Pontos de excitação e resposta	32
Figura 3.12 - Aceleração de transferência, excitação no Ponto 01 e resposta no Ponto 02.....	33
Figura 3.13 - Aceleração de transferência, excitação no Ponto 01 e resposta no Ponto 03.....	33
Figura 3.14 - Aceleração de transferência, excitação no Ponto 01 e resposta no Ponto 04.....	34
Figura 3.15 - Aceleração de transferência, excitação no Ponto 01 e resposta no Ponto 07.....	34
Figura 3.16 - Aceleração de transferência, excitação no Ponto 01 e resposta no Ponto 10.....	35
Figura 4.1 - Modelo CAD do estator	38
Figura 4.2 - Modelo CAD do rotor	38
Figura 4.3 - Comparação FRF na direção axial, condição livre, em pontos próximos no estator.....	39
Figura 4.4 - Comparação FRF na direção axial, condição livre, em pontos próximos no rotor	39
Figura 4.5 - Fixação do estator ao tanque	41
Figura 4.6 - Malha modelo do tanque acoplado com o motor	41

Figura 4.7 – Comparação aceleração de transferência: modelo malha refinada e método direto com modelo de malha normal e método modal	42
Figura 4.8 - Posição dos pontos de excitação e resposta	44
Figura 4.9 - FRF do estator: aceleração de transferência ponto 3	44
Figura 4.10 - FRF do estator: aceleração de transferência ponto 8.....	45
Figura 4.11 - Posição dos pontos de excitação e resposta.....	46
Figura 4.12 – FRF do rotor: aceleração de transferência ponto 1	46
Figura 4.13 – FRF do rotor: aceleração transferência ponto 5.....	47
Figura 4.14 - Modelo simplificado	49
Figura 4.15 - FRF estator: aceleração de transferência ponto 8.....	50
Figura 4.16 - FRF rotor: aceleração de transferência ponto 5.....	50
Figura 5.1 - Malha modelo acústico	54
Figura 5.2 - Nível de potência sonora, análise de convergência da malha acústica	55
Figura 5.3 - Eficiência de radiação do tanque.....	57
Figura 5.4 - Eficiência de radiação em bandas de terço de oitava	57
Figura 5.5 - Comparação em banda estreita da potência acústica por FEM e calculada utilizando a eficiência de radiação.....	58
Figura 5.6 - Comparação em banda de terço de oitava da potência acústica por FEM e calculada utilizando a eficiência de radiação	58
Figura 6.1 - Fator de superposição modal para as bandas de terço de oitava.....	63
6.2 - Comparação energia vibratória FEM-SEA do tanque	66
6.3 - Diferença modelo energia vibratória FEM e SEA do tanque	66
Figura 6.4 - Comparação energia vibratória FEM-SEA	68
6.5 - Diferença modelo FEM simplificado e SEA	68
Figura 6.6 – Comparação modelos FEM, eficiência de radiação e SEA	69
Figura 6.7 - Potência líquida transmitida ao tanque.....	70

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Modos obtidos na AME.....	28
Tabela 3.2 - Conjunto de propriedades do modelo ajustado	30
Tabela 3.3 - Comparação frequências naturais numéricas e experimentais	31
Tabela 6.1 - Subsistemas que compõem o modelo em SEA	61

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AME	Análise modal experimental
APDL	<i>Ansys Parametric Design Language</i>
BPM	<i>Brushless permanent magnet</i>
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
FEM	Método de elementos finitos (<i>Finite Element Method</i>)
FRF	Função Resposta em Frequência
GF	Fibra de vidro (<i>Glass Fiber</i>)
GL	Grau de liberdade
LVA	Laboratório de Vibrações e Acústica
MD	Método Direto
MOF	Fator de Superposição Modal (<i>Modal Overlap Factor</i>)
MSM	Método da Superposição Modal
PBT	Tereftalato de Polibutileno (<i>Polybutylene Terephthalate</i>)
PIM	Método da Potência de Entrada (<i>Power Injection Method</i>)
PP	Polipropileno
RAM	<i>Random Access Memory</i>
SEA	Análise estatística energética (<i>Statistical Energy Analysis</i>)
SWL	Nível de potência sonora (<i>Sound Power Level</i>)

LISTA DE SÍMBOLOS

$\langle \bar{V}^2 \rangle$	Velocidade quadrática média no tempo e no espaço
\bar{E}_{sub}	Energia vibratória modal do subsistema
E^w_{ij}	Energia vibratória do subsistema i normalizada pela potência de entrada no subsistema j
$\langle P^2 \rangle$	Pressão quadrática média no tempo e no espaço
W^{in}_i	Potência de entrada no subsistema i
C_0	Velocidade característica do som no meio
E_i	Energia vibratória do subsistema i
E_{sub}	Energia vibratória do subsistema
M_{sub}	Massa do subsistema
M	Massa do componente
N_{sub}	Número de modos do subsistema
n	Densidade modal
R^2	Coefficiente de determinação
$\langle Re\{Y\} \rangle_{x,\Delta f}$	Média no espaço e na frequência da mobilidade pontual
Vol_{sub}	Volume do da cavidade acústica
W_{rad}	Potência acústica radiada
W_{liq}	Potência líquida transmitida
h	Espessura da placa
K	Rigidez do mancal
S	Área de superfície

Alfabeto grego:

η_{ij}	Coefficiente de perda do subsistema i para o subsistema j
λ_b	Comprimento da onda de flexão
ρ_0	Densidade característica do meio
σ_{rad}	Eficiência de radiação
α	Coefficiente de amortecimento proporcional à massa
β	Coefficiente de amortecimento proporcional à rigidez
ω	Velocidade angular
ζ	Razão de amortecimento modal
ζ_α	Razão de amortecimento modal inserido através de α
ζ_β	Razão de amortecimento modal inserido através de β
ζ_{const}	Razão de amortecimento modal constante para todos os modos

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	REVISÃO DOS TRABALHOS ANTERIORES	2
1.2	OBJETIVOS	3
1.3	ESTRUTURA DO TRABALHO	4
2	MÁQUINAS DE LAVAR ROUPAS	7
2.1	CARACTERÍSTICAS DAS LAVADORAS	7
2.2	PROCESSO DE LAVAÇÃO	11
2.3	MÁQUINA ESTUDADA	12
3	MODELO NUMÉRICO DO TANQUE	17
3.1	DESENVOLVIMENTO DO MODELO	17
3.1.1	Simplificações do modelo	17
3.1.2	Condições de contato	20
3.1.3	Desenvolvimento da malha	22
3.2	ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL.....	25
3.3	AJUSTE DO MODELO.....	29
3.4	SÍNTESE DO CAPÍTULO	36
4	MODELO DO TANQUE ACOPLADO AO MOTOR ..	37
4.1	DESENVOLVIMENTO DO MODELO ACOPLADO	40
4.1.1	Ajuste do modelo	43
4.2	MODELO SIMPLIFICADO DO TANQUE.....	47
4.3	SÍNTESE DO CAPÍTULO	51
5	MODELO ACÚSTICO	53
5.1	MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	53
5.2	MODELO HÍBRIDO FEM-ANALÍTICO	55
5.3	SÍNTESE DO CAPÍTULO	59
6	ANÁLISE ESTATÍSTICA ENERGÉTICA (SEA)	61
6.1	HIPÓTESES BÁSICAS DE SEA	61
6.2	EQUAÇÕES BÁSICAS E DESENVOLVIMENTO DO MODELO	63
6.3	VALIDAÇÃO	65
6.4	RESULTADOS	67
6.5	SÍNTESE DO CAPÍTULO	70
7	CONCLUSÕES	71

7.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	72
	REFERÊNCIAS.....	75

1 INTRODUÇÃO

Conforme Shehan e Moras (2006), a atividade de lavar roupas regularmente se tornou uma tarefa semanal no decorrer século XIX. Os tecidos utilizados antes da revolução industrial, como feltro, linho, lã e couro, não necessitavam de lavagem frequente. Nestes casos, a limpeza das roupas se dava por agitação e escovação manual. Apenas quando o algodão se tornou a principal matéria-prima na fabricação têxtil é que esta tarefa doméstica se tornou uma atividade rotineira.

Atualmente, lavar roupas é um dos trabalhos domésticos mais difundidos do mundo (BAO, 2017). Esta atividade, quando desempenhada manualmente, pode tornar-se um trabalho cansativo e demorado. Dessa forma, o surgimento no mercado de um produto capaz de realizar tal tarefa fez com que o ser humano pudesse ter uma vida mais cômoda.

Segundo o IBGE (2014), dentre os bens duráveis, a posse de máquina de lavar foi a que mais cresceu de 2013 para 2014, estando presente em 58,7% das residências brasileiras, um aumento de 1,2 ponto percentual. Vale destacar ainda o potencial de crescimento do mercado, afinal quase 40% de residências ainda não possuem este eletrodoméstico.

Consumidores cada vez mais exigentes e o crescente mercado deste eletrodoméstico estimulam o investimento das empresas na produção deste bem. Isto se traduz no desenvolvimento de novas tecnologias, a fim de satisfazer as expectativas dos consumidores, ao mesmo tempo em que se buscam diferenciais para destacar produtos no mercado.

No mercado consumidor atual é frequente a presença de consumidores cada vez mais exigentes em relação aos produtos que serão adquiridos. Além do custo, qualidade, confiabilidade, consumo energético e eficiência no processo de lavagem, o nível de ruído é um critério importante ao decidir qual modelo adquirir, principalmente entre os consumidores que residem em grandes centros urbanos, onde há uma redução do tamanho médio dos domicílios e maior proximidade do consumidor com o produto. Assim, o estudo das características vibroacústicas dos produtos é fundamental e deve ser abordado já nas fases iniciais do projeto de novas máquinas.

1.1 REVISÃO DOS TRABALHOS ANTERIORES

Foi realizada uma pesquisa em bases de dados científicas por trabalhos já publicados envolvendo máquinas de lavar roupas. A seguir, são apresentados alguns trabalhos encontrados, os quais apresentam informações relevantes para o desenvolvimento deste trabalho.

No trabalho de Vargas (2017), primeiramente, foi desenvolvida uma análise das fontes de ruído de uma lavadora de carregamento frontal de acionamento direto. Este avaliou o nível de potência sonora (SWL) da lavadora em diferentes condições na tentativa de identificar as fontes de ruído e tratar acusticamente o gabinete de maneira a reduzir a potência sonora radiada. Posteriormente, foram desenvolvidos modelos numéricos estruturais do motor da máquina utilizando o Método de Elementos Finitos (FEM). Estes modelos foram devidamente ajustados com base em dados experimentais obtidos através da Análise Modal Experimental (AME) e da medição experimental das Funções Resposta em Frequência (FRF). Vargas (2017) apresentou um modelo multifísico, desenvolvido em elementos finitos, para calcular o campo de forças eletromagnéticas atuantes nos componentes do motor. O conjunto de forças obtido com a solução do modelo eletromagnético foi inserido no modelo estrutural e através de um modelo acústico foi calculado o SWL do motor devido ao carregamento eletromagnético.

Barpanda e Tudor (2009) analisaram as fontes de ruído de uma lavadora de carregamento horizontal com acionamento através de polias e correia. Neste trabalho, foram desenvolvidos experimentos acústicos para determinar a potência sonora radiada pela máquina, e estruturais para obter acelerações no painel do gabinete e em outros componentes. Concluíram que o motor possui maior contribuição ativa para o ruído da máquina nas altas frequências (acima de 1 kHz) e uma contribuição passiva nas baixas frequências. Verificaram, também, que no ciclo de centrifugação são observados os maiores níveis de ruído.

Wang, Nerse e Kim (2017) desenvolveram uma análise vibroacústica em uma lavadora de carregamento superior e acoplamento através de polias e correia. Estes desenvolveram uma análise de caminhos de transferência operacional com base em dados experimentais. Através desta análise concluíram que a maior contribuição no ruído da máquina de lavar é do motor, seguida pelas do conjunto de polias e correia, do tanque e do gabinete.

Verificou-se a escassez de publicações de trabalhos voltados à análise vibroacústica envolvendo o tanque de máquinas de lavar, entretanto, um estudo abrangendo a análise do tanque como corpo rígido

pode ser encontrado em Koizumi et al. (2006). Neste trabalho, é apresentado um modelo para analisar a vibração do tanque e do gabinete, além da força transmitida para o solo durante o ciclo de centrifugação em uma máquina de carregamento frontal. O tanque, gabinete e solo foram modelados como corpos rígidos ligados através de componentes discretos de rigidez e amortecimento.

Lu e Pang (2016) analisaram o comportamento dinâmico do tanque de uma lavadora de carregamento superior, no qual apresentaram o projeto de um novo amortecedor para a lavadora. A principal característica do amortecedor desenvolvido neste trabalho é a redução na transmissão das componentes harmônicas da força. Desta forma, no ciclo de centrifugação, houve uma redução de ruído de 4,7 dB(A) na condição crítica de desbalanceamento e 2,2 dB(A) na condição normal de operação.

Em Spelta et al. (2008) é apresentado um sistema de controle semiativo com o objetivo de reduzir os níveis de vibração e ruído de uma máquina de lavar de carregamento frontal. O sistema consiste em um controle semiativo dos amortecedores magneto-reológicos localizados na suspensão que liga o tanque ao gabinete. Os resultados quantitativos não foram apresentados por motivo de sigilo, contudo, qualitativamente foi observada redução nos níveis de ruído.

As informações obtidas no trabalho de Vargas (2017) tiveram uma grande contribuição para o desenvolvimento deste trabalho, onde ficou evidente a importância do tanque na contribuição da potência sonora radiada por uma máquina semelhante à estudada. Assim como o trabalho de Wang, Nerse e Kim (2017), onde o tanque apresentou uma contribuição significativa para as fontes de ruído, sendo que a máquina estudada não apresenta um conjunto de polias e correias.

1.2 OBJETIVOS

O principal objetivo deste trabalho consiste em avaliar a interação do acoplamento do motor elétrico que aciona a máquina de lavar ao tanque e adicionalmente, desenvolver uma metodologia para estimar a potência sonora radiada pelo tanque da máquina, quando excitado pelo motor.

Os objetivos específicos são:

- construir um modelo numérico estrutural do tanque com pequenas simplificações geométricas, de maneira a reduzir o custo computacional;

- acoplar o modelo do tanque ao modelo do motor elétrico da máquina;
- construir um modelo simplificado de menor custo computacional do tanque acoplado ao motor;
- calcular a potência sonora radiada pelo tanque quando uma excitação é inserida no motor.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho está dividido em 7 capítulos. O capítulo 1 introduz, de maneira resumida, o leitor ao assunto aqui abordado, traz uma revisão de trabalhos relacionados ao assunto e apresenta os objetivos deste trabalho.

No Capítulo 2 são apresentadas as características, os principais componentes e a classificação das máquinas de lavar. Bem como alguns conceitos básicos sobre seu princípio de funcionamento e o processo de lavagem. E, por fim, é apresentada a máquina objeto deste estudo, sua classificação, características e alguns resultados obtidos em testes experimentais conduzidos no LVA.

No Capítulo 3 é detalhado o desenvolvimento do modelo vibroestrutural do tanque, as simplificações adotadas, condições de contato entre os componentes que compõem o tanque e desenvolvimento da malha. O ajuste e validação do modelo foram baseados em análise modal experimental e FRFs obtidas experimentalmente. As variáveis de ajuste do modelo foi o módulo de elasticidade, a densidade do plástico e a rigidez dos mancais. Tais parâmetros foram escolhidos devido à maior incerteza na sua determinação.

No Capítulo 4 é apresentado o processo de acoplamento do modelo do tanque com o modelo do motor elétrico da máquina de lavar. Este modelo acoplado foi validado na condição livre com base em FRFs experimentais. Devido ao alto custo computacional, foi desenvolvido um modelo simplificado do tanque acoplado ao motor, de forma a reduzir o custo computacional e alterar o menos possível o comportamento dinâmico do motor elétrico.

No Capítulo 5 é detalhado o desenvolvimento de dois modelos acústicos. O primeiro deles utilizando FEM, consiste em acoplar o modelo vibroestrutural a um modelo acústico utilizando um modelo de acoplamento fraco entre o fluido e a estrutura. O segundo modelo é um modelo híbrido FEM-analítico que consiste em obter do modelo

vibroestrutural FEM a velocidade quadrática média no espaço e no tempo do tanque e utilizar a eficiência de radiação para calcular a potência acústica radiada pelo tanque.

No sexto capítulo é apresentado um modelo híbrido FEM-SEA, onde os parâmetros de SEA foram obtidos de um modelo estrutural FEM do tanque acoplado ao motor. Foi, então, utilizado o modelo simplificado do tanque acoplado ao motor para obter a energia vibratória do motor, que serviu de dado de entrada para o modelo SEA. Com o modelo híbrido FEM-SEA desenvolvido neste capítulo obteve-se uma redução considerável do custo computacional.

Por fim, no Capítulo 7 são apresentadas, de maneira resumida, as conclusões obtidas deste trabalho e apontadas propostas de temas para trabalhos futuros.

2 MÁQUINAS DE LAVAR ROUPAS

Neste capítulo serão apresentados alguns conceitos básicos sobre o funcionamento das lavadoras de roupa relevantes ao entendimento deste trabalho. Inicialmente, são apresentadas algumas características da máquina de lavar, concepções de direção do eixo, tipos de motores utilizados no acionamento e tipos de acoplamento. Posteriormente, será descrito o processo de lavagem de tecidos nestes equipamentos. Na sequência, é apresentada a máquina utilizada neste estudo e descrita sua classificação e características necessárias para o entendimento deste trabalho.

2.1 CARACTERÍSTICAS DAS LAVADORAS

Atualmente, existem no mercado máquinas de lavar roupas das mais diversas marcas, modelos e preços. Os princípios de funcionamento destas são similares, todas possuem um tanque para armazenar a água, um conjunto mecânico para movimentar a água e a roupa e um motor elétrico para fornecer a potência mecânica para o conjunto. Todavia, existem peculiaridades entre as máquinas presentes no mercado.

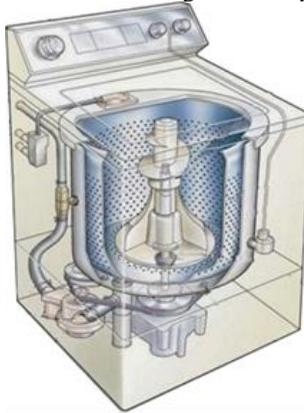
Segundo Shehan e Moras (2006), a primeira patente americana de uma máquina de lavar surgiu durante a primeira revolução industrial em 1805, no entanto, somente em 1915 é que surgiu no mercado a primeira máquina de lavar elétrica. Desde então este eletrodoméstico passou por uma série de mudanças em decorrência do surgimento de novas tecnologias, porém o princípio básico de funcionamento permanece o mesmo.

Dentre as lavadoras presentes no mercado, nota-se a presença de duas categorias, máquinas de carregamento superior e frontal. A abertura para inserir as roupas nas de carregamento superior fica na parte superior da máquina e o eixo de rotação do cesto é posicionado na direção vertical. Este tipo de lavadora é a mais comum no mercado brasileiro.

As máquinas de carregamento frontal possuem a abertura para inserir e retirar as roupas na parte frontal da máquina, o que impossibilita a abertura quando a mesma está com água. Neste tipo de máquina, o eixo de rotação é posicionado na direção horizontal, sendo este tipo de lavadora mais comum nos mercados europeu e norte-

americano. As Figuras 2.1 e 2.2 ilustram ambas as concepções de lavadoras.

Figura 2.1 - Lavadora de carregamento superior.



Fonte: Adaptado de Khemani (2009).

Figura 2.2 - Lavadora de carregamento frontal.



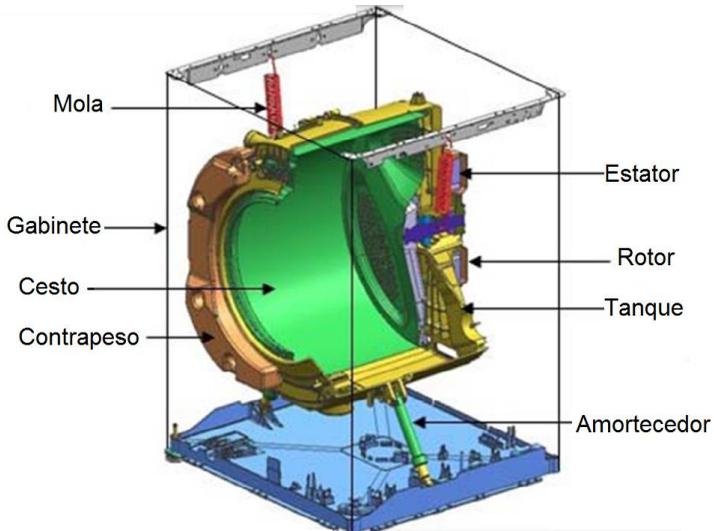
Fonte: Adaptado de Akashi (2017).

As máquinas de carregamento frontal são as mais eficientes devido, principalmente, ao baixo consumo de água, uma vez que não há necessidade de submergir completamente as roupas, e à maior velocidade rotacional no processo de centrifugação. (CLUETT et al., 2013). Segundo Mozes et al (1998), a maior parcela de energia

consumida pela máquina de lavar roupas é utilizada para aquecer a água. Esta parcela é maior que 78% quando a água é aquecida acima de 40°C. Porém, no mercado brasileiro, a maioria das máquinas vendidas não possuem aquecedor, tendo uma potência nominal entre 0,3 a 1kW.

Em geral, máquinas de lavar roupas são constituídas dos seguintes componentes: gabinete, cesto, tanque, motor elétrico, molas, amortecedores, contrapesos, eletrobombas, e eletroválvulas, além de um conjunto eletrônico para alimentação e controle do motor e da máquina. O tanque, cuja função é armazenar água, é conectado ao gabinete através de um conjunto de molas e amortecedores que integram a suspensão da máquina. Os motores são máquinas elétricas formadas basicamente por um rotor e um estator. No caso das máquinas de lavar, os motores elétricos convertem energia elétrica em trabalho de eixo ao girar o cesto, possibilitando realizar os movimentos necessários no processo de lavagem e de centrifugação. A Figura 2.3 apresenta esquematicamente a montagem dos componentes de uma máquina de carregamento frontal.

Figura 2.3 - Principais componentes de uma máquina de lavar de carregamento frontal.



Fonte: Adaptado de Kalkat (2014).

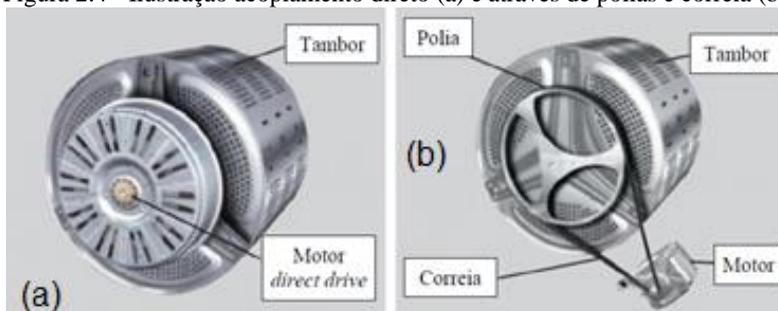
A excentricidade da massa das roupas gera um desbalanceamento mecânico que resulta em vibrações no tanque da máquina. As

amplitudes do movimento vibratório são limitadas pelo conjunto de forças que atuam nos elementos da suspensão do tanque. Estes esforços são transmitidos ao gabinete através das conexões das molas e dos amortecedores. Desta forma, as molas e os amortecedores são dimensionados de maneira a limitar o movimento de corpo rígido do tanque dentro do gabinete, assim como, as forças transmitidas para este e evitar que a máquina saia "caminhando" pela casa. (KALKAT, 2014). Adicionalmente, o projeto da suspensão deve evitar colisões entre o tanque e os painéis do gabinete durante movimentos vibratórios de grande amplitude.

O acionamento do mecanismo de agitação das máquinas de lavar dá-se de duas formas, podendo ser um acoplamento direto (*direct drive*), onde o motor é diretamente acoplado ao eixo da máquina ou através de um sistema de redução por polias e correia (*belt-pulley*).

O acoplamento direto é o mais eficiente do ponto de vista energético, pois dispensa o uso de correias, polias e mancais de rolamento do motor. Máquinas de lavar com acoplamento direto comumente são acionadas por motores trifásicos síncronos. Segundo Umans, Fitzgerald e Kingsley (2003), este tipo de motor tipicamente possui elevada eficiência (principalmente se comparado aos motores de indução monofásicos), controle preciso da velocidade rotacional e torque. Por outro lado, necessita de um controle eletrônico mais sofisticado, tornando-os mais complexos. Há duas configurações de disposição do rotor e estator, podendo ser rotor externo e estator interno ou rotor interno e estator externo. A Figura 2.4 (a) ilustra o mecanismo de transmissão por acoplamento direto, enquanto que, a Figura 2.4 (b) ilustra a transmissão por correia e polias.

Figura 2.4 - Ilustração acoplamento direto (a) e através de polias e correia (b).



Fonte: Adaptado de Kalkat (2014).

O acoplamento através de polias e correia proporciona, inevitavelmente, perdas de energia através do acoplamento. Segundo Carlisle Power Transmission Products inc. (1980), a eficiência dos conjuntos de polias e correias na transmissão de potência está entre 90% e 99%, dependendo do tipo de correia utilizada, e a maior parte da energia perdida se deve à histerese do material e ao atrito no escorregamento da correia. Este tipo de acoplamento permite o uso qualquer tipo de motor, sendo exemplos de motores já utilizados em lavadoras: motor de indução monofásico, motor trifásico síncrono sem escovas e motores de corrente contínua com escovas.

É importante destacar que, embora seja mais comum o acoplamento direto em máquinas de carregamento frontal, há ambos os tipos de acoplamento tanto em máquinas de carregamento frontal quanto superior.

2.2 PROCESSO DE LAVAÇÃO

Segundo Bao (2017), o processo de lavagem de roupa é resultado do conjunto da ação mecânica, temperatura da água, ação química e tempo. O equilíbrio entre estes parâmetros é importante para um ciclo de lavagem eficiente. A ação mecânica prolongada gera maior desgaste nos tecidos, maiores quantidades de produtos químicos aumentam o impacto ambiental do descarte da água, o aumento da temperatura eleva demasiadamente o consumo energético e períodos longos para o processo de lavagem, muitas vezes, resultam em clientes insatisfeitos.

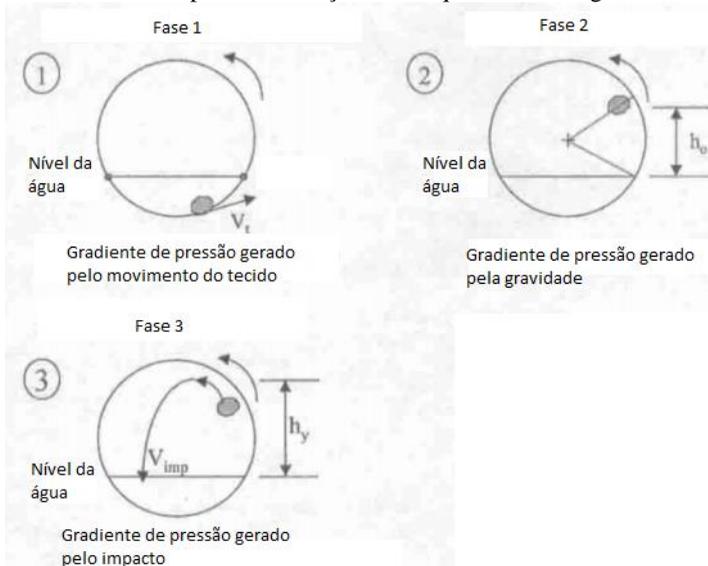
Segundo Namara (2014), a ação mecânica consiste em forçar a passagem de água através do tecido, o que melhora o transporte dos produtos químicos e a remoção da sujeira, e atritar os tecidos entre si através do movimento da água. A ação mecânica em máquinas de carregamento frontal e superior é dada de maneira diferente. Nas máquinas de carregamento frontal a ação mecânica se dá pelo movimento do cesto. Segundo Ward (2000), o gradiente de pressão necessário para gerar o fluxo de água através da trama do tecido se dá por três mecanismos diferentes, cada mecanismo está presente em uma fase do ciclo pela qual o tecido é submetido inúmeras vezes durante o ciclo de lavagem:

- Fase 1: O tecido é arrastado por dentro da água, o que gera uma diferença de pressão por dentro do tecido;

- Fase 2: O tecido emerge da água e o gradiente de pressão é gerado pela diferença de energia potencial;
- Fase 3: Quando o tecido atinge a altura máxima pelo qual este permanece junto ao cesto, este é projetado novamente na água, nesta fase o gradiente de pressão é gerado pelo impacto do tecido na água.

A Figura 2.5 ilustra cada uma destas fases.

Figura 2.5 – Fases do processo lavação em máquinas de carregamento frontal.



Fonte: Adaptado de Ward (2000).

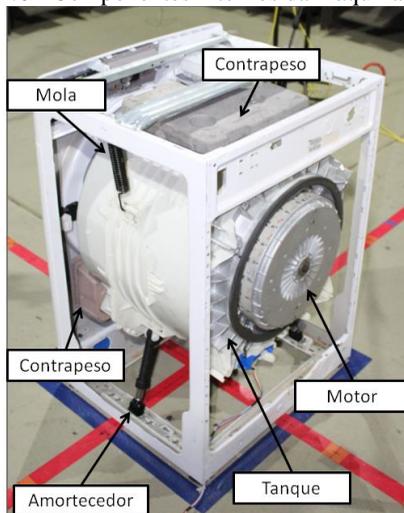
2.3 MÁQUINA ESTUDADA

A máquina objeto de estudo é de carregamento frontal e possui uma capacidade de carregamento de 10 kg. O motor utilizado é trifásico síncrono de ímãs permanentes sem escovas (BPM - *brushless permanent magnetic*), de rotor externo de potência nominal de 550W, acoplamento com o cesto é do tipo direto (acoplamento *direct drive*). O rotor possui 36 polos e o estator 27 bobinas. O rotor é fabricado em plástico injetado em PP (polipropileno) com 50% de carga de fibra de vidro e o estator em PBT (polibutileno tereftalato) com 30% de carga.

O motor é a principal fonte ativa de vibrações e ruído. Esta vibração é transmitida para os demais componentes através dos acoplamentos, fazendo com que estes vibrem passivamente e radiem ruído. Vargas (2017) analisou as fontes de ruído de uma lavadora de roupas e concluiu que o tanque possui a maior contribuição no ruído da máquina nas baixas frequências, abaixo de 1 kHz, enquanto que nas altas frequências o motor possui maior contribuição.

O gabinete da máquina de lavar é fabricado em placas finas¹ de aço carbono. O tanque é suspenso por duas molas de tração fixadas no gabinete e três amortecedores auxiliam no controle da amplitude dos movimentos de corpo rígido do tanque durante o processo de lavação. Na Figura 2.6 são destacados os elementos supracitados.

Figura 2.6 - Componentes internos da máquina de lavar



Fonte: adaptado de Vargas (2017)

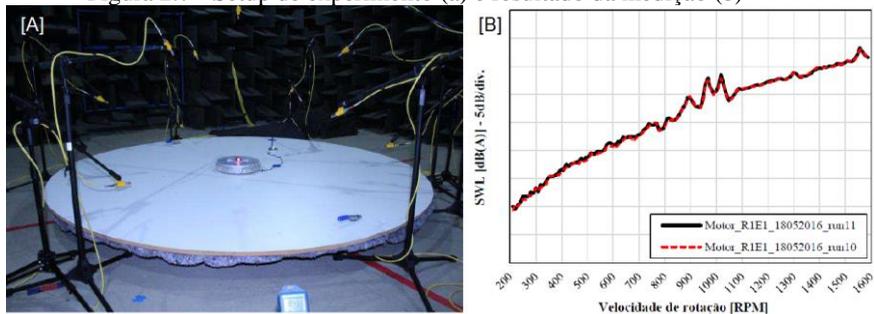
Segundo o Vargas (2017), o ciclo mais crítico, do ponto de vista acústico, é o de centrifugação. Isto se deve à alta velocidade rotacional do motor e cesto, o que resulta em maiores carregamentos dinâmicos nestes componentes, no tanque e no gabinete.

A fim de obter o nível de potência sonora radiado pelo motor foi montado um experimento com o mesmo montado em uma bancada de inércia sobre um piso refletor. O experimento foi realizado em câmara

¹ Espessura nominal da ordem de 0,90 mm.

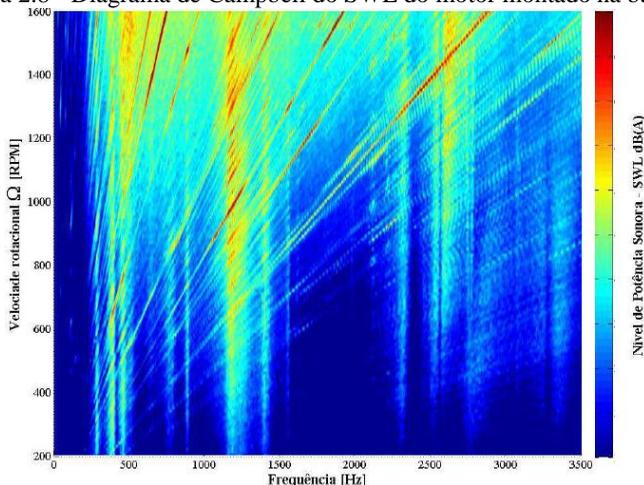
semianecóica e foram seguidas as recomendações da Norma ISO 3744. A Figura 2.7 (a) apresenta uma foto da montagem do experimento e (b) apresenta o SWL global radiado pelo motor em função da velocidade rotacional do motor. A Figura 2.8 apresenta um diagrama de Campbell do SWL do motor, as linhas verticais indicam as ressonâncias estruturais do motor e as linhas inclinadas as ordens. As ordens que se destacaram são múltiplas do número de polos e bobinas do motor.

Figura 2.7 - Setup de experimento (a) e resultado da medição (b)



Fonte: adaptado de Vargas (2017).

Figura 2.8 - Diagrama de Campbell do SWL do motor montado na bancada

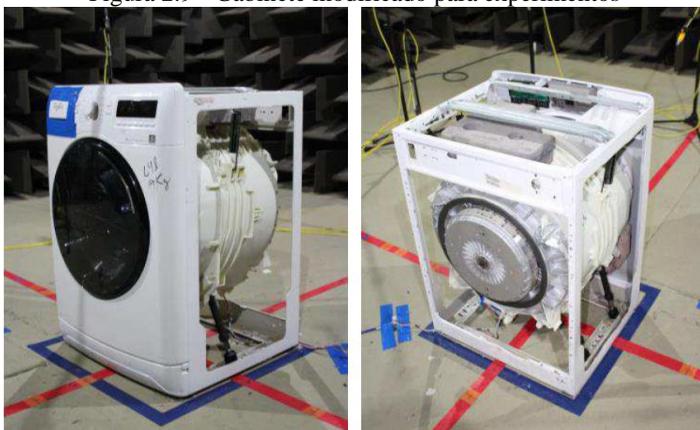


Fonte: Vargas (2017)

Vargas (2017) desenvolveu um estudo experimental detalhado do ruído radiado pelos componentes da máquina de lavar com o auxílio de um gabinete modificado. Posteriormente, foi analisada a potência sonora

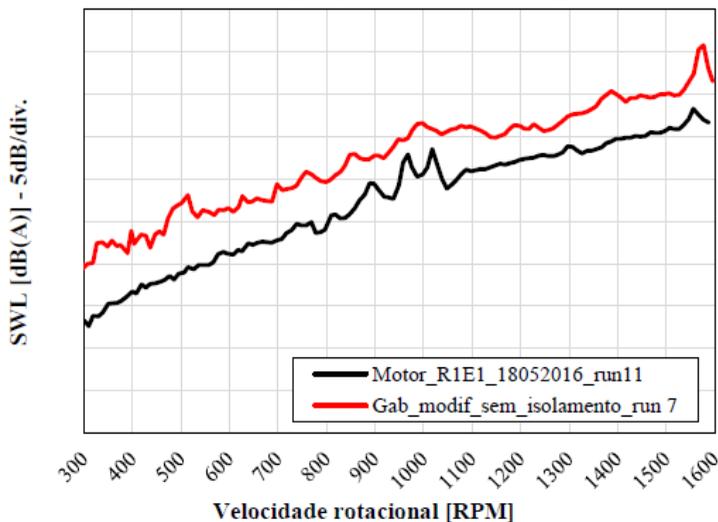
radiada pela máquina de lavar, porém com um gabinete modificado. Na Figura 2.9 são apresentadas fotos registradas durante a execução dos experimentos com o gabinete modificado e na Figura 2.10 são comparados os resultados obtidos para o SWL do motor montado na bancada de testes e no gabinete modificado.

Figura 2.9 - Gabinete modificado para experimentos



Fonte: Vargas (2017)

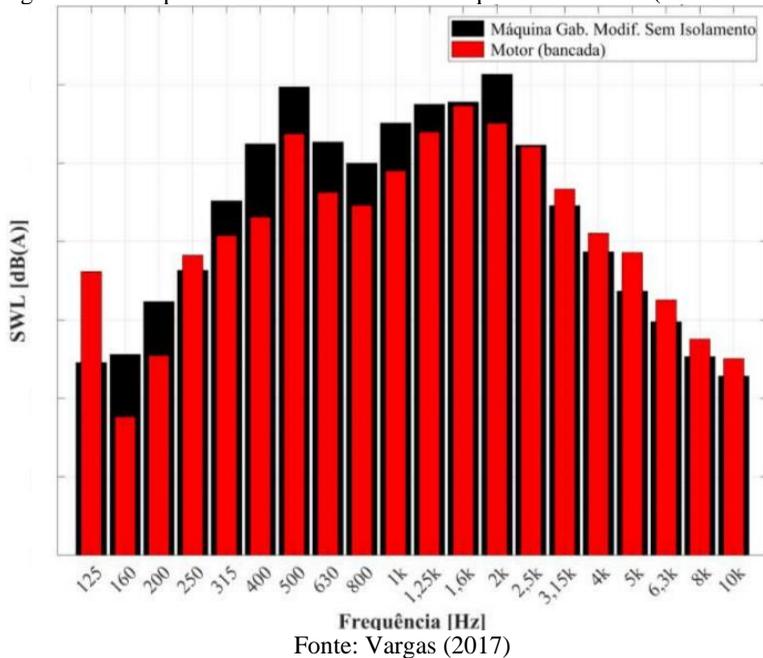
Figura 2.10 - Comparação SWL motor e máquina



Fonte: Vargas (2017)

Como pode ser observado, a máquina radia maiores níveis de ruído do que o motor isoladamente. Isto acontece porque uma fração da energia vibratória do motor é transmitida ao tanque, que por sua vez, possui maior área e, conseqüentemente, maior potencial para radiar ruído (VARGAS, 2017). Na Figura 2.11 é apresentado um espectro em bandas de terço de oitava do ruído radiado pelo motor e pela máquina na frequência rotacional de 1200 RPM.

Figura 2.11 - Espectro de SWL do motor e máquina modificada (10dB/divisão)



A análise do espectro da Figura 2.11 permite tecer as seguintes considerações. O tanque possui uma contribuição significativa ao ruído da máquina nas baixas frequências, ampliando o ruído radiado pelo motor, e atenua as componentes de alta frequência. Em função das características do material polimérico adotado na fabricação do tanque, portanto, do maior amortecimento deste tipo de material, é esperado que as amplitudes nas altas frequências sejam atenuadas. Diante do exposto acima, fica evidente a necessidade de se estudar detalhadamente o comportamento vibroacústico do tanque.

3 MODELO NUMÉRICO DO TANQUE

Este capítulo tem por objetivo descrever o desenvolvimento do modelo numérico do tanque e o ajuste do modelo com base em dados experimentais. O modelo numérico foi desenvolvido utilizando o método de elementos finitos, utilizando o software comercial Ansys®.

O modelo numérico estrutural será acoplado ao modelo do motor da máquina de lavar, o qual já foi devidamente validado no trabalho de Vargas (2017). Os resultados deste modelo completo serão dados de entrada para um modelo acústico desenvolvido para calcular a potência sonora radiada pelo tanque.

3.1 DESENVOLVIMENTO DO MODELO

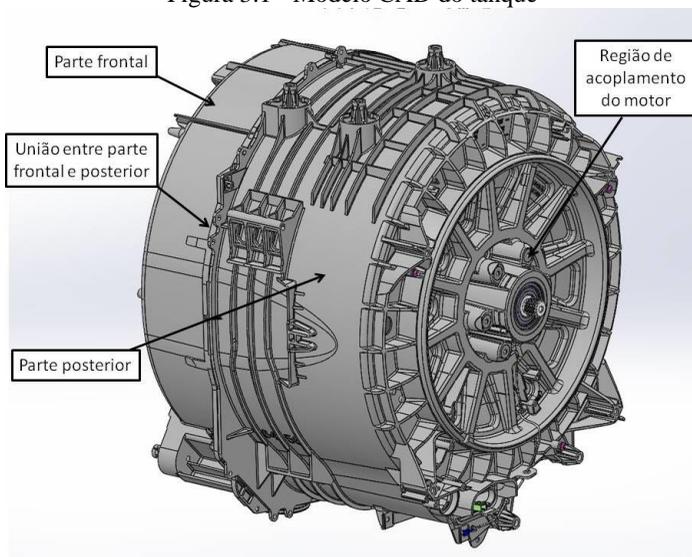
3.1.1 Simplificações do modelo

Devido à complexidade do conjunto e das dimensões do tanque, simplificações foram necessárias para adequar o custo computacional aos recursos disponíveis. Nos próximos parágrafos serão descritas as simplificações com mais detalhes.

O tanque é constituído de duas partes: frontal e posterior. Ambas são fabricadas em polipropileno injetado com reforço de 30% em fibra de vidro, PP-30%GF. A parte frontal possui uma parede de 3,2 mm de espessura. A parte posterior possui parede lateral com espessura de 3,0 mm e a região de acoplamento do motor possui uma geometria mais complexa, possuindo um inserto fabricado em alumínio. As paredes laterais possuem nervuras de reforço e suportes para elementos de sustentação do tanque e fixação dos contrapesos. As dimensões aproximadas do tanque são: 550mm de diâmetro e 483 mm de profundidade. A Figura 3.1 mostra uma imagem do modelo CAD do tanque.

Os suportes utilizados para fixar elementos como contrapeso e suspensão do tanque não contribuem de maneira significativa na forma de adição de massa e rigidez à estrutura, na faixa de frequência de interesse. Estes foram então retirados do modelo a fim de reduzir o custo computacional. Pelo mesmo propósito, foram também retiradas as nervuras presentes nas paredes laterais.

Figura 3.1 - Modelo CAD do tanque



Fonte: do autor

No interior do tanque há o cesto, fabricado em aço inoxidável e fixado à árvore da máquina, que por sua vez é sustentado por dois mancais de rolamento. O cesto foi substituído por um elemento discreto de massa, sendo considerados os momentos de inércia e centro de massa obtido com o auxílio do modelo CAD. O elemento discreto foi, então, associado à extremidade do eixo onde o cesto é fixado.

Esta simplificação certamente alterará o comportamento dinâmico do tanque. Em especial o do rotor, pois ambos os componentes são fixados ao eixo da máquina. Porém esta simplificação foi necessária devido ao custo computacional elevado.

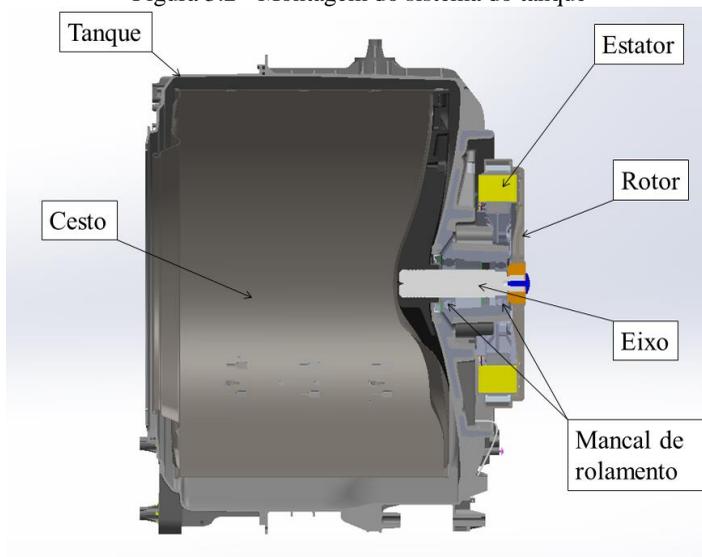
A árvore foi simplificada retirando-se roscas e o estriado utilizado para acoplamento com o rotor. Na Figura 3.2 é apresentada uma vista em seção da montagem do sistema em estudo.

Com o intuito de modelar a região cilíndrica² do tanque com elementos de placa, foram feitas modificações no modelo CAD. Uma superfície no plano médio da região cilíndrica foi adicionada e o sólido correspondente a essa região retirado. A título ilustrativo, é apresentada na Figura 3.3 uma imagem o modelo CAD modificado. Esta

² Note-se que, embora o tanque tenha estruturas de reforço e de fixação dos componentes da suspensão, sua geometria é similar a de um cilindro.

simplificação reduziu significativamente o custo computacional do modelo, uma vez que na modelagem com elementos de placa há uma redução significativa do número de graus de liberdade (GL) do problema.

Figura 3.2 - Montagem do sistema do tanque

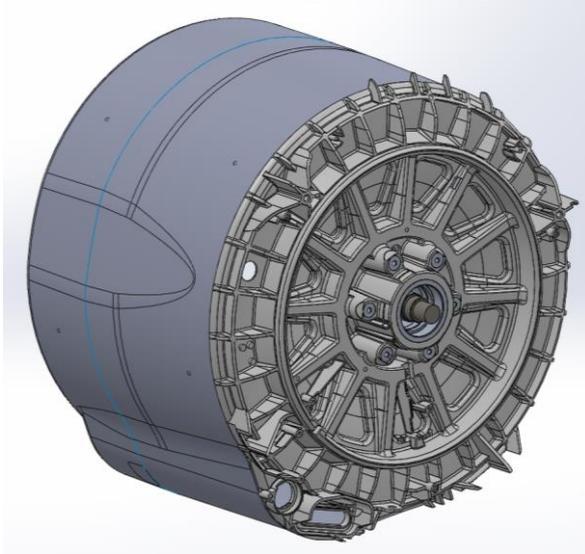


Fonte: do autor

A fim de garantir a precisão da modelagem utilizando elementos de placa, duas condições devem ser satisfeitas. O modelo de elementos de placa é obtido a partir do modelo de Euler-Bernoulli. Segundo Meirovitch (2001), esta teoria é válida quando a razão entre o comprimento e a espessura é relativamente grande, acima de dez vezes. Para o modelo do tanque na região cilíndrica esta razão é aproximadamente 100, portanto, satisfazendo esta condição.

A segunda condição refere-se à razão entre o comprimento da onda de flexão λ_b e a espessura h da placa. Segundo Fahy e Gardonio (1980), $\lambda_b \geq 6h$ é uma condição apropriada para que os efeitos de cisalhamento sejam negligenciáveis, visando o uso do modelo de placa fina para ondas de flexão. Na região cilíndrica do tanque, levando em consideração uma análise até 3000 Hz, tem-se que $\lambda_b \cong 20h$. Portanto o modelo de placa pode ser adotado uma vez que atende às considerações destacadas anteriormente

Figura 3.3 - Modelo CAD simplificado do tanque



Fonte: do autor

3.1.2 Condições de contato

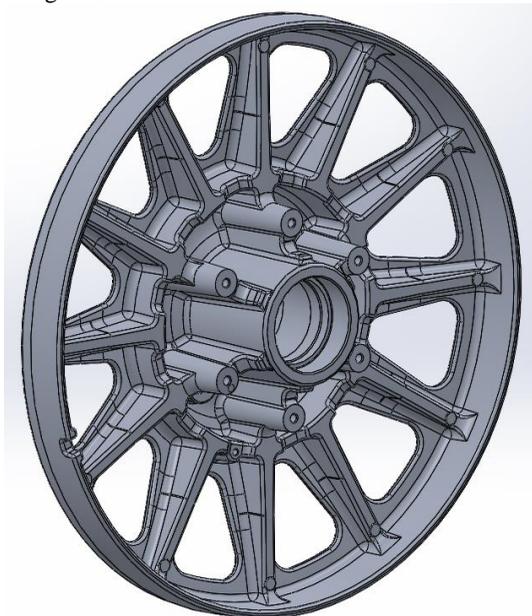
A região de contato entre os elementos de placa com os elementos sólidos se dá ao longo de uma linha. Estes dois componentes são, fisicamente, um único corpo, desta maneira, a condição de contato utilizada associa os GL de deslocamento dos nós da aresta da placa com os GL dos nós dos elementos sólidos, presentes nesta linha. Associam, também, os GL de rotação da placa com a rotação da face formada pelos nós próximos à linha de contato, garantindo assim a transmissão de momentos entre os dois tipos de elementos.

As partes frontal e posterior do tanque são fixadas por meio de cola. Devido à indisponibilidade de exemplares disponíveis para uma desmontagem consciente, não foi possível avaliar com precisão a adesão apresentada pela cola. Porém, a geometria do encaixe e distribuição da cola indica que há uma transmissão significativa de momentos. Portanto, a condição de contato adotada que busca simular o contato real é a associação entre os GL de deslocamento e rotação entre ambos componentes.

O inserto sobreinjetado presente na parte traseira do tanque possui aproximadamente 93% de sua área de superfície coberta por

plástico. Desta forma, o deslocamento relativo entre as superfícies foi negligenciado e a condição de contato considerada nesta região foi a de fixação do deslocamento relativo entre os nós na interface entre as duas peças, contato do tipo *Bonded* na biblioteca do software comercial utilizado neste trabalho. Uma melhor avaliação do contato real seria possível através de uma desmontagem consciente para verificar a adesão entre os componentes, porém isto não foi possível, como já mencionado anteriormente. A Figura 3.4 apresenta o modelo CAD do inserto.

Figura 3.4 - Modelo CAD do inserto de alumínio



Fonte: do autor.

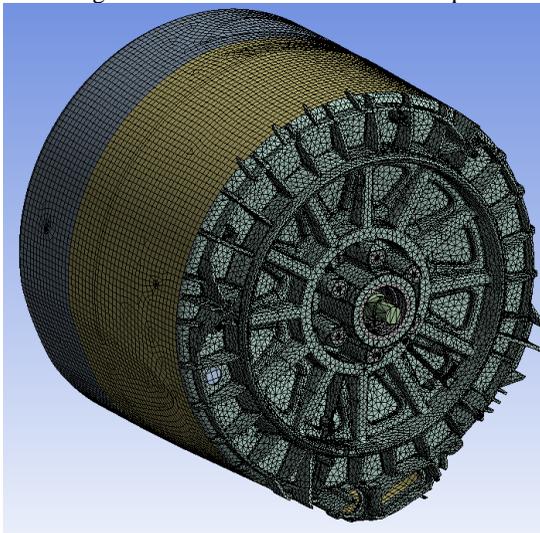
Os mancais de rolamento, que sustentam o eixo, foram modelados como elementos discretos de ligação entre os componentes. O dado de entrada para este elemento é a relação entre força e deslocamento (rigidez) nas três direções de deslocamento. A rigidez correta de um mancal de rolamento depende de vários fatores, como modelo, material constituinte e local onde é montado, e a determinação desta propriedade é complexa. Desta forma, foi estimado que a rigidez radial média para este tipo de mancal de rolamento é $k = 10^8 N/m$. A rigidez axial foi desconsiderada, pois se percebeu um ajuste sem

interferência entre o mancal e o eixo, possibilitando o deslocamento relativo entre estes.

3.1.3 Desenvolvimento da malha

A parte traseira do tanque foi modelada utilizando elementos estruturais sólidos, tetraédricos de 10 nós (Tet10), onde cada nó possui 3 graus de liberdade. Este elemento possui nó intermediários e função de forma quadrática. Foram modelados com este tipo de elemento, além da parte traseira do tanque, o inserto e o eixo. A malha destes componentes possui aproximadamente 466 mil nós e 260 mil elementos. A Figura 3.5 apresenta uma imagem com a malha utilizada.

Figura 3.5 - Malha do modelo do tanque



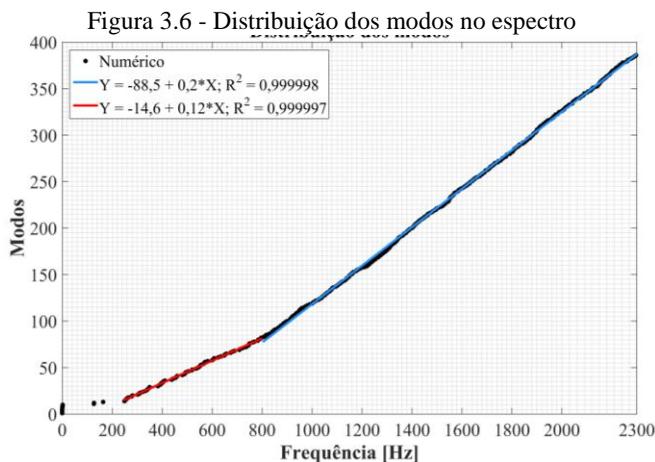
Fonte: do autor.

Petyt (2010) sugere usar quadriláteros ao invés de triângulos pois estes tendem a ser mais precisos para um mesmo número de nós. Triângulos são recomendados apenas quando forem necessários devido à geometria irregular. Desta forma, foi utilizado elemento quadrilátero de 4 nós (Quad4) para modelar a região cilíndrica. Optou-se por elemento com função de forma linear para reduzir o custo computacional, uma vez que elementos de placa possuem 6 graus de liberdade por nó. Além disso, o único interesse neste modelo é o deslocamento de flexão e não há interesse em tensões geradas pela

vibração do componente. A malha gerada em elementos de placa possui um total de 14 mil nós e 13,7 mil elementos.

Conforme citado anteriormente, o tanque possui maior contribuição no ruído da lavadora nas baixas frequências, até 1 kHz. Desta forma, decidiu-se desenvolver o modelo do tanque até 1,5 kHz. O problema harmônico foi resolvido utilizando o método da superposição modal (MSM). Segundo Ansys (2017), é recomendado que a base modal para resolver o problema harmônico via MSM contenha modos pelo menos até 1,5 vezes a maior frequência da análise harmônica. Aplicando esta regra tem-se que a análise modal deve cobrir a faixa até 2,3 kHz. Para esta faixa de frequência foram obtidos 386 modos e foi observado um comportamento linear da distribuição dos modos em duas faixas de frequência: inferior a 800 Hz e superior a 800 Hz

Sendo desenvolvido um estudo estatístico por meio do modelo de regressão linear simples e pelo método dos mínimos quadrados, foi possível ajustar duas retas nestas regiões. Fez-se o cálculo do coeficiente de determinação R^2 e obteve-se como resultado um valor próximo do valor unitário. Este resultado indica um bom ajuste estatístico em relação aos dados numéricos, possibilitando uma boa estimativa da quantidade de modos dentro das faixas de frequência descritas utilizando as equações das retas obtidas. Na Figura 3.6 são apresentadas a distribuição dos modos dentro da faixa de frequência da análise modal, além das equações das retas e o coeficiente de determinação obtidos por regressão linear.

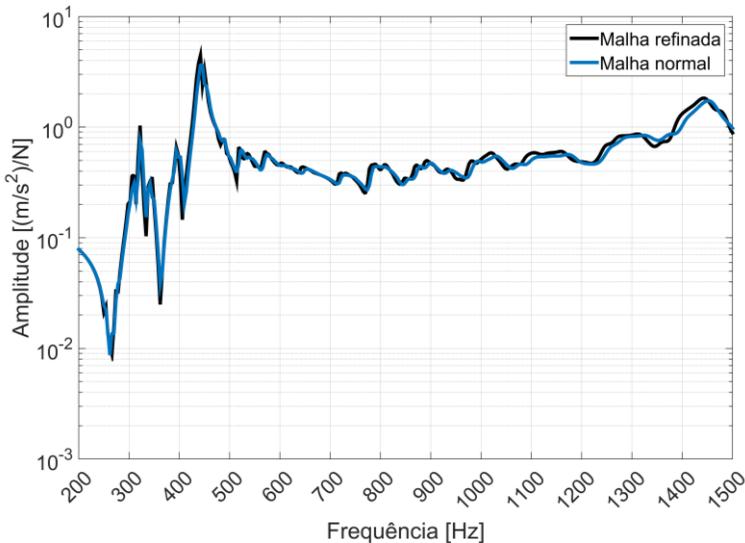


Fonte: do autor.

A seguir, foi realizada uma análise de convergência da malha em que foram comparados os resultados do modelo com duas diferentes malhas, uma mais grosseira e outra mais refinada. A necessidade de refino da malha é variável com a frequência de análise. Quanto maior a frequência, ou seja, menor o comprimento de onda, mais refinada deve ser a malha. Devido ao custo computacional necessário para resolver o problema com a malha mais refinada pelo MSM, foi utilizado o método direto (MD).

Desta forma, foi realizada em uma mesma comparação uma análise de convergência de malha e validação da base modal utilizada, ambas de fundamental importância em trabalhos utilizando elementos finitos e solução harmônica através do MSM. O modelo de malha refinada possui 760 mil nós, aproximadamente 1,7 vezes o número de nós do modelo de malha mais grosseira. Na Figura 3.7 são comparadas FRFs obtidas pelo modelo com malha refinada (MD) e não refinada (MSM).

Figura 3.7 – Comparação acelerância de transferência: modelo malha refinada e método direto com modelo de malha normal e método modal



Como pode ser observado, há uma pequena divergência entre os espectros em alta frequência. Para quantificar esta diferença foi calculado o erro quadrático médio entre as curvas, resultando em 2,3%, o que é absolutamente aceitável frente à diferença entre o custo

computacional dos modelos. O modelo refinado necessitou um computador com 2,1 vezes mais capacidade de processamento³, o quádruplo da quantidade de memória RAM e o tempo de processamento é aproximadamente seis vezes maior.

3.2 ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL

Com o objetivo de validar o modelo estrutural do tanque, desenvolveu-se uma análise modal experimental (AME) do tanque na condição livre. Para representar esta condição o tanque foi suspenso em balanço utilizando borracha flexível, de modo que os modos de corpo rígido possuem frequências naturais abaixo da frequência de interesse. A Figura 3.8 apresenta uma foto do tanque suspenso.

Figura 3.8 - Foto do tanque suspenso para análise modal



Fonte: do autor.

³ Computador 1: Processador Intel® Core™ i7-4790 @ 3,60 Ghz com 4 núcleos físicos e 32 GB de memória RAM
Computador 2: Processador Intel® Core™ i7-6950X @ 3,00 Ghz com 10 núcleos físicos e 128 GB de memória RAM

Para aquisição das FRFs utilizou-se um excitador eletromagnético (*shaker*) da Brüel & Kjaer, modelo 4809. Este sinal foi amplificado por um amplificador do mesmo fabricante, modelo 2718 e o transdutor de força utilizado é o modelo 208C02, fabricado pela PCB. Na aquisição de dados foi utilizado um analisador digital de sinais LMS Scadas SCM05 de 32 canais e para medir aceleração um acelerômetro do fabricante Brüel & Kjaer modelo 4519.

Devido à alta densidade modal do tanque, a AME ficou limitada às baixas frequências, tendo como objetivo identificar os primeiros modos. Dentro da faixa de frequências de interesse não há modos isolados na região posterior do tanque, e os primeiros modos estão exclusivamente na região cilíndrica e frontal do tanque. Desta forma, instrumentaram-se apenas estas regiões para aquisição das FRFs.

A estrutura foi excitada em um dos pontos de fixação do estator, por se tratar do principal ponto de entrada de energia no tanque. A resposta foi obtida em 208 pontos através de 26 linhas axiais com 8 pontos cada uma, ou seja, uma linha de pontos a cada $13,8^\circ$ medido na direção circunferencial. A Figura 3.9 apresenta a geometria desenvolvida para a análise modal, e a Figura 3.10 uma foto registrada durante a aquisição de dados.

Figura 3.9 - Geometria desenvolvida para a AME

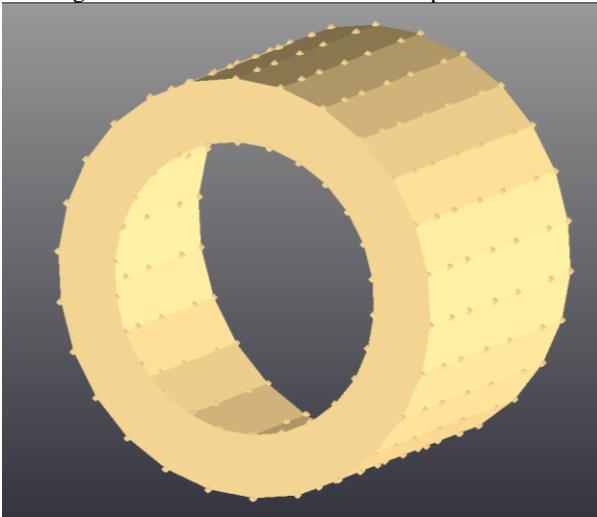
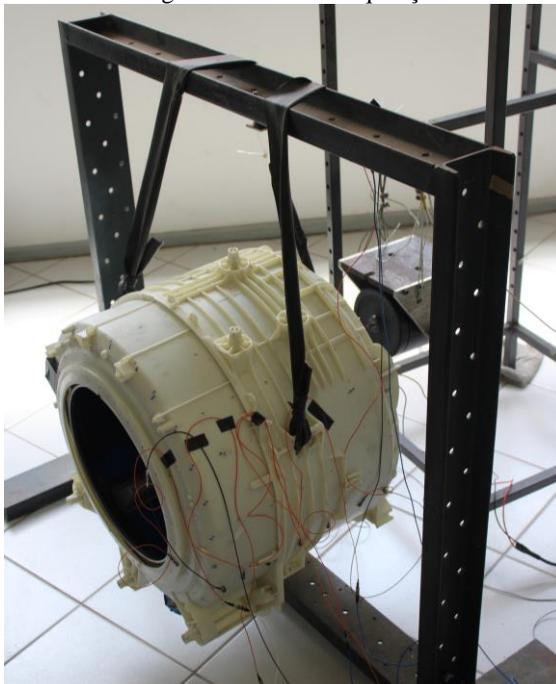


Figura 3.10 - Foto registrada durante a aquisição de dados

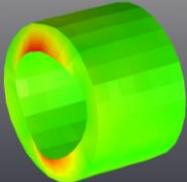
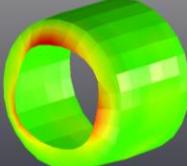
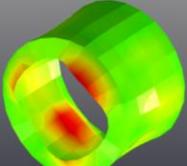
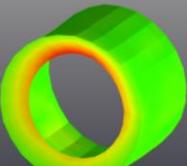
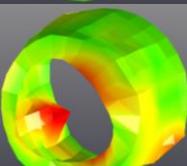
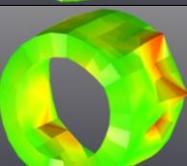


Fonte: do autor.

Como resultado da análise modal experimental obtiveram-se as formas modais, frequências naturais e razões de amortecimento dos modos. A Tabela 3.1 apresenta os resultados para os 6 primeiros modos encontrados.

Para frequências acima destas a densidade modal é elevada, como mostrado na Figura 3.6. Além disto, e a discretização espacial utilizada para obtenção das FRFs é insuficiente para a análise de formas modais em frequências mais elevadas. Desta forma, a AME foi limitado aos seis primeiros modos.

Tabela 3.1 - Modos obtidos na AME

Modo	Forma modal	Frequência natural [Hz]	Razão de amortecimento modal ζ [%]
1			
2			
3			
4			
5			
6			

3.3 AJUSTE DO MODELO

Além dos erros associados às simplificações praticadas no desenvolvimento do modelo, a representação de sistemas contínuos através de elementos finitos leva a inevitáveis erros devido ao processo de discretização e erros não associados ao processo de discretização, como contatos, condições de contorno e distorção da malha. (FRISWELL; MOTIERSHEAD, 1995).

O ajuste de modelos numéricos tem por objetivo minimizar os erros de maneira a aproximar os resultados aos dados experimentais. Neste sentido, busca-se tornar o modelo fisicamente mais representativo através de um processo de minimização dos desvios. De maneira geral, este processo requer diversas iterações para que se obtenha o resultado desejado. O modelo do tanque foi ajustado com base na análise modal experimental (AME) e Função Resposta em Frequência (FRF) obtidas experimentalmente do exemplar disponível para testes.

Um conjunto de propriedades dos materiais utilizados na fabricação do tanque foi fornecido pela empresa patrocinadora deste projeto. Conforme já tratado, o polímero utilizado na fabricação do tanque é reforçado com 30% em fibra de vidro. As propriedades mecânicas deste material dependem do processo de injeção, em especial da orientação das fibras que, por sua vez, depende do escoamento do polímero na cavidade de injeção. Em determinadas regiões onde as fibras estão dispostas de maneira aleatória as propriedades mecânicas não dependem da direção, ou seja, são consideradas isotrópicas. Todavia, em regiões onde as fibras apresentam uma tendência de orientação há diferenças nas propriedades mecânicas de acordo com esta orientação, atribuindo ao material um comportamento ortotrópico (RAZZINI, 2015).

Dentre os possíveis parâmetros para o processo de ajuste de modelo, o módulo de elasticidade, a densidade do plástico e a rigidez dos mancais foram os escolhidos. Esta escolha se deu devido à maior incerteza na determinação destas propriedades.

Com base nos dados experimentais obtidos, buscou-se diminuir as diferenças entre as frequências naturais e FRFs numéricas e experimentais. O ajuste se deu por um processo iterativo, por tentativa e erro, de alterações nas propriedades anteriormente citadas com o objetivo de reduzir os desvios observados na comparação entre os dados experimentais e obtidos com a solução do modelo. Vale ressaltar que o processo de ajuste leva em consideração conhecimento relacionado aos

fenômenos físicos relativos ao modelo, bem como, a análise criteriosa dos resultados obtidos em cada iteração.

O objetivo consiste em obter um modelo vibroestrutural fisicamente representativo do componente real a fim de obter a potência sonora radiada quando este vibra passivamente, excitado pelo motor da máquina de lavar, na qual o modelo é acoplado ao modelo do tanque. Este modelo acoplado será descrito com mais detalhes no Capítulo 4.

A Tabela 3.2 apresenta o conjunto de propriedades resultantes do processo de ajuste do tanque.

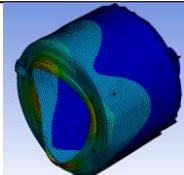
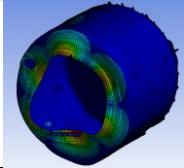
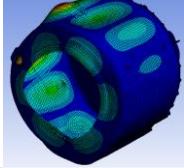
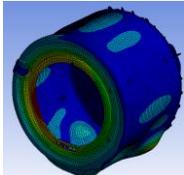
Tabela 3.2 - Conjunto de propriedades do modelo ajustado

		Propriedades			
		Módulo de elasticidade [GPa]	Poisson	Módulo de cisalhamento [GPa]	Densidade [kg/m ³]
Componente	PP-30%GF				
	Inserto de alumínio				
	Eixo				

Para modelar o material plástico do tanque foi utilizado um modelo de material isotrópico. A adoção de um modelo ortotrópico, levando em conta a distribuição das fibras de vidro no componente, não altera de maneira significativa a resposta dinâmica do modelo. Isto se deve pela relação entre o comprimento de onda e a ligeira variação de propriedades devido à distribuição das fibras de vidro. Em outras palavras, a rigidez média da estrutura não é alterada, principalmente por ser esta uma análise em baixas frequências.

Na Tabela 3.3 são comparadas as frequências naturais obtidas numericamente com as obtidas experimentalmente dos quatro primeiros modos. Estes modos apresentaram uma boa correlação entre as formas modais. O erro relativo às frequências naturais obtidas numericamente e experimentalmente variou entre 12,1% e 4 %, erro considerável aceitável tendo em vista as simplificações adotadas. Os modos 5 e 6 obtidos no modelo numérico obtiveram uma correlação apenas razoável com os experimentais.

Tabela 3.3 - Comparação frequências naturais numéricas e experimentais

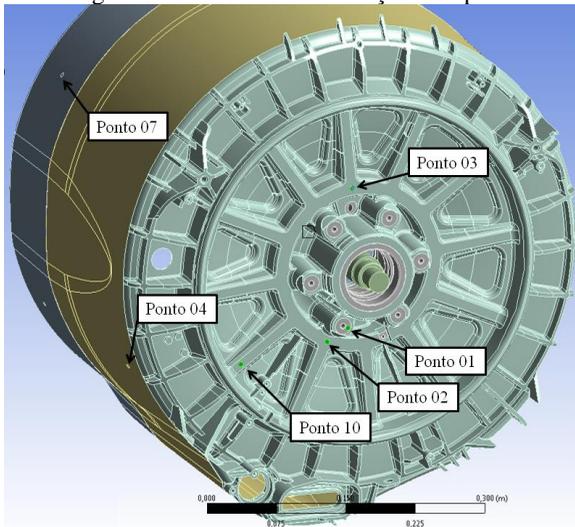
Modo	Forma modal	Frequência natural [Hz]		Erro [%]
		Numérico	Experimental	
1				12,1
2				6,1
3				11,5
4				4,0

Para obtenção das FRFs foi utilizado um excitador eletromagnético (*shaker*) da Brüel & Kjaer, modelo 4809. Em função do amortecimento elevado do material do tanque e a fim de garantir adequada relação sinal/ruído na medição de pontos distantes do ponto de excitação, foi utilizado um sinal de excitação do tipo seno em varredura. Este sinal foi amplificado por um amplificador do mesmo fabricante, modelo 2718 e o transdutor de força utilizado é o modelo 208C02 fabricado pela PCB. Na aquisição de dados foi utilizado um analisador digital de sinais LMS Scadas SCM05 de 32 canais e para medir aceleração um acelerômetro do fabricante Brüel & Kjaer modelo 4519

Devido às dificuldades de representação real de condições de contorno típicas em modelos numéricos, como engaste e apoio simples, o ajuste do modelo se deu na condição livre. Para representar esta condição suspendeu-se o tanque por cabos de aço finos e compridos.

A Figura 3.8 apresenta a localização dos pontos de excitação e medição da resposta da estrutura. A escolha dos pontos de medição se deu de maneira a avaliar a resposta da estrutura na direção axial e radial na região cilíndrica em pontos próximos e distantes. O ponto de excitação é o Ponto 01. Sua escolha é justificada pela elevada rigidez deste local. Os demais pontos apontados na Figura 3.11 são a localização das medições de respostas na estrutura analisada.

Figura 3.11 - Pontos de excitação e resposta



Fonte: do autor.

O *software* Ansys® utiliza o modelo de amortecimento viscoso, que pode ser inserido no modelo através dos coeficientes proporcionais à massa e à rigidez, α e β , respectivamente, através de uma razão constante de amortecimento e por meio de uma razão de amortecimento modal. Para ajuste das amplitudes da resposta nas frequências naturais foram utilizadas as quatro formas de inserir amortecimento. Foi configurado um α , um β e uma razão constante de amortecimento para ajustar as amplitudes como um todo e, posteriormente, utilizadas razões modais para ajustar a amplitude em frequências nas quais não se conseguiu obter um ajuste adequado. A comparação entre as FRFs experimentais e numéricas são apresentadas nas Figuras 3.12 a 3.16

Figura 3.12 - Acelerância de transferência, excitação no Ponto 01 e resposta no Ponto 02

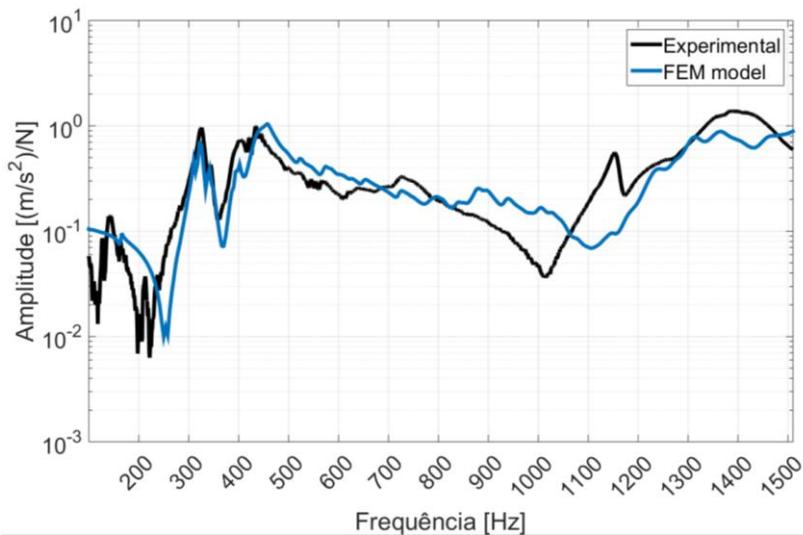


Figura 3.13 - Acelerância de transferência, excitação no Ponto 01 e resposta no Ponto 03

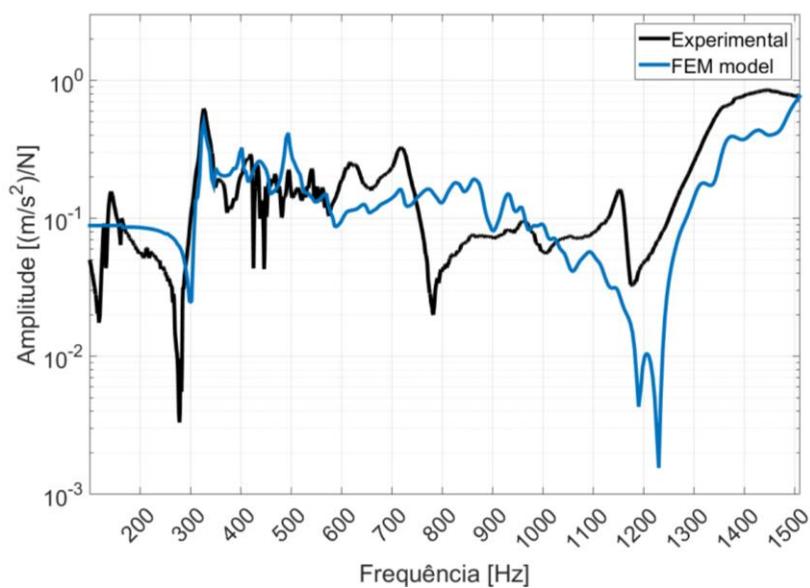


Figura 3.14 - Acelerância de transferência, excitação no Ponto 01 e resposta no Ponto 04

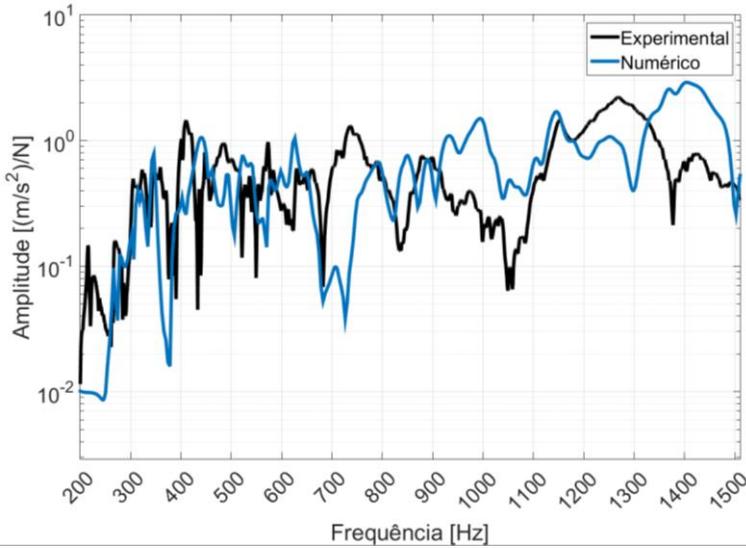


Figura 3.15 - Acelerância de transferência, excitação no Ponto 01 e resposta no Ponto 07

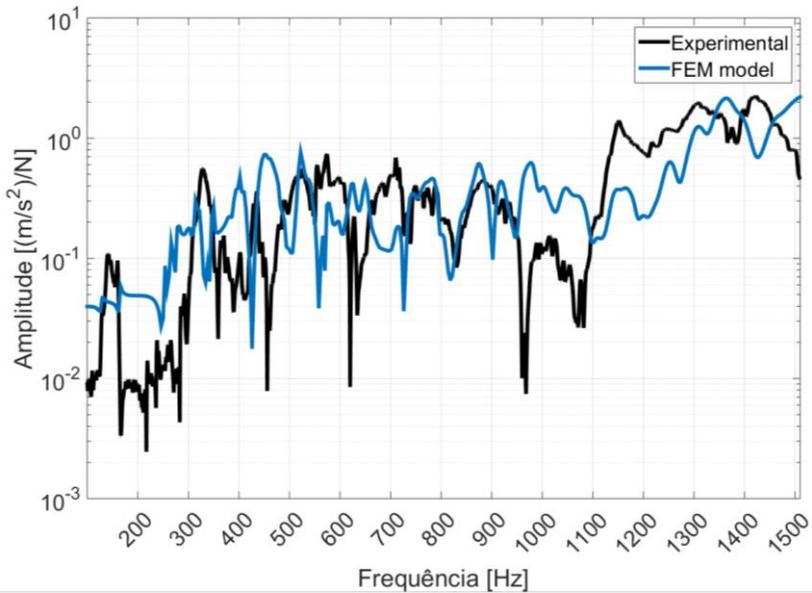
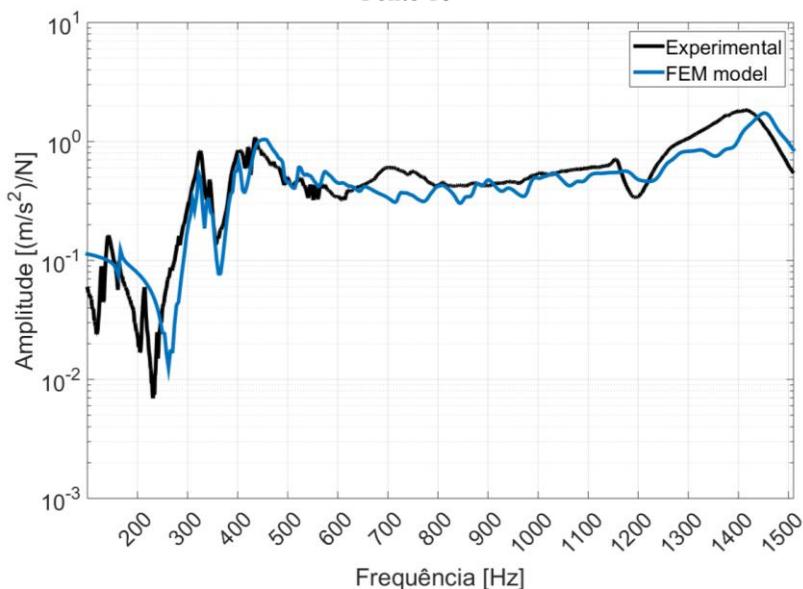


Figura 3.16 - Aceleração de transferência, excitação no Ponto 01 e resposta no Ponto 10



Analisando os resultados, tendo em vista as simplificações geométricas do modelo e a complexidade da estrutura, não linearidades de contato e nos mancais de rolamento, conclui-se que as FRFs obtidas pelo modelo numérico apresentam boa concordância com as obtidas experimentalmente, representando de maneira satisfatória a resposta em frequência do componente em estudo. A parte posterior do tanque, onde se obteve um melhor ajuste das FRFs, é a região de maior importância para a representatividade do modelo. Nesta região o motor é acoplado ao tanque, influenciando assim na resposta do motor e na interação do campo acústico gerado pelo motor e pelo tanque.

As regiões cilíndricas e frontal do tanque apresentaram maiores diferenças entre os resultados do modelo numérico e os dados experimentais, como pode ser observado nas Figuras 3.15 e 3.14. Tais diferenças eram esperadas, uma vez que a retirada das nervuras de reforço do tanque alterou as formas modais e as frequências naturais. O erro associado ao deslocamento dos picos não altera de maneira significativa a resposta do tanque, quando analisado em faixas de frequência.

3.4 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Este capítulo apresentou os procedimentos realizados para o desenvolvimento e ajuste do modelo numérico do tanque. Os resultados do modelo estrutural foram comparados com dados experimentais, obtendo-se um ajuste considerado adequado para as análises futuras.

Inicialmente, foram descritos os procedimentos necessários para o desenvolvimento do modelo, onde se analisou o modelo CAD fornecido pela empresa assim como o exemplar disponível para testes. Desta análise foram obtidas condições de contato entre componentes que constituem o tanque. Foi, então, descrita a criação da malha de elementos finitos, apresentada a distribuição dos modos na faixa de frequência de interesse e desenvolvida uma análise de convergência de malha e validação da base modal para a solução harmônica utilizando o método da superposição modal.

Posteriormente, o modelo numérico foi ajustado com base em AME e FRFs experimentais por meio da modificação dos parâmetros de ajuste do modelo: rigidez dos mancais de rolamento; módulo de elasticidade e densidade do material do tanque. O objetivo do ajuste consistiu em obter um modelo que represente o comportamento dinâmico do componente real de maneira satisfatória frente às simplificações e complexidade da estrutura analisada e às limitações computacionais.

4 MODELO DO TANQUE ACOPLADO AO MOTOR

Este capítulo tem por objetivo descrever o desenvolvimento do modelo estrutural do tanque acoplado ao motor e o ajuste deste modelo com base em dados experimentais. O modelo consiste em unir o modelo do tanque, descrito no capítulo anterior, com o modelo numérico do motor. Conforme já descrito, o modelo numérico do motor elétrico foi desenvolvido, ajustado e validado por Vargas (2017).

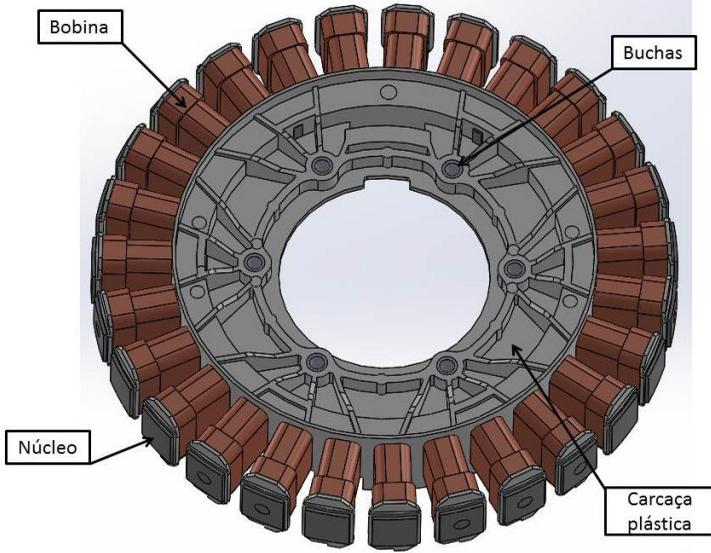
O estator possui 283 mm de diâmetro por 50 mm de comprimento. Sua estrutura é fabricada através da injeção de PBT (*Polybutylene Terephthalate*) com carga de 30% em fibra de vidro e um núcleo de aço ferromagnético. Além disto, possui 27 bobinas constituídas de fios de alumínio e buchas de fixação fabricada em aço carbono. (VARGAS, 2017). A Figura 4.1 apresenta o modelo CAD do estator.

Já o rotor, possui 316 mm de diâmetro e 53 mm de comprimento, fabricado através da injeção de PP (Polipropileno) com carga de 50% em fibra de vidro. Este possui um anel de aço posicionado externamente aos 36 ímãs de ferrite presentes no rotor. Por fim, o componente responsável pela transmissão do torque à árvore da máquina é fabricado em aço carbono, possuindo um estriado interno para tal acoplamento. (VARGAS, 2017). A Figura 4.2 apresenta o modelo CAD do rotor.

Segundo o mesmo autor, o ajuste e validação do modelo basearam-se em análise modal experimental, desmontagem consciente e FRFs experimentais. Os desvios médios entre as frequências naturais obtidas numericamente em relação às experimentais foram, na média, de 2,5%, e o maior desvio encontrado aproximadamente 10%. As Figuras 4.3 e 4.4 apresentam comparações de FRFs numéricas e experimentais, obtidas na direção axial e na condição livre, no estator e no rotor, respectivamente.

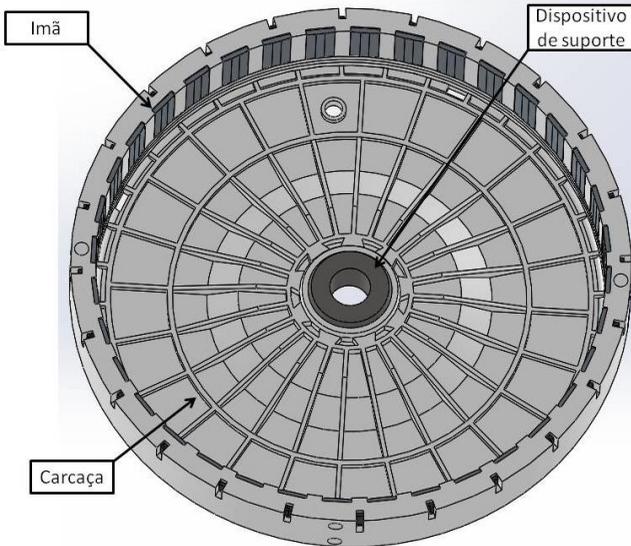
Ainda, segundo o mesmo autor, a desmontagem consciente do motor possibilitou uma avaliação da condição de contato entre os componentes, como por exemplo, a verificação da adesão do termoplástico sobreinjetado às peças metálicas, bem como a determinação da massa dos componentes isoladamente, e o ajuste do modelo, de alguns componentes do motor, de maneira isolada.

Figura 4.1 - Modelo CAD do estator



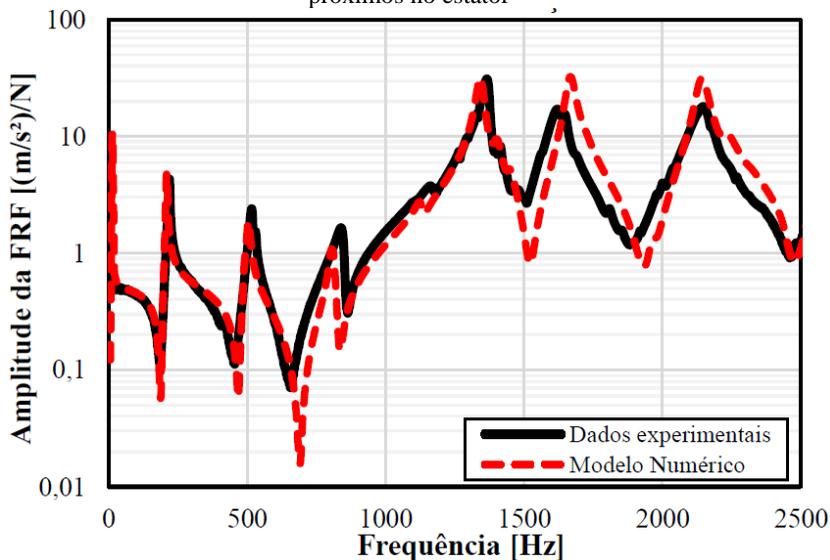
Fonte: do autor

Figura 4.2 - Modelo CAD do rotor



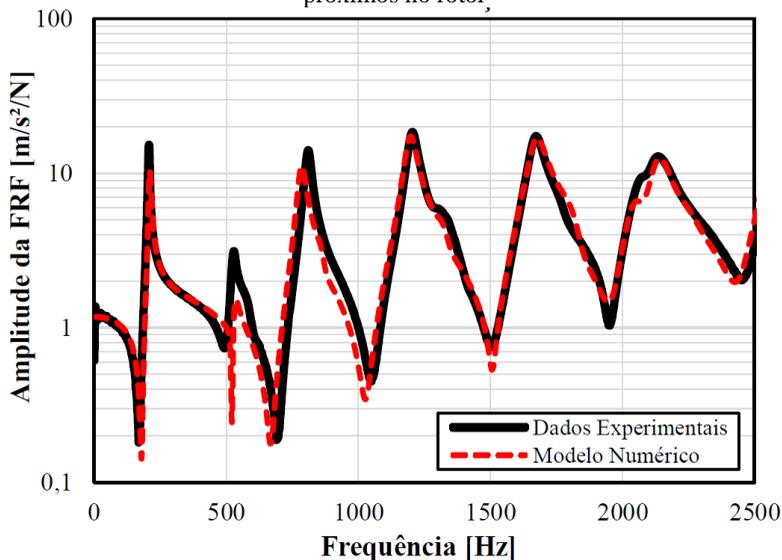
Fonte: do autor

Figura 4.3 - Comparação FRF na direção axial, condição livre, em pontos próximos no estator



Fonte: Vargas (2017)

Figura 4.4 - Comparação FRF na direção axial, condição livre, em pontos próximos no rotor



Fonte: Vargas (2017)

Como pode ser observado nas Figuras 4.3 e 4.4, há boa concordância entre resultados obtidos experimental e numericamente, tanto para o estator quanto para o rotor. Os erros relativos às frequências naturais e nas FRFs estão condizentes com a complexidade da estrutura e não linearidades existentes nos contatos dos componentes do motor.

4.1 DESENVOLVIMENTO DO MODELO ACOPLADO

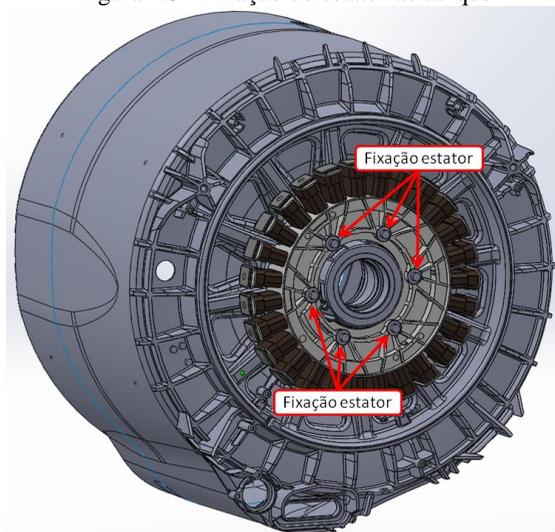
O processo de desenvolvimento do modelo acoplado do motor ao tanque não envolveu modificações no modelo do tanque detalhado no Capítulo 3. Do mesmo modo, não foram feitas modificações no modelo do motor, apenas unidos os modelos e realizadas as configurações de contatos entre ambos os componentes: motor e tanque.

O rotor é fixado ao eixo da máquina através de um parafuso, que impede o deslocamento axial do rotor. O torque é transmitido ao eixo através de um estriado. O estriado foi removido do modelo tanto no rotor quanto no eixo, assim como o parafuso que impede o deslocamento axial do rotor. A condição de contato considerada nesta região foi a restrição do deslocamento relativo entre os nós do eixo e do rotor, contato do tipo *Bonded* na biblioteca do software utilizado.

O estator é fixado ao tanque através de seis parafusos, modelados de maneira simplificada, sem as roscas e sextavado interno. O torque de aperto do parafuso foi negligenciado, porém considera-se que isto não altera de maneira significativa a rigidez do mesmo e não proporciona mudanças significativas no comportamento dinâmico da estrutura. A Figura 4.5 apresenta o modelo CAD do estator acoplado ao tanque.

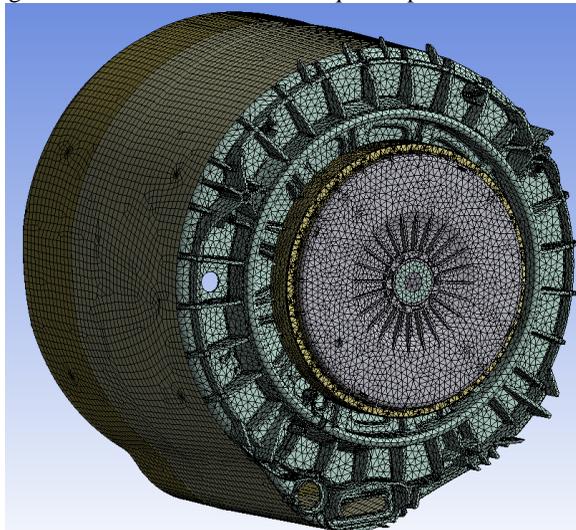
A malha gerada para o motor é composta de elementos sólidos tetraédricos de dez nós (Tet10), possuindo aproximadamente 310 mil nós e 152 mil elementos. Desta forma, o modelo possui aproximadamente 744 mil nós e 401 mil elementos. Na Figura 4.6 tem-se uma imagem da malha utilizada no modelo completo.

Figura 4.5 - Fixação do estator ao tanque



Fonte: do autor.

Figura 4.6 - Malha modelo do tanque acoplado com o motor



Fonte: do autor

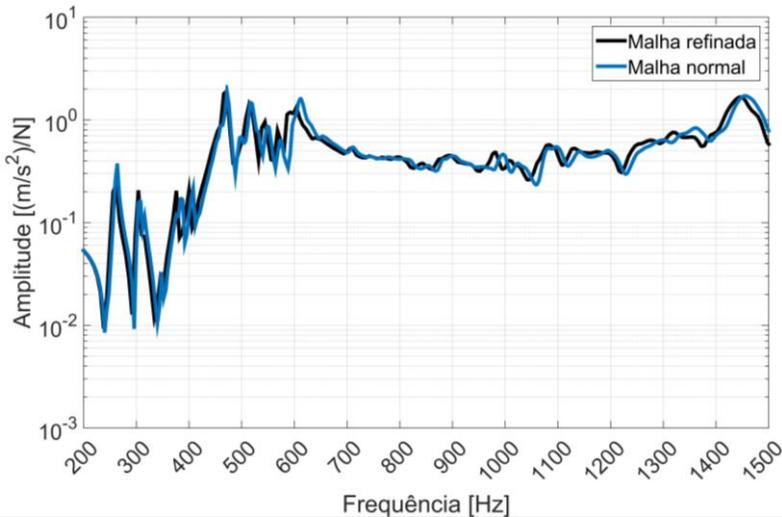
A faixa de frequência de análise permanece a mesma do modelo do capítulo anterior, até 1,5 kHz para as análises harmônicas e 2,3 kHz

para a análise modal, seguindo o critério anteriormente adotado para a base modal do problema harmônico. Nesta faixa de frequência o modelo apresentou 427 modos, um aumento de 10,6% na quantidade de modos em comparação ao modelo do tanque.

Para adequar o custo computacional deste modelo ao limite computacional do computador disponível para o projeto tornou-se necessário aumentar o tamanho médio do elemento no tanque em 12%. Decidiu-se também realizar uma análise de convergência da malha e validação da base modal de uma única vez. Desta forma, desenvolveu-se um modelo de malha refinada através do método direto, contendo aproximadamente 1,55 vezes a quantidade de nós da malha normal.

Para reduzir o custo computacional decidiu-se reduzir a resolução na frequência, o modelo de malha refinada foi resolvido com 236 intervalos na frequência (discretização de 6 Hz), contra 353 para o modelo de malha normal (discretização de 4 Hz). O computador utilizado para resolver este modelo possui aproximadamente 2,5 vezes a capacidade computacional do utilizado no modelo de malha normal. O tempo de processamento foi 2,2 vezes maior⁴. A Figura 4.7 apresenta a comparação de FRF obtida em ambos os modelos.

Figura 4.7 – Comparação aceleração de transferência: modelo malha refinada e método direto com modelo de malha normal e método modal



⁴ O tempo necessário para resolver o problema de malha normal foi de aproximadamente 10 horas, no computador 1.

Como pode ser observado, a divergência entre o modelo de malha normal e refinada é pequena. Calculando o erro quadrático médio entre as curvas obteve-se 7,8%, que é maior do que o obtido para o modelo do tanque. Embora seja recomendável utilizar uma malha mais refinada para reduzir os erros devido à discretização, esta malha é considerada apropriada frente ao erro apresentado em relação à discrepância entre o custo computacional de ambos os modelos.

A análise da Figura 4.7 permite concluir que a base modal utilizada para resolver o problema da análise harmônica contém modos suficientes. Desta forma, os autovetores utilizados na composição da resposta em frequência segundo o MSM permitem contemplar toda a faixa de frequência de interesse.

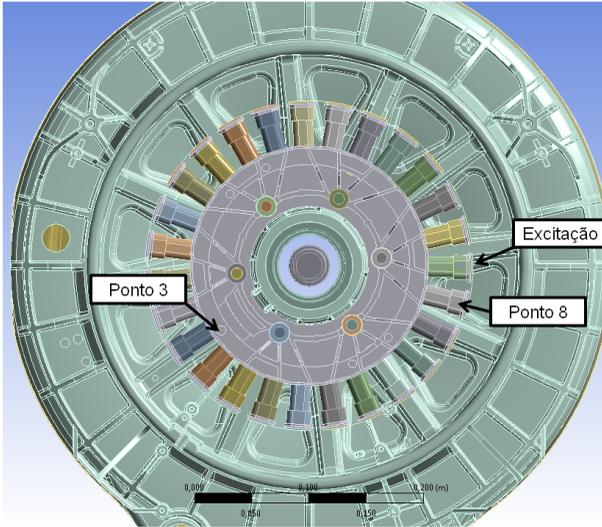
4.1.1 AJUSTE DO MODELO

O modelo do tanque acoplado ao motor foi ajustado com base em FRFs obtidas experimentalmente. As FRF's foram obtidas por meio de um sistema de aquisição PSV-500 da fabricante Polytec, equipado com um vibrômetro ótico laser de varredura. Para excitar a estrutura foi utilizado um excitador eletrodinâmico (shaker) da Brüel & Kjaer, modelo 4809 e um sinal do tipo seno de varredura de frequência.

Em uma primeira etapa foi feito o ajuste do modelo através da comparação de FRFs obtidas no estator, na direção axial. Para obtenção destas respostas o rotor foi suprimido do modelo, pois caso contrário não seria possível realizar as medições. Na Figura 4.8 é detalhada a posição dos pontos de excitação e de obtenção das respostas.

O modelo do tanque e do motor foram previamente ajustados isoladamente, conforme já mencionado. Desta forma, não foi necessário fazer alterações em condições de contato, ou propriedades do material para validar o modelo. Foi apenas ajustado o amortecimento do modelo de maneira a reduzir a diferença na amplitude das respostas nas frequências naturais. Utilizou-se a mesma metodologia descrita no Capítulo 3 para o ajuste do amortecimento. As Figuras 4.9 e 4.10 apresentam comparações das FRFs numéricas e experimentais.

Figura 4.8 - Posição dos pontos de excitação e resposta



Fonte: do autor

Figura 4.9 - FRF do estator: aceleração de transferência pronto 3

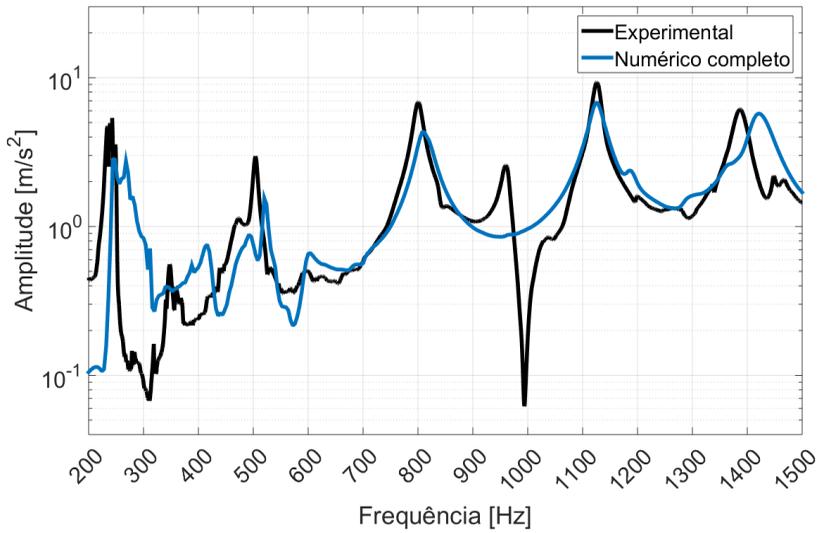
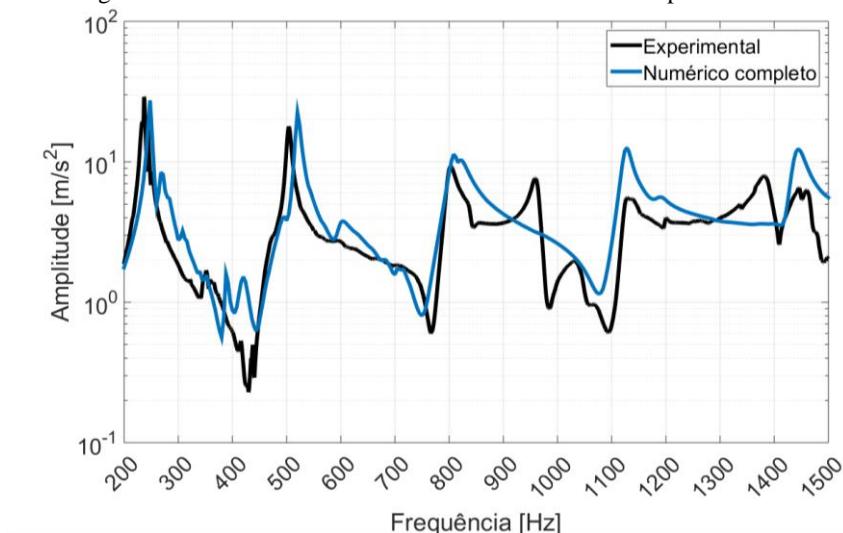


Figura 4.10 - FRF do estator: aceleração de transferência ponto 8



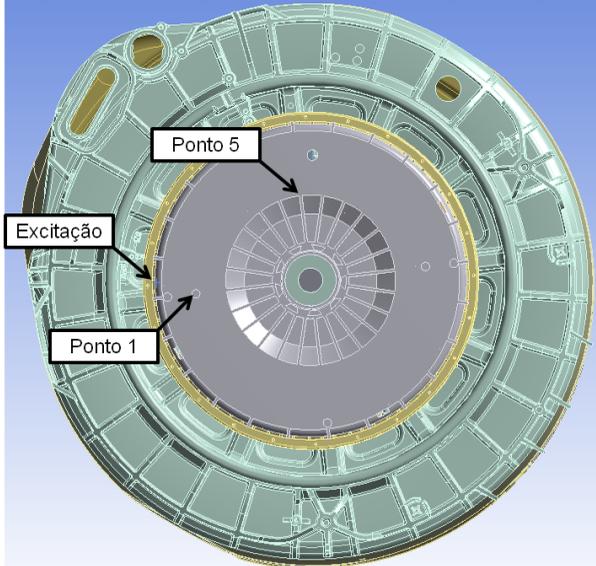
Analisando as Figuras 4.9 e 4.10 observa-se boa concordância entre os resultados numérico e experimental. Houve boa representatividade do modelo na maioria dos modos com maiores amplitudes de resposta, havendo pequenas diferenças entre as frequências naturais numéricas e experimentais. As curvas apresentam um comportamento bastante semelhante.

Posteriormente, foi desenvolvida uma análise comparativa de FRFs do modelo do rotor acoplado ao tanque. Esta análise seguiu o mesmo procedimento adotado para o modelo do estator. Na Figura 4.11 estão ilustradas as posições dos pontos de excitação e de resposta. Nas Figuras 4.12 e 4.13 são comparadas as FRFs numéricas e experimentais referentes ao modelo acoplado do rotor ao tanque.

As FRFs obtidas numericamente apresentaram maior divergência quando comparadas aos resultados experimentais, em relação aos modelos anteriores. Isto se deve, principalmente, à substituição do cesto por um conjunto de parâmetros inerciais concentrados no centro de massa do componente. Certas características dinâmicas do cesto são perdidas com esta simplificação, porém é inviável computacionalmente modelar o cesto através de elementos finitos. O modelo mesmo com esta simplificação já está no limite da capacidade computacional. Além disso, ambos o custo computacional e o tempo de processamento ainda

são elevados para aplicações em equipes de pesquisa e desenvolvimento na indústria.

Figura 4.11 - Posição dos pontos de excitação e resposta



Fonte: do autor

Figura 4.12 – FRF do rotor: aceleração de transferência ponto 1

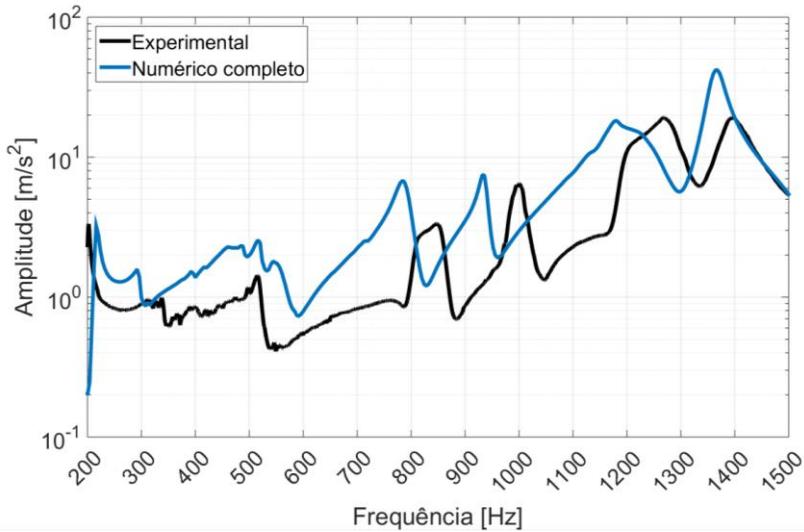
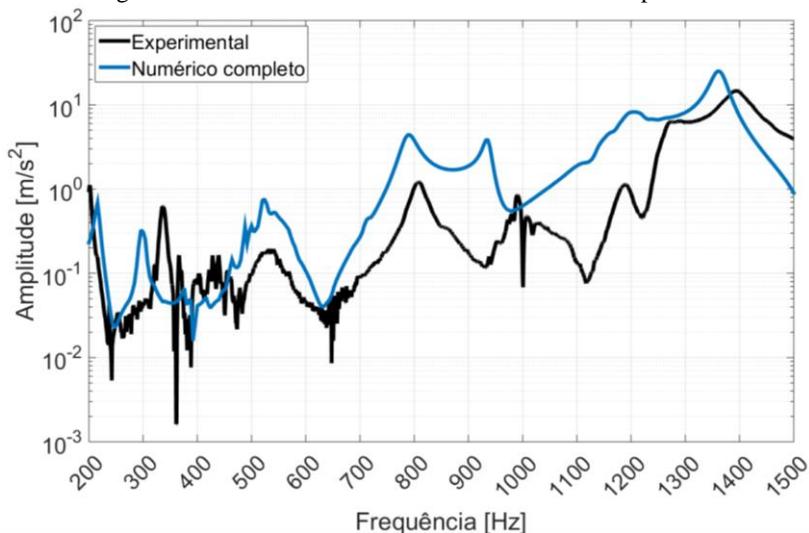


Figura 4.13 – FRF do rotor: aceleração transferência ponto 5



Apesar das diferenças entre as curvas, considera-se a precisão do modelo aceitável, uma vez que as simplificações feitas são necessárias. Desta forma, ao se avaliar resultados absolutos neste modelo, deve-se levar em consideração os erros gerados pelas simplificações e devido à complexidade do sistema modelado.

Ao se desenvolver uma análise de sensibilidade à variação de parâmetros do modelo, o impacto dos erros será inferior daquele avaliado de maneira absoluta. Este tipo de análise é frequentemente utilizada por profissionais que trabalham com pesquisa e desenvolvimento de produtos.

4.2 MODELO SIMPLIFICADO DO TANQUE

O modelo apresentado nas seções anteriores apresentou um custo computacional elevado, necessitando de aproximadamente dez horas de processamento para resolver o problema modal e harmônico no computador disponível. No atual mercado competitivo, onde o *time to market* está cada vez menor, é inviável a espera por longos períodos de processamento para cada análise, ou ainda para utilizar algoritmos de otimização, onde é necessário resolver o modelo por diversas vezes.

Com o objetivo de reduzir o tempo de análise do motor acoplado ao tanque, desenvolveu-se um modelo simplificado do tanque de maneira a reduzir o custo computacional, mas alterando o mínimo possível o comportamento dinâmico do motor quando acoplado a este novo simplificado. Devido à remoção da região cilíndrica do modelo do tanque não é possível calcular a potência sonora radiada pelo tanque através do método de elementos finitos. Entretanto, é possível desenvolver análises vibroacústicas no motor considerando a sua condição real de fixação ao tanque.

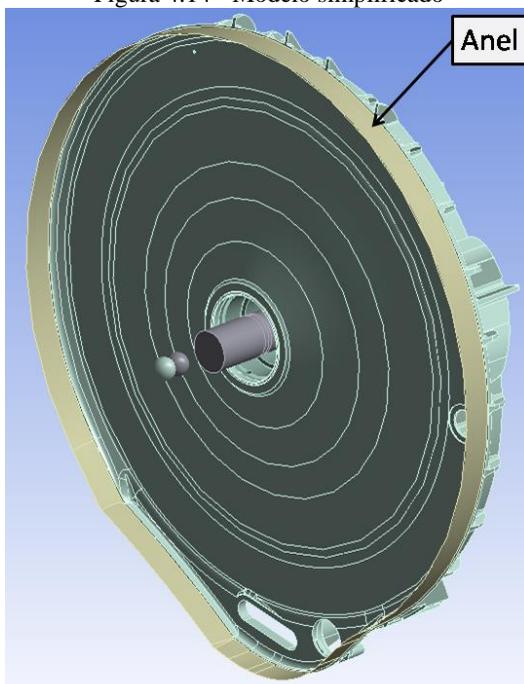
O modelo simplificado foi obtido substituindo as paredes laterais do tanque por um elemento discreto de massa. Desta forma, além de reduzir o número de graus de liberdade do problema, reduziu-se consideravelmente a quantidade de modos a serem considerados na superposição modal.

Para evitar modos de flexão na região traseira do tanque, foi adicionado um anel esbelto com o mesmo formato do cilindro original, porém de menor comprimento. A adição deste anel é apenas um artifício que busca compensar a ausência de uma condição de contorno na qual fosse possível adicionar uma restrição de deslocamento relativo na direção axial dos nós da face na qual há a transição entre os elementos sólidos e de placa. A inserção deste anel busca, apenas, adicionar a rigidez perdida com a remoção da região cilíndrica. Tal ação não poderia ser realizada através da adição de uma condição de contato de engaste uma vez que esta condição alteraria o comportamento dinâmico do tanque, assim como descaracterizaria a condição de livre no espaço.

A estrutura anelar inserida não deve conter modos de flexão na faixa de frequência de interesse. Então, a espessura atribuída a esta parede deve ser pequena e as propriedades do material devem ser de baixa densidade e elevada rigidez. Desta forma, atribui-se a este componente uma espessura densidade que tendem a zero, e uma rigidez elevada, tendendo ao infinito. Na Figura 4.14 é apresentada uma imagem do modelo CAD simplificado do tanque.

A região anelar foi modelada utilizando elementos de placa, com geometria quadrada e quatro nós por elementos (quad4). A malha gerada para este modelo possui 740 mil nós, sendo que o tamanho dos elementos do modelo não foi alterado em relação ao modelo completo. Para a faixa de frequência de análise foram encontrados 109 modos e em comparação com o modelo completo houve uma redução de 3,9 vezes na quantidade de modos.

Figura 4.14 - Modelo simplificado



Fonte: do autor

A redução do número de nós da malha não foi substancial, bem como do número de graus de liberdade. Em contrapartida, a redução no número de modos foi considerável, o que reduziu também o tamanho da matriz de autovetores. Verificou-se uma redução considerável no tempo de processamento da análise modal e uma redução pouco menor no processamento da análise harmônica por meio do MSM. A redução total no tempo de processamento foi da ordem 3,3 vezes.

O ajuste deste modelo seguiu a mesma metodologia adotada para o modelo completo do tanque com o motor acoplado. Portanto, foram comparadas FRFs do estator e do motor montado no tanque. As Figuras 4.15 e 4.16 apresentam a comparação das FRFs obtidas para o estator e para o rotor, respectivamente.

Figura 4.15 - FRF estator: aceleração de transferência ponto 8

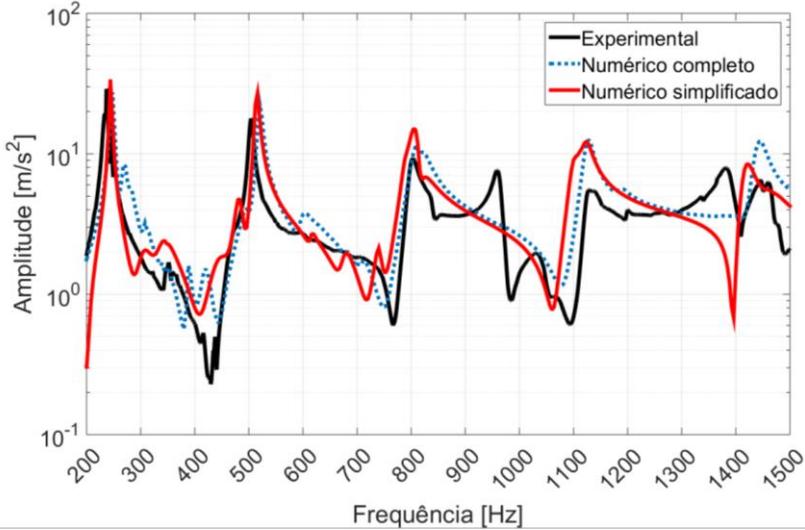
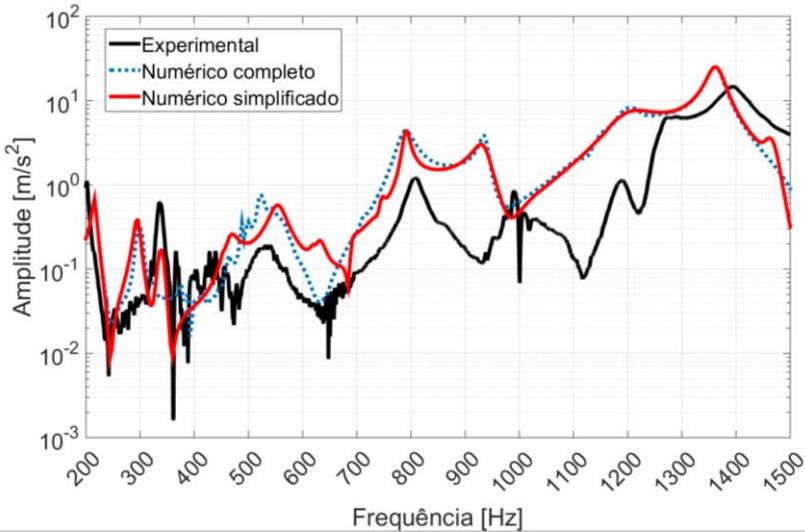


Figura 4.16 - FRF rotor: aceleração de transferência ponto 5



Das Figuras 4.15 e 4.16 observa-se que o comportamento dinâmico do motor, quando acoplado ao modelo simplificado do tanque, está bastante próximo daquele verificado no modelo completo. Resumidamente, o modelo simplificado é representativo e permite

reduzir consideravelmente o custo computacional. Por meio deste modelo é possível reduzir o tempo de desenvolvimento de motores elétricos utilizados em lavadoras. Tal aspecto configura uma boa opção nas etapas iniciais de projeto, onde há muitas variáveis a serem analisadas e a precisão do modelo pode ser ligeiramente relaxada.

4.3 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Neste capítulo foi apresentado o desenvolvimento do modelo do tanque acoplado ao do motor. O modelo do motor foi fornecido devidamente validado. Este foi então acoplado ao modelo do tanque e então feito uma validação com base em FRFs obtidas experimentalmente através de um vibrômetro laser de varredura. Os resultados da validação se mostraram satisfatórios frente às complexidades do modelo, porém o custo computacional se mostrou bastante elevado.

Posteriormente, foi desenvolvido um modelo simplificado onde se obteve uma redução do custo computacional de 3,3 vezes. Os resultados obtidos para o comportamento dinâmico do motor neste modelo apresentaram boa concordância com os obtidos no modelo completo do tanque, sendo esta uma boa opção para o desenvolvimento de motores elétricos para esta aplicação.

5 MODELO ACÚSTICO

Neste capítulo será abordado o desenvolvimento do modelo acústico do tanque para determinação da potência sonora radiada pelo tanque quando acoplado ao motor. Foram consideradas duas abordagens para calcular a potência sonora radiada pelo tanque, FEM e híbrida (FEM-analítico).

5.1 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

A primeira abordagem utiliza o método de elementos finitos. Assumiu-se acoplamento fraco, ou seja, o fluido, no caso o ar, não exerce influência significativa sobre o comportamento dinâmico do tanque. Esta hipótese foi adotada avaliando algumas circunstâncias referentes ao modelo. Primeiramente, o modelo acústico será utilizado para calcular a potência sonora radiada pelo tanque em uma condição de radiação livre, desta forma, não haverá reflexão das ondas sonoras radiadas. Segundo Fahy e Gardonio (1980), no caso de fluidos enclausurados, onde há ressonâncias, poderá haver maior efeito do fluido sobre as estruturas.

Avaliou-se, também, a relação entre a rigidez e a potência sonora da máquina de lavar. Em experimento, conduzido no Laboratório de Vibrações e Acústica, mediu-se a potência sonora radiada pela máquina sem a clausura do gabinete. Neste obteve-se um valor de potência sonora da ordem de 70dB(A). Fazendo uma comparação simples, um monopolo radiando esta potência sonora em um hemisfério, a um raio igual ao raio do tanque, a pressão acústica é da ordem de 0,12Pa, o que é uma pressão baixa para excitar uma estrutura com a rigidez do taque.

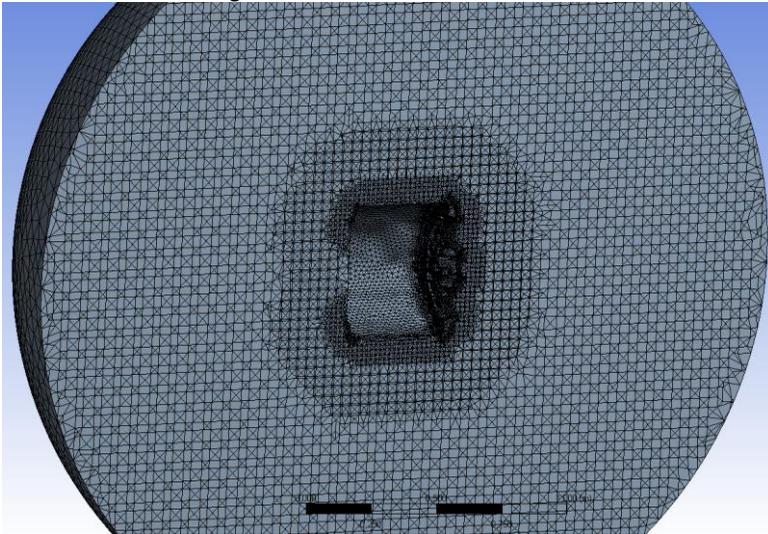
Segundo Howard e Cazzolato (2015), é recomendado que a distância entre a superfície esférica e o objeto mais próximo seja de pelo menos 0,2 vezes o maior comprimento de onda da análise. A menor frequência de análise é 88 Hz, definida para cobrir toda a banda de terço de oitava de 100 Hz, então, o maior comprimento de onda da análise é 3,89 m. Com base no modelo CAD do tanque, verificou-se que a maior distância entre o tanque e o centro da esfera é de 0,32 m. Do exposto, se aplicado o critério descrito anteriormente, tem-se que o raio da esfera deve ser de 1,1 m. Porém, decidiu-se adotar uma postura mais conservadora e optou-se por adotar um raio de 1,5 m para este modelo, o que equivale a 0,3 vezes o maior comprimento de onda em análise.

Na superfície externa da esfera acústica foi adotada uma condição de radiação sem reflexão de ondas (radiação para o infinito). Na abertura

do tanque por onde as roupas são inseridas foi considerada como parede rígida, uma vez que o sistema de vedação é complexo e foge do escopo deste trabalho. Como condição de excitação foram importados os valores da velocidade da superfície do tanque que está em contato com o campo acústico.

A malha acústica gerada possui 172 mil nós e 957 mil elementos fluidos tetraédricos de 4 nós por elemento (Tet4). Na região de interface do campo acústico com o tanque utilizaram-se doze elementos por comprimento de onda e na região mais afastada, três elementos. Optou-se por usar elementos lineares para reduzir o custo computacional, pois, diferentemente do caso de vibrações, em acústica não há deformações específicas. A Figura 5.1 apresenta a malha acústica desenvolvida.

Figura 5.1 - Malha modelo acústico

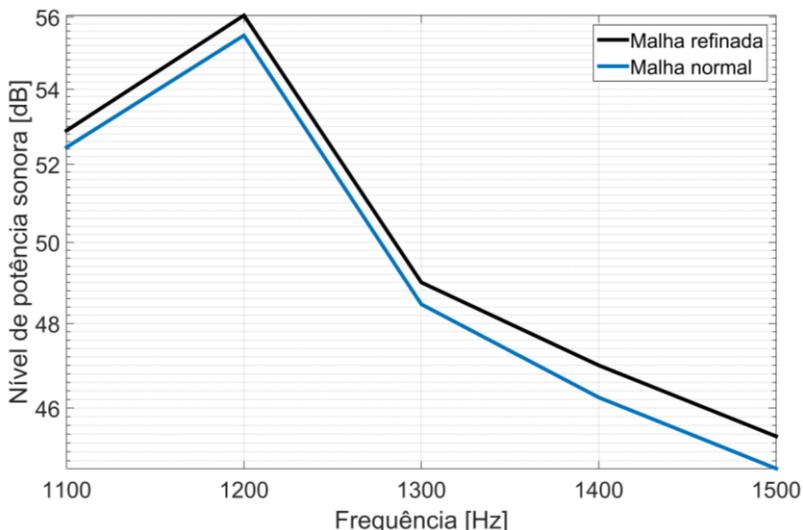


Fonte: do autor

Seguindo a metodologia já utilizada neste trabalho, foi desenvolvida uma análise de convergência de malha. O modelo de malha refinada possui 605 mil nós e 3,49 milhões de elementos também lineares. Na região de interface estrutura e campo acústico foram utilizados 12 elementos por comprimento de onda e na região distante 6 elementos. Devido ao custo computacional do modelo desenvolveu-se a análise entre 1,1 kHz e 1,5 kHz, resolvendo somente cinco frequências.

A Figura 5.2 apresenta a comparação do nível de potência sonora calculado pelos dois modelos.

Figura 5.2 - Nível de potência sonora, análise de convergência da malha acústica



Como pode ser observado, há uma pequena diferença entre os modelos, sendo a máxima diferença entre o modelo refinado e de malha normal ocorreu em 1,5 kHz e foi de 0,73 dB. Esta diferença é aceitável tendo em vista a diferença no custo computacional dos modelos.

5.2 MODELO HÍBRIDO FEM-ANALÍTICO

Segundo Fahy (2001), a eficiência de radiação, ou razão de radiação, é definida como:

$$\sigma_{rad} = \frac{W_{rad}}{\rho_0 c_0 S \langle \bar{V}^2 \rangle}, \quad (5.1)$$

onde W_{rad} é a potência sonora radiada, S a área da superfície, ρ_0 a densidade característica do meio, c_0 a velocidade de propagação da onda no meio e $\langle \bar{V}^2 \rangle$ a velocidade quadrática média espacial e no tempo, que por questão de comodidade será aqui chamada de velocidade quadrática média. Embora o termo mais utilizado seja eficiência de radiação, esta é na verdade uma razão entre a potência sonora radiada por um corpo e a

radiada por um pistão rígido de mesma área com velocidade de superfície igual à velocidade quadrática média da superfície do corpo.

Uma vez conhecida a eficiência de radiação do tanque é possível calcular a potência sonora radiada por este. Decidiu-se, então, determinar a eficiência de radiação do tanque para posterior cálculo da potência acústica radiada. O tempo necessário para resolver o problema acústico é aproximadamente o mesmo tempo necessário para resolver o estrutural, desta forma, o tempo total de análise do problema é reduzido pela metade.

A eficiência de radiação pode ser determinada experimental, analítica ou numericamente. Devido à complexidade do experimento e à intenção de desenvolver uma metodologia passível de ser utilizada em fases iniciais de projeto, optou-se por calcular numericamente a eficiência de radiação do tanque utilizando o modelo acústico descrito na Seção 5.1.

A eficiência de radiação é uma característica intrínseca da estrutura. Diferentes modos ressonantes terão maior ou menor eficiência de acordo com sua forma modal, frequência natural e características geométricas da estrutura. Desta forma, recomenda-se que os modos na faixa de frequência de interesse sejam excitados de maneira homogênea.

Uma maneira de se obter a excitação descrita acima é aplicando um número infinito de forças dispostas de maneira aleatória e com fases aleatórias entre si. Como um número infinito de forças não é factível do ponto de vista de engenharia, decidiu-se que 25 é um número suficiente para excitar os modos presentes na faixa de frequência de interesse, de 88 Hz a 1,5 kHz.

Para obter a velocidade quadrática média da superfície do tanque utilizou-se um código em linguagem APDL (*Ansys Parametric Design Language*). Obteve-se a velocidade normal dos nós em, aproximadamente, 75% da superfície do tanque. Estes dados foram exportados e as demais operações matemáticas realizadas no software Matlab. A Figura 5.3 apresenta a eficiência de radiação do tanque em banda estreita e a Figura 5.4 a eficiência de radiação em bandas de terço de oitava.

Uma vez obtida a eficiência de radiação pode-se calcular a potência acústica radiada a partir da velocidade quadrática média da superfície radiadora. Desta forma, a solução de um modelo acústico cada vez que se deseja obter a SWL radiada tanque torna-se desnecessário.

Figura 5.3 - Eficiência de radiação do tanque

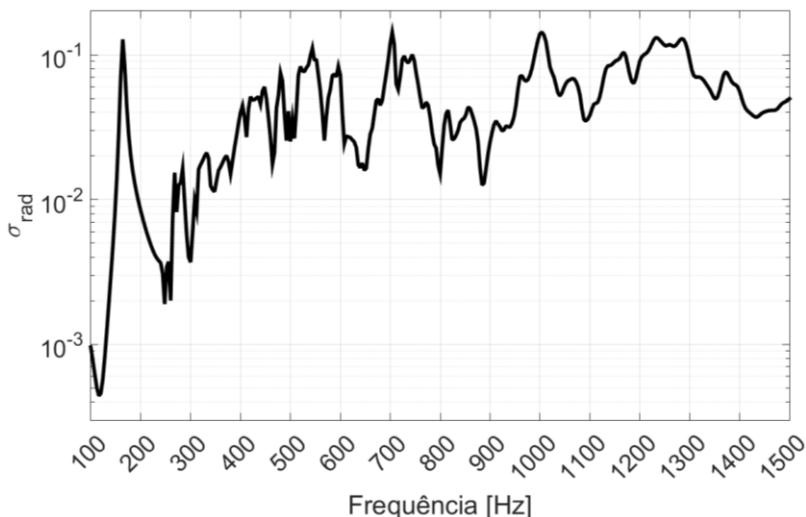
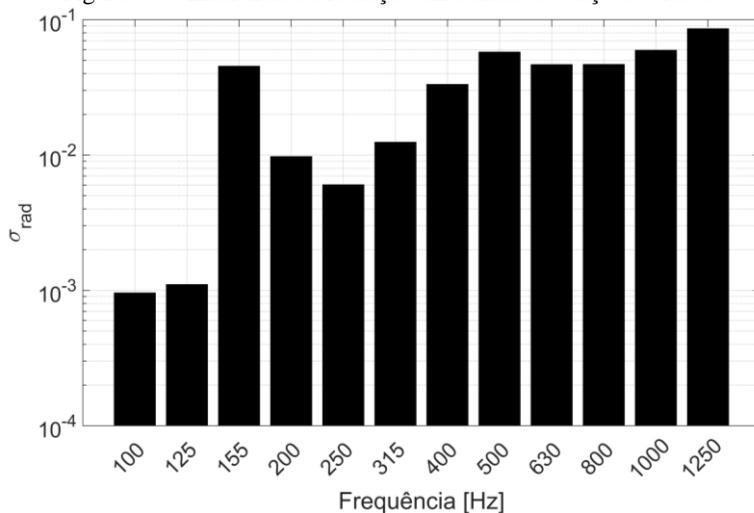


Figura 5.4 - Eficiência de radiação em bandas de terço de oitava



A fim de avaliar este método, foi realizada uma comparação da potência sonora radiada pelo tanque utilizando o método de elementos finitos e calculado através da eficiência de radiação. Para tanto, o tanque foi excitado através de um conjunto de 6 forças aplicadas nos parafusos de união do tanque com o estator, com fases aleatórias entre si. A Figura

5.5 apresenta a comparação entre estes modelos em banda estreita e a Figura 5.6 em banda de terço de oitava.

Figura 5.5 - Comparação em banda estreita da potência acústica por FEM e calculada utilizando a eficiência de radiação

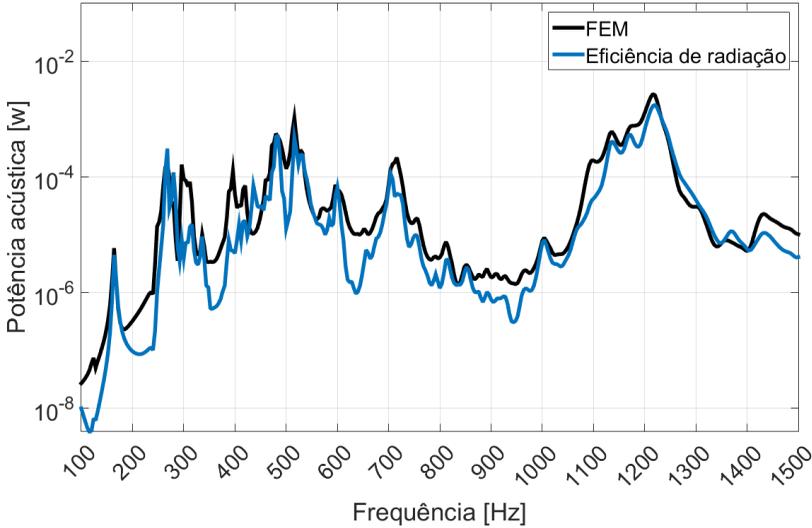
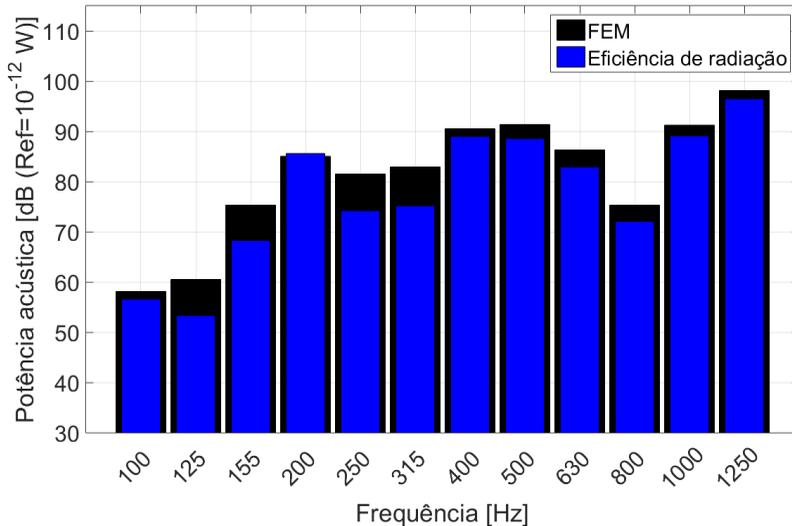


Figura 5.6 - Comparação em banda de terço de oitava da potência acústica por FEM e calculada utilizando a eficiência de radiação



Analisando os resultados em banda estreita, nota-se uma boa concordância entre as características espectrais do ruído radiado calculado pelos dois métodos. Apenas nas baixas frequências, abaixo de 300 Hz o cálculo pela eficiência de radiação se mostrou deficiente em relação ao calculado por FEM. Isto fica bastante evidente na comparação em bandas de terço de oitava.

Esta diferença entre os métodos está associada à deficiência do modelo numérico em baixas frequências, devido ao raio da esfera do campo acústico e na condição de radiação para o infinito, assim como à baixa densidade modal do tanque nesta faixa de frequência.

Porém, mesmo com a divergência nos modelos, os resultados foram satisfatórios frente à redução no custo computacional da análise, principalmente para análises nas etapas iniciais de projeto, ou em análises comparativas onde o valor absoluto não é importante.

5.3 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Este capítulo apresentou o desenvolvimento de três modelos para o cálculo da potência sonora radiada pelo tanque da máquina de lavar. Primeiramente, foi desenvolvido um modelo utilizando o método de elementos finitos. Este modelo foi tomado como referência para a comparação com os demais modelos, e seu custo computacional é o mais elevado. A partir deste modelo foi determinada a eficiência de radiação do tanque.

Posteriormente, foi calculada a potência acústica radiada pelo tanque através da energia vibratória e da sua eficiência de radiação. Com esta abordagem reduziu-se pela metade o tempo de processamento, porém esta se mostrou deficiente em baixa frequência devido às limitações no modelo utilizado para calcular a eficiência de radiação e à baixa densidade modal do tanque.

6 ANÁLISE ESTATÍSTICA ENERGÉTICA (SEA)

Conforme relatado ao longo do trabalho, os modelos até então desenvolvidos utilizando o FEM apresentam um custo computacional elevado, necessitando de várias horas de processamento. Um dos principais motivos para o alto custo computacional é a alta densidade modal do sistema, característica que justifica o uso de SEA.

Devido à necessidade de reduzir o tempo de processamento dos modelos decidiu-se desenvolver um modelo híbrido utilizando o FEM e SEA. O modelo desenvolvido em SEA engloba o motor e o tanque, porém seu único objetivo neste trabalho é determinar a potência acústica radiada pelo tanque.

Em SEA, o sistema é representado através de subsistemas, acoplados entre si, onde, através de parâmetros estatísticos, sendo determinado o fluxo de energia entre estes subsistemas.

6.1 HIPÓTESES BÁSICAS DE SEA

O sistema deve ser dividido em subsistemas. Segundo Lyon (1975) um subsistema pode ser definido como um conjunto de modos reverberantes, distribuídos de maneira uniforme no espaço e na faixa de frequência de análise. Neste trabalho, definiu-se cada subsistema como o conjunto de modos presentes em cada componente a ser estudado. O Tabela 6.1 apresenta os subsistemas do modelo desenvolvido.

Tabela 6.1 - Subsistemas que compõem o modelo em SEA

Subsistema	Componente
1	Tanque
2	Estator
3	Rotor

O subsistema pode ser descrito por seu nível energético, sendo esta a única variável do modelo. Para um modelo estrutural, a velocidade quadrática média pode ser obtida através da equação:

$$\langle \bar{V}^2 \rangle = \frac{E_{sub}}{M_{sub}}, \quad (6.1)$$

onde $\langle \bar{V}^2 \rangle$ é a velocidade quadrática média, E_{sub} é a energia vibratória do subsistema e M_{sub} é a massa do subsistema. Ou então, em um

subsistema acústico, a pressão quadrática média pode ser obtida através da equação:

$$\langle \bar{p}^2 \rangle = E_{sub} \frac{\rho_0 c_0^2}{Vol_{sub}}, \quad (6.2)$$

onde $\langle \bar{p}^2 \rangle$ é a pressão quadrática média, ρ_0 a densidade do meio, c_0 a velocidade do som no meio e Vol_{sub} o volume da cavidade acústica.

Admite-se que todos os modos pertencentes a uma faixa de frequência possuam o mesmo amortecimento modal. Desta forma, utiliza-se o amortecimento médio dos modos presentes na faixa de frequência em análise.

O fator de superposição modal (MOF – *Modal Overlap Factor*) deve ser suficientemente elevado de maneira a permitir uma adequada troca de energia entre os subsistemas. O MOF é a relação entre a largura da banda de meia potência e o espaçamento entre os modos, segundo Hansen (2018) é recomendado que o fator de superposição modal, no sistema global, seja maior do que 0,5, preferencialmente acima de 1.

O MOF pode ser definido matematicamente como:

$$MOF = n\eta\omega, \quad (6.3)$$

onde n é a densidade modal em *modos/Hz*, η o fator de perda e ω a frequência em rad/s. A densidade modal foi estimada como:

$$n = 4M \langle Re\{Y\} \rangle_{x,\Delta f}, \quad (6.4)$$

onde M é a massa do componente, $\langle Re\{Y\} \rangle_{x,\Delta f}$ é a média no espaço e na frequência da parte real da mobilidade pontual. A mobilidade pontual foi calculada utilizando o modelo FEM em 20 pontos do tanque, a Figura 6.1 apresenta o MOF para as bandas de terço de oitava.

A partir de α e β pode-se calcular a razão de amortecimento modal devido a cada fator através das equações:

$$\zeta_\alpha = \frac{\alpha}{2\omega_n} \text{ e} \quad (6.5)$$

$$\zeta_\beta = \frac{\beta\omega_n}{2}. \quad (6.6)$$

Então o fator de perda η foi calculado a partir da razão de amortecimento modal total adicionado no modelo estrutural através da equação:

$$\eta = 2(\zeta_{const} + \zeta_\alpha + \zeta_\beta). \quad (6.7)$$

Como pode ser observado na Figura 6.1, nas bandas de 100 e 200 Hz o MOF está abaixo do recomendado; nas bandas de 125 e 155, acima do valor recomendado e abaixo do preferível. Desta forma, é possível que haja uma redução na precisão do modelo nestas bandas. Nas demais bandas o valor do fator de superposição modal está acima do

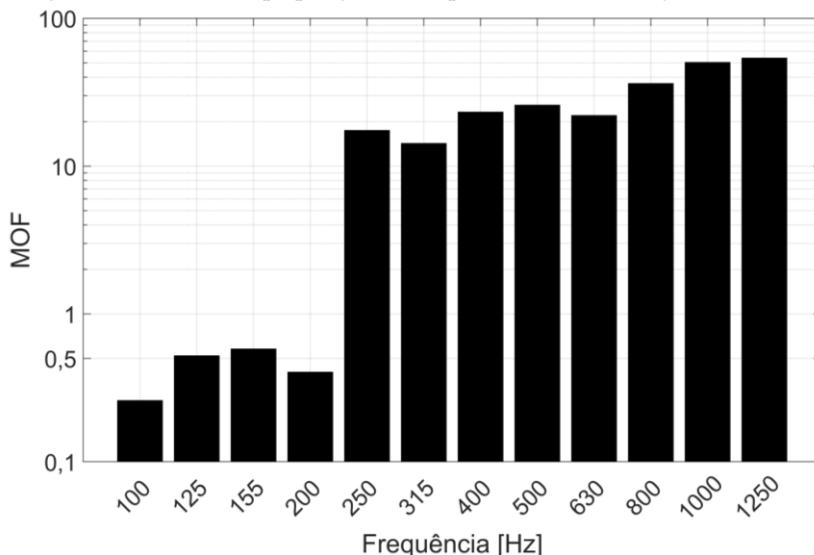
recomendado, significando que a densidade modal está adequada para a utilização de SEA.

Todos os modos contidos em uma faixa de frequência de análise possuem a mesma energia modal. Esta hipótese pode ser apresentada matematicamente pela equação

$$E_{sub} = N_{sub} E_{sub} \quad (6.8)$$

onde N_{sub} é o número de modos contidos na faixa de frequência de análise e E_{sub} é a energia modal do subsistema

Figura 6.1 - Fator de superposição modal para as bandas de terço de oitava



A energia vibratória flui do subsistema de maior energia modal para o de menor energia modal. É importante destacar que a força motriz para o fluxo de energia é a energia modal, e não a energia total do subsistema.

6.2 EQUAÇÕES BÁSICAS E DESENVOLVIMENTO DO MODELO

A partir das hipóteses apresentadas acima, as equações básicas de SEA podem ser desenvolvidas. Considerando um sistema com 3 subsistemas a equação matricial para o balanço de energia do sistema é dado pela por:

$$\begin{bmatrix} \eta_{11} & -\eta_{12} & -\eta_{13} \\ -\eta_{21} & \eta_{22} & -\eta_{23} \\ -\eta_{31} & -\eta_{32} & \eta_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} = \frac{1}{\omega} \begin{bmatrix} W^{in}_1 \\ W^{in}_2 \\ W^{in}_3 \end{bmatrix}, \quad (6.9)$$

onde a matriz $[\eta]$ é a matriz de perdas, esta contém os fatores de perda por acoplamento e por amortecimento estrutural. A matriz $[E]$ é a matriz de energia vibratória, $[W^{in}]$ é a matriz de potência de entrada e ω é a frequência central da faixa de frequência de análise, em radianos por segundo.

Uma vez dividido o problema em subsistemas é necessário obter a matriz de perdas $[\eta]$. Para componentes simples como vigas e placas é possível obter a matriz de perdas através de equações analíticas, porém não é este o caso, o conjunto tanque e motor é demasiadamente complexo para se utilizar esta abordagem.

Segundo Troclet et al. (2009), para estruturas mais complexas a matriz de perdas é, frequentemente, determinada a partir de abordagens experimentais, como o método da potência de entrada (PIM – *Power Injection Method*). Este método consiste em excitar um subsistema de cada vez e medir a energia vibratória destes, assim como a potência inserida em cada subsistema. Primeiramente, quando apenas o subsistema 1 é excitado a matriz do sistema, normalizada pela potência de entrada inserida fica:

$$\omega \begin{bmatrix} \eta_{11} & -\eta_{12} & -\eta_{13} \\ -\eta_{21} & \eta_{22} & -\eta_{23} \\ -\eta_{31} & -\eta_{32} & \eta_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E^w_1 \\ E^w_2 \\ E^w_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (6.10)$$

onde

$$E^w_i = \frac{E_i}{W^{in}_1}. \quad (6.11)$$

Repetindo o processo para os subsistemas restantes obtém-se:

$$\begin{bmatrix} \eta_{11} & -\eta_{12} & -\eta_{13} \\ -\eta_{21} & \eta_{22} & -\eta_{23} \\ -\eta_{31} & -\eta_{32} & \eta_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E^w_{11} & E^w_{12} & E^w_{13} \\ E^w_{21} & E^w_{22} & E^w_{23} \\ E^w_{31} & E^w_{32} & E^w_{33} \end{bmatrix} = \frac{1}{\omega} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (6.12)$$

onde E^w_{ij} é a energia vibratória do subsistema i normalizado pela potência de entrada no sistema j . A partir da equação 6.10 é possível obter a matriz de perdas invertendo a matriz $[E^w]$:

$$[\eta] = \frac{1}{\omega} [E^w]^{-1}. \quad (6.13)$$

Decidiu-se então aplicar o método da potência de entrada no modelo de elementos finitos. De maneira análoga ao procedimento de determinação da eficiência de radiação do tanque, foram inseridas 25

forças distribuídas de maneira aleatória com fases aleatórias entre si em cada um dos subsistemas, calculado a potência de entrada e medida a energia vibratória dos subsistemas. Aplicou-se, então, o procedimento descrito no parágrafo anterior aos dados obtidos do modelo e obteve-se a matriz de perdas.

Uma vez conhecida a matriz de perdas, o modelo SEA está pronto para ser utilizado. A partir da Equação 6.4 pode-se obter um sistema linear de 3 equações. A equação resultante da multiplicação da primeira linha da matriz $[\eta]$ pela matriz $[E]$ é:

$$\eta_{11}E_1 - \eta_{12}E_2 - \eta_{13}E_3 = \frac{W^{in}_1}{\omega} . \quad (6.14)$$

Desconsiderando excitação externa no tanque da máquina, como por exemplo, devido ao desbalanceamento do cesto, o tanque vibra passivamente excitado somente pelo motor da máquina. Desta forma, o termo W^{in}_1 é zero. Uma vez conhecida a energia vibratória do rotor e estator é possível rearranjar a Equação 6.12 isolando a única incógnita da equação:

$$E_1 = \frac{\eta_{12}E_2 + \eta_{13}E_3}{\eta_{11}} , \quad (6.15)$$

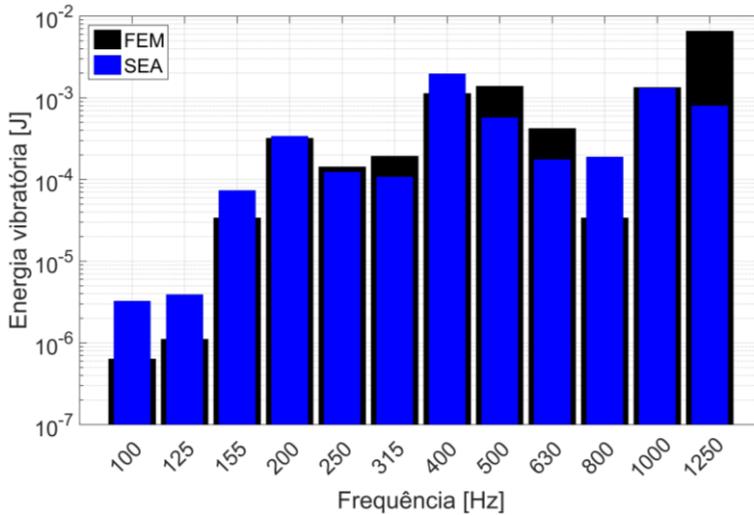
e, desta forma, obter a energia vibratória do tanque.

A partir da energia vibratória do tanque pode-se utilizar a Equação 6.1 para obter a velocidade quadrática média. Então, a eficiência de radiação obtida no capítulo anterior para calcular a potência acústica radiada pelo tanque.

6.3 VALIDAÇÃO

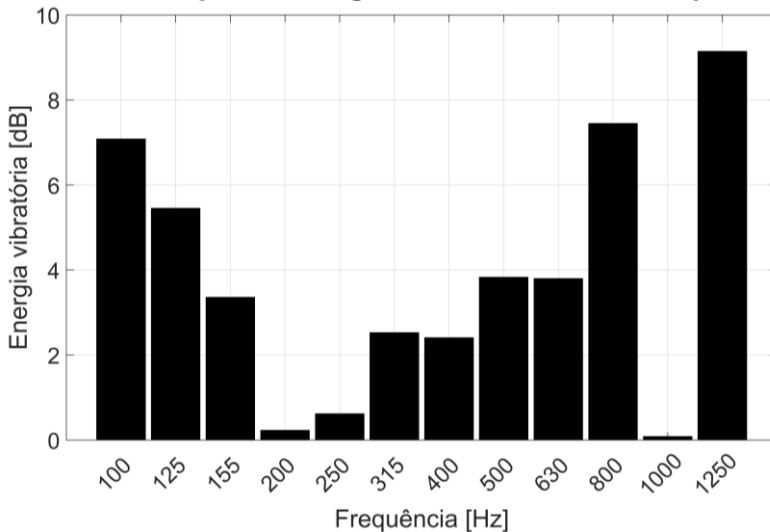
Desenvolveu-se uma validação do modelo SEA com base nos resultados obtidos pelo modelo FEM. A energia vibratória do motor foi calculada através da velocidade quadrática média obtida no modelo de elementos finitos. Foram inseridas 6 forças, 3 no rotor e 3 no estator, com amplitude unitária e fases aleatórias entre si. A Figura 6.2 apresenta a comparação da energia vibratória do tanque obtida no modelo FEM e calculada por SEA.

6.2 - Comparação energia vibratória FEM-SEA do tanque



Como pode ser observado na Figura 6.2, há boa concordância entre os resultados obtidos por FEM e SEA. A Figura 6.3 apresenta a diferença entre os resultados.

6.3 - Diferença modelo energia vibratória FEM e SEA do tanque



A máxima diferença observada entre os modelos foi de menos de 10 dB, sendo que a maioria das bandas a diferença ficou inferior a 4 dB. Considera-se este erro aceitável frente à redução no custo computacional de SEA comparado com FEM, principalmente quando utilizado em análises comparativas.

6.4 RESULTADOS

Ao calcular a energia vibratória do motor pelo modelo FEM para alimentar o modelo SEA, não há um ganho significativo em termos de custo computacional. Uma vez resolvido o modelo FEM podem-se obter deste os resultados desejados sobre o comportamento dinâmico do tanque.

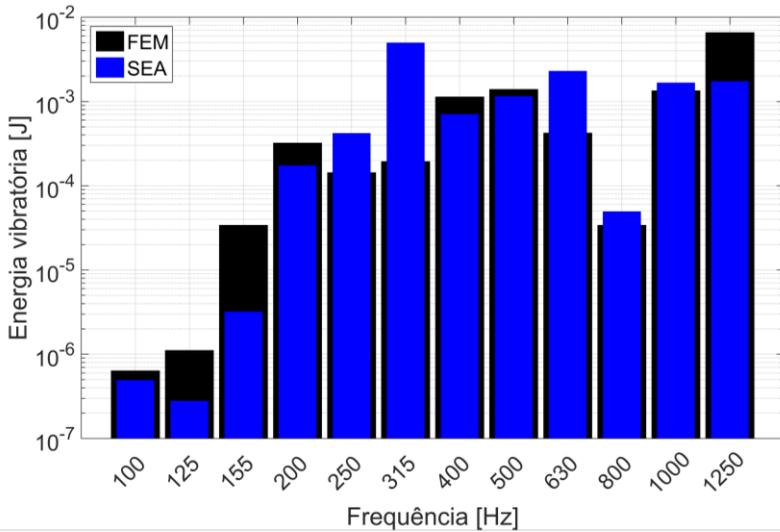
Desta forma, para obter a energia vibratória do estator e do rotor foi utilizado o modelo simplificado apresentado na Seção 4.2, onde se obteve boa representatividade do comportamento dinâmico do motor. Utilizando este ciclo de modelos, FEM simplificado – SEA – Eficiência de radiação, obteve-se a potência sonora radiada a partir de uma excitação no motor, a redução no tempo de processamento foi de aproximadamente seis vezes.

Realizou-se uma comparação entre a energia vibratória obtida através do modelo FEM e a calculada por SEA. Foi inserida a mesma excitação utilizada na seção anterior, 6 forças, 3 no rotor e 3 no estator, com amplitude unitária e fases aleatórias entre si. O modelo em SEA foi resolvido em bandas de terço de oitava; a comparação dos resultados é apresentada na Figura 6.4.

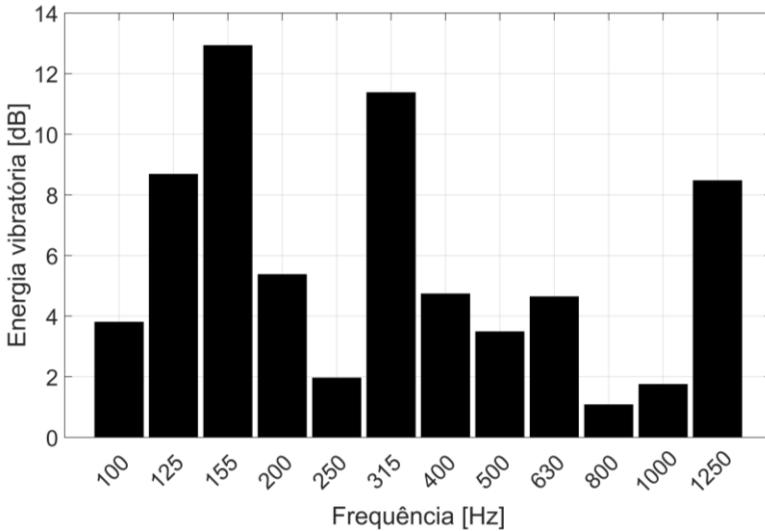
Como pode ser observado na Figura 6.4, houve uma boa concordância entre os resultados, exceto nas bandas de 155 e 315 Hz. Na Figura 6.5 é apresentada a diferença entre os resultados obtidos na Figura 6.4.

Na Figura 6.5 observa-se que a diferença entre o modelo FEM simplificado e SEA foi maior que entre o FEM e SEA. Isto se deve à somatória dos erros oriundos do modelo SEA e da simplificação do tanque no modelo FEM simplificado. Na maioria das bandas de frequência o erro ficou abaixo de 6dB, o que é um resultado razoável quando considerado o ganho em termos de custo computacional.

Figura 6.4 - Comparação energia vibratória FEM-SEA

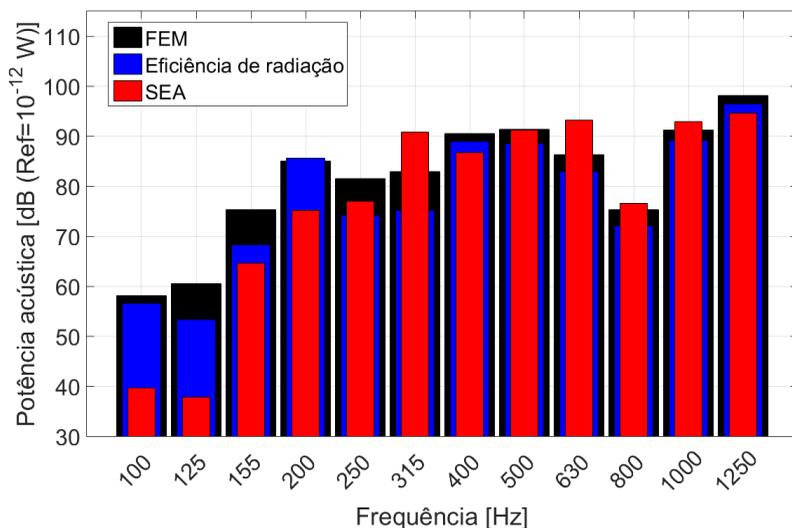


6.5 - Diferença modelo FEM simplificado e SEA



Comparou-se, também, para a mesma excitação, a potência acústica radiada pelo tanque pelos três métodos aqui apresentados, os resultados são apresentados na Figura 6.6

Figura 6.6 – Comparação modelos FEM, eficiência de radiação e SEA



Como pode ser observado na Figura 6.6, em baixas frequências o modelo SEA não se mostrou adequado para o cálculo da potência acústica radiada pelo tanque. Os erros presentes no cálculo do SWL tem três origens: simplificações no modelo FEM simplificado, utilização da eficiência de radiação e erros oriundos do modelo SEA. Os erros oriundos do modelo SEA devem-se principalmente ao baixo MOF nas bandas abaixo de 250 Hz, conforme pode ser observado na Figura 6.1.

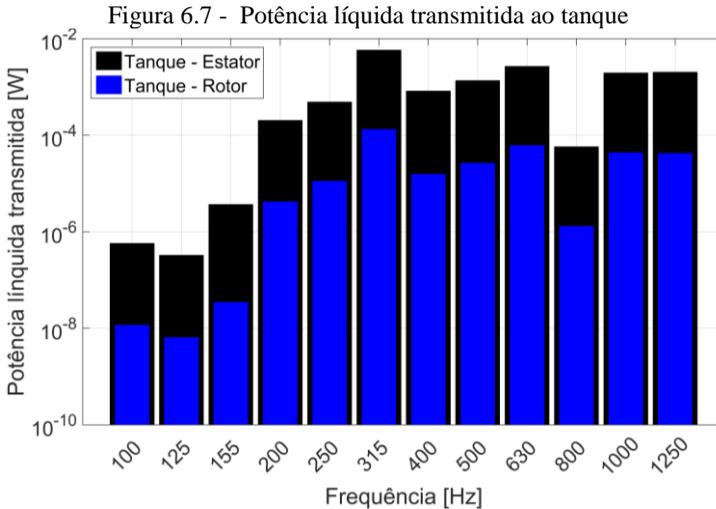
Entretanto, a partir da banda de 250 Hz os resultados obtidos com o modelo SEA apresentaram concordância razoavelmente boa com os obtidos com o modelo FEM e através da eficiência de radiação. A máxima diferença encontrada para estas bandas foi da ordem de 7 dB.

Com esta metodologia de análise vibroacústica observa-se uma redução na precisão, porém há um ganho considerável no tempo de processamento necessário para obter a potência acústica radiada pelo tanque a partir de uma excitação no motor. Sendo, esta metodologia, bastante útil nas etapas iniciais de projeto onde a precisão não é muito importante, e há muitas análises a serem feitas para determinar as variáveis de projeto. Assim como em análises comparativas.

A fim de identificar o principal contribuidor para vibração do tanque, foi calculada a potência líquida transmitida para o tanque pelo estator e pelo rotor. A potência líquida transmitida entre 2 subsistemas é dada pela seguinte equação

$$W_{liq} = \omega(\eta_{12}E_1 - \eta_{21}E_2) . \quad (6.16)$$

A Figura 6.7 apresenta a potência líquida transmitida para o tanque.



O estator transmite ao tanque mais energia vibratória que o rotor, ou seja, possui maior contribuição no ruído radiado pelo tanque. Este resultado é esperado uma vez que a fixação do estator é mais rígida que a do rotor, no qual a transmissão de energia se dá através de mancais de rolamento.

6.5 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Este capítulo apresentou um modelo híbrido utilizando FEM e SEA. Foram apresentadas, de maneira resumida, as hipóteses básicas de SEA. Posteriormente apresentou-se o equacionamento utilizado para desenvolver o modelo SEA com base em dados e resultados obtidos a partir de um modelo FEM.

A validação do modelo SEA a partir da comparação dos resultados obtidos com os resultados do modelo FEM apresentaram concordância razoavelmente boa. Por fim, foram apresentados os resultados obtidos utilizando o modelo FEM simplificado. Os resultados apresentaram uma redução na precisão dos resultados em comparação com o modelo FEM, no entanto, houve uma redução expressiva no custo computacional com uma redução de aproximadamente 6 vezes no tempo de processamento.

7 CONCLUSÕES

Este trabalho teve como principal objetivo analisar o acoplamento entre o motor e o tanque da máquina, assim como determinar a potência acústica radiada pelo tanque. Primeiramente, foi desenvolvido o modelo estrutural do tanque, para isto foi necessário realizar algumas simplificações de maneira a conciliar o custo computacional do modelo com os recursos disponíveis.

O modelo numérico estrutural do tanque foi desenvolvido utilizando o FEM, contendo elementos de placa e sólido. Este foi ajustado na condição livre, com base em FRFs obtidas experimentalmente. Tendo em vista a complexidade do modelo, as não linearidades dos contatos e as simplificações adotadas, o resultado do ajuste foi considerado adequado. A parte traseira do tanque foi onde se obteve maior concordância com os dados experimentais, sendo esta a região onde não foram adotadas grandes simplificações. Na região cilíndrica e frontal houve menor concordância com os dados experimentais, devido às simplificações adotadas nesta região.

Após ajustado e validado, o modelo numérico do tanque foi acoplado ao modelo do motor elétrico da máquina. A validação do modelo acoplado se deu na condição livre com base em FRFs experimentais. Houve melhor concordância das FRFs no estator quando comparadas às do rotor. Isto deve-se principalmente às não linearidades dos mancais de rolamento e à ausência do cesto no modelo numérico, sendo o rotor acoplado diretamente neste componente. As maiores dificuldades no desenvolvimento deste modelo estão relacionadas ao elevado custo computacional.

Muitas vezes, na indústria, não há tempo suficiente para resolver problemas numéricos demasiadamente demorados. No caso do modelo acoplado o tempo de processamento foi maior que uma jornada normal de trabalho de um engenheiro. Por este motivo, foi desenvolvido um modelo simplificado do tanque acoplado ao motor, porém alterando-se o mínimo possível do comportamento dinâmico do motor quando acoplado ao tanque. Os desvios encontrados em relação ao modelo sem estas simplificações foram consideradas aceitáveis, principalmente se levada em consideração a redução do custo computacional, que foi de aproximadamente 3,3 vezes.

Foram desenvolvidos três modelos acústicos do tanque. O modelo tido como referência na comparação com os demais modelos utilizou FEM. Foi criada uma malha acústica nas adjacências da superfície externa do tanque de maneira que a partir de um input de velocidade de

superfície importada do tanque se obtenha a potência acústica radiada. O custo computacional deste modelo é bastante elevado, necessitando de longos períodos de tempo para solução do problema numérico, principalmente na etapa de mapeamento da velocidade da superfície do tanque para o campo acústico.

O segundo modelo acústico desenvolvido é um modelo híbrido FEM – analítico, onde foi calculada a potência acústica radiada através da eficiência de radiação do tanque. A eficiência de radiação foi obtida através do modelo FEM. A comparação entre os dois modelos mostraram boa concordância das características espectrais do ruído, assim como a amplitude nas ressonâncias. Porém este se mostrou menos preciso nas baixas frequências, abaixo de 300Hz. A redução no tempo de processamento para o modelo vibroacústico foi de 2 vezes.

O terceiro modelo desenvolvido é um modelo híbrido FEM – SEA. Este modelo utilizou o modelo numérico estrutural do tanque acoplado para obter os parâmetros de SEA, o modelo estrutural do tanque simplificado acoplado ao motor para obter os dados de entrada para o modelo SEA, e a eficiência de radiação para calcular a potência acústica radiada pelo tanque. Com este modelo obteve-se maior redução no custo computacional, havendo uma redução de 6 vezes no tempo necessário para resolver o modelo vibroacústico FEM. Porém os desvios obtidos com este modelo foram maiores que os obtidos com o modelo FEM – analítico.

Os modelos alternativos apresentaram uma redução considerável no tempo de processamento, por outro lado houve desvios com relação ao modelo de referência. Porém estes são úteis nas etapas iniciais de projeto onde há muitas variáveis a serem analisadas e a precisão dos modelos são menos importante. Estes modelos menos precisos permitem analisar os efeitos de variação de parâmetros, os quais ocorrem em desenvolvimento de produto.

7.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A seguir serão apresentadas propostas para trabalhos futuros. A primeira proposta consiste em validar experimentalmente os modelos vibroacústicos desenvolvidos neste trabalho. Para isto será necessário validar experimentalmente o modelo acústico FEM e realizar experimentos para determinar a eficiência de radiação do tanque.

A validação do modelo híbrido FEM - SEA é mais complexa, pois depende de experimentos mais complexos e trabalhosos, como a aplicação experimental do PIM. Porém, devido ao menor custo

computacional, é possível estender a faixa de frequência de análise para frequência mais elevadas.

A terceira proposta consiste em desenvolver e validar experimentalmente um modelo eletromagnético-vibro-acústico do tanque acoplado ao motor elétrico.

A quarta proposta, mais complexa, consiste em modelar a máquina de lavar como um todo. Neste caso seria necessário modelar, além do motor e do tanque, os elementos de sustentação do tanque, o gabinete e o cesto. Este modelo poderia considerar como excitação apenas as forças eletromagnéticas no motor, ou então englobar outras fontes de ruído, como por exemplo, a excentricidade da massa das roupas e o ruído gerado pelo funcionamento da bomba d'água.

REFERÊNCIAS

- [1] AKASHI. **Washing Machine Repair Guide: How To Fix A Washer** DIY. 2017. Disponível em: <<http://appliancerepairquestions.com/washing-machine-repair-troubleshooting-guide/>>. Acesso em: 11 jan. 2018.
- [2] AMANN, Rachel Cluett And Jennifer; OSANN, Ben Chou And Ed. **Saving Energy and Water through State Programs for Clothes Washer Replacement in the Great Lakes Region**. Washington Dc: American Council For An Energy Efficient Economy, 2013. Disponível em: <<http://aceee.org/sites/default/files/pdf/white-paper/great-lakes-clothes-washers.pdf>>. Acesso em: 16 abr. 2018.
- [3] ANSYS. **Mechanical documentation**. *Software version* v17.1. 2017.
- [4] BAO, Wei et al. **Optimizing a laundering program for textiles in a front-loading washing machine and saving energy**. Journal Of Cleaner Production. p. 415-421. fev. 2017.
- [5] BARPANDA, Dev; TUDOR, Jay M.. Solutions-Based Approach for Reducing Noise in Washing Machines. **Sound And Vibration**, v. 43, n. 11, p.6-10, nov. 2009. Disponível em: <<http://www.sandv.com/downloads/0911barp.pdf>>. Acesso em: 20 maio 2018.
- [6] CARLISLE POWER TRANSMISSION PRODUCTS. **Energy loss and efficiency of power transmission belts**. Springfield, 1980. Disponível em: <http://www.clark-transmission.com/images/pdf/carlisle/energy_loss_and_belt_efficiency.pdf>. Acesso em: 18 abr. 2018.
- [7] CLUETT, Rachel; AMANN, Jennifer; CHOU, Ben; OSANN, Ed. **Saving Energy and Water through State Programs for Clothes Washer Replacement in the Great Lakes Region**. Washington Dc: American Council For An Energy-efficient Economy, 2013. Disponível em: <<http://aceee.org/sites/default/files/pdf/white-paper/great-lakes-clothes-washers.pdf>>. Acesso em: 20 abr. 2018.
- [8] DUBEY, Prakhya. **Washing: Equipment and processes**. Disponível em: <<https://tohproblemkyahai.com/washing-equipment-and-processes/>>. Acesso em: 28/12/2017

- [9] FAHY, Frank. **Foundations of Engineering Acoustics**. Southampton: Elsevier, 2001.
- [10] FAHY, Frank; GARDONIO, Paolo. **Sound and Structural Vibration: Radiation, transmission and response**. 2. ed. Southampton: Academic Press, 1980.
- [11] FRISWELL, M. I.; MOTTERSHEAD, J. E.. **Finite Element Model Updating in Structural Dynamics**. Holanda: Kluwer Academic Publishers, 1995.
- [12] HANSEN, Colin H.. **Foundations of Vibroacoustics**. CRC Press, 2018.
- [13] HOWARD, Carl Q.; CAZZOLATO, Benjamin S.. **Acoustic Analyses Using MATLAB® and ANSYS®**. Crc Press, 2015.
- [14] Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística. **Pesquisa Nacional por Amostra de Domicílios 2014**. Disponível em: <<https://biblioteca.ibge.gov.br/visualizacao/livros/liv94935.pdf>>. Acesso em: 28/12/2017.
- [15] 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.
- [16] KHEMANI, Haresh. **Parts of the Washing Machine And their Working**. 2009. Disponível em: <<http://www.brighthubengineering.com/consumer-appliances-electronics/38895-working-parts-of-a-washing-machine/>>. Acesso em: 11 jan. 2018.
- [17] KOIZUMI, Takayuki; TSUJIUCHI, Nobutaka; NISHIMURA, Yutaka; YAMAOKA, Naoto. **Modeling and Vibration Analysis of a Drum type Washing Machine**. Japão: Aaa, 2006. Disponível em: <<http://semimac.org/wp-content/uploads/2016/03/sem.org-IMAC-XXIV-Conf-s28p05-Modeling-Vibration-Analysis-Drum-Type-Washing-Machine.pdf>>. Acesso em: 22 maio 2018.
- [18] LU, Guang-qing; PANG, Dong-mei. New damper design for noise control of washing machine. Journal Of Measurements In Engineering. Kaunas, p. 43-51. jun. 2016. Disponível em: <<https://www.jvejournal.com/article/17093/pdf>>. Acesso em: 22 maio 2018.

- [19] LYON, Richard H.. **Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems: Theory and Applications**. Cambridge: Mit Press, 1975.
- [20] MEIROVITCH, Leonard. **Fundamentals of vibration**. Nova York: Mcgraw-hill, 2001.
- [21] MOZES, E.; CORNELISSEN, R. L.; HIRS, G. G., BOOM, R.M. . EXERGY ANALYSIS OF THE CONVENTIONAL TEXTILE WASHING PROCESS. **Energy Conversion And Management**. p. 1835-1843. nov. 1998.
- [22] NAMARA, C. Mac; GABRIELE, A.; AMADOR, C.; Bakalis, S. **Understanding the Mechanical Action on Fabrics in a Front Loading Washing Machine**. Universidade de Birmingham, 2014. Disponível em: <<https://www.birmingham.ac.uk/documents/college-eps/chemical/eng-d/projects/abstracts/engd-macnamara.pdf>>. Acesso em: 06 maio 2018.
- [23] PETYTY, Maurice. **Introduction to Finite Element Vibration Analysis**. 2. ed. Cambridge: Cambridge University Press, 2010.
- [24] RAZZINI, Jhonathan. **Implementação de critério de falha para plásticos reforçados em fibra de vidro**. 2015. 43 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2015.
- [25] SHEHAN, Constance L.; MORAS, Amanda B. **Deconstructing Laundry: Gendered Technologies and the Reluctant Redesign of Household Labor**. Digital Commons. Michigan, p. 39-54. Out. 2006.
- [26] SPELTA, Cristiano; SAVARESI, Sergio; FRATERNALE, Giuseppe; GAUDIANO, Nicola. Vibration Reduction in a Washing Machine via Damping Control. **Ifac Proceedings Volumes**, v. 41, n. 2, p.11835-11840, 2008.
- [27] TROCLET, Bernard et al. FEM/SEA Hybrid Method for Predicting Mid and High Frequency Structure-Borne Transmission. **The Open Acoustics Journal**, v. 2, n. 1, p.45-60, 1 jul. 2009. Disponível em: <<https://benthamopen.com/contents/pdf/TOAC0J/TOAC0J-2-45.pdf>>. Acesso em: 19 fev. 2018.
- [28] UMANS, Stephen D.; FITZGERALD, A. E.; KINGSLEY, Charles. **Electric Machinery**. Nova York: Mcgraw-hill, 2003.

- [29] VARGAS, Jacson Gil. **Análise das fontes de ruído de uma lavadora de roupa**. 2017. 168 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2017.
- [30] WANG, Semyung; NERSE, Can; KIM, Hyung Woo. Vibro-Acoustic Noise Analysis of a Washing Machine. *Sensors And Instrumentation*, Volume 5 p.47-53, 2017.
- [31] WARD, D.. **Modelling of a horizontal-axis domestic washing machine**. *Journal Of The Textile Institute*. p. 207-234. maio 2000.