

Andrey Hense

**ANÁLISE DO RUÍDO DE UM REFRIGERADOR EXCITADO
PELO CONDENSADOR**

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, Ph. D.

Florianópolis
2015

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

Hense, Andrey
ANÁLISE DO RUÍDO DE UM REFRIGERADOR EXCITADO PELO
CONDENSADOR / Andrey Hense ; orientador, Arcanjo Lenzi -
Florianópolis, SC, 2015.
165 p.

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

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Ruído de refrigeradores. 3.
Condensador. 4. Vibração. 5. Pulsação. I. Lenzi, Arcanjo.
II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Andrey Hense

**ANÁLISE DO RUÍDO DE UM REFRIGERADOR
EXCITADO PELO CONDENSADOR**

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, 16 de outubro de 2015.

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

Banca Examinadora:

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

Prof. Claudio Melo, Ph. D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Andrey R. da Silva, Ph. D.
Universidade Federal de Santa Catarina

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

Dedico este trabalho à minha
esposa Martina e aos meus
pais Haiko e Denise.

AGRADECIMENTOS

Agradeço inicialmente a Deus por me conduzir até aqui.

À minha esposa Martina, que ao longo de muitos anos vem demonstrando seu apoio e carinho, tornando meus dias mais felizes e alegres.

Ao meu pai Haiko, pela educação, incentivo e compreensão que recebi até hoje, além do exemplo que ele é para mim.

Aos colegas e amigos do LVA que durante esses 5 anos fizeram desse laboratório um ótimo ambiente de trabalho, pelo aprendizado que tive tanto nas reuniões como nas conversas de corredor. Em especial aos que contribuíram diretamente com esse trabalho. Ao Giovanni e ao Fábio, pela sua disposição em fazer e refazer muitas medições e testar diferentes modelos numéricos. Ao Rodrigo por viabilizar os diversos experimentos. Ao eterno guru Olavo, pelos ensinamentos e orientações em diversas etapas. Ao Lian pela grande ajuda inicial com o *software* de simulação.

Ao meu orientador Prof. Arcanjo Lenzi pela orientação e amizade durante esses anos, além dos ensinamentos teóricos e práticos de engenharia.

Aos amigos da Munil pelas valiosas discussões e pelos diversos exemplos de vida, que são referência para mim.

À Embraco, empresa patrocinadora e motivadora dessa pesquisa, na disponibilidade do Luciano, do Claudio e de tantos outros.

Ao Laboratório de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica (POLO) por ceder equipamentos para algumas medições.

Agradeço, ainda, à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo apoio financeiro.

*“Todo trabalho árduo traz proveito, mas o só falar
leva a pobreza”.*

Provérbios 14:23

RESUMO

Em sistemas domésticos de refrigeração, o compressor é uma das principais fontes de excitação dinâmica. O condensador é um importante caminho de transmissão da energia vibratória para o gabinete do refrigerador. A vibração do compressor e a oscilação de pressão do fluido refrigerante são os dois tipos de excitação do condensador. Esta dissertação analisa a contribuição do condensador e de cada tipo de excitação para o ruído global de um refrigerador doméstico típico. Para tal, um modelo numérico vibroacústico do condensador foi desenvolvido. Esse modelo inclui o fluido refrigerante e a estrutura do condensador. Propriedades acústicas equivalentes do escoamento bifásico foram determinadas experimentalmente. Esse modelo estima o comportamento dinâmico do condensador e os esforços transmitidos para o gabinete para cada tipo de excitação. Resultados experimentais e analíticos mostram que o condensador possui baixa eficiência de radiação, indicando que a principal contribuição do condensador está na transmissão de energia vibratória ao gabinete. Medindo a vibração do gabinete com o condensador acoplado e desacoplado, foi possível observar que o condensador tem uma contribuição significativa para a vibração do gabinete nas faixas de frequência de 1000 a 1300 Hz e de 2200 e 2500 Hz. Para calcular a radiação sonora do gabinete devido às forças transmitidas pelo condensador, um modelo numérico vibroacústico do gabinete foi desenvolvido utilizando o método de elementos finitos e o método de elementos de contorno. Os modelos foram comparados com dados experimentais indicando uma concordância satisfatória. As simulações do nível de potência sonora do gabinete excitado pelo condensador indicam uma contribuição crítica do condensador nas bandas de 1000 e 1250 Hz, sendo a pulsação a excitação dominante nessa faixa.

Palavras-chave: Ruído de Refrigeradores. Condensador. Vibração. Pulsação.

ABSTRACT

In domestic refrigeration systems, the compressor is one of the main sources of dynamic excitation. An important vibration energy transmission path to the cabinet is the condenser. The compressor's vibration and the refrigerant fluid pressure oscillation excite the condenser. This work analyzes the contribution of the condenser and the two types of excitation to the overall noise of a typical household refrigerator. Therefore a vibroacoustic numerical model of the condenser was developed. This model includes the refrigerant and the condenser structural component. Equivalent acoustic properties of the two-phase flow were determined experimentally. The model can estimate the condenser dynamic behavior and the forces transmitted to the cabinet for the two excitement types. Experimental and analytical results showed that the condenser has low radiation efficiency, indicating that the transmission of vibratory energy to the cabinet is the main contribution of the condenser. Measuring the cabinet's vibration response with the condenser coupled and uncoupled, it was observed that the condenser has a significant contribution to the cabinet's vibration in the frequency bands of 1000 to 1300 Hz and 2200 to 2500 Hz. In order to calculate the cabinet sound radiation due to the forces transmitted by the condenser, a vibroacoustic numerical model of the cabinet was developed using the Finite Element Method and the Boundary Element Method. The numerical models results were compared with experimental data showing a satisfactory agreement. The simulations of the cabinet sound power level indicated a critical contribution of the condenser in the one-third octave frequencies bands of 1000 and 1250 Hz, where the fluid excitation is dominant.

Keywords: Refrigerator. Noise. Condenser. Vibration. Pulsation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Conexões do compressor ao refrigerador: (a) refrigerador e (b) vista explodida de montagem: 1) compressor; 2) tubo de sucção; 3) tubo de descarga; 4) isoladores; 5) placa base; 6) condensador; 7) presilha do condensador (MARTINEZ, 2014).	34
Figura 2.1 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor: (a) esquema simplificado, (b) diagrama T-s e (c) diagrama P-h (DINÇER e KANOGLU, 2010).	40
Figura 2.2 – Comparação entre o NWS de um compressor e o NWS de um refrigerador (CARVALHO, 2008).	42
Figura 2.3 – Caminhos de transmissão entre compressor e refrigerador.	43
Figura 2.4 – Contribuição dos caminhos para o ruído radiado pelo refrigerador (MARTINEZ, 2014).	44
Figura 2.5 – Contribuição do processo de expansão no ruído total de um refrigerador doméstico (CAETANO, 2013).	45
Figura 2.6 – Mecanismo de compressão (GOMES, 2006).	46
Figura 2.7 – Dinâmica de sucção. As linhas pontilhadas indicam o ponto morto superior e inferior do pistão (MORAES, 2013).	48
Figura 2.8 – Dinâmica de descarga. As linhas pontilhadas indicam o ponto morto inferior e superior do pistão (MORAES, 2013).	49
Figura 2.9 – Pressões medidas nos componentes de descarga do compressor. Compressor típico operando em 50 Hz. (a) Domínio do tempo; (b) domínio da frequência (EMBRACO).	50
Figura 2.10 – Sinal típico de pressão na entrada do condensador no domínio do tempo (a) e no domínio da frequência (b).	51
Figura 2.11 – Nível médio da potência sonora do refrigerador e o desvio padrão para cada banda de frequência (MARTINEZ, 2014).	52
Figura 2.12 – Comparação entre os NWS de dois refrigeradores da mesma marca e modelo. (MARTINEZ, 2014)	53
Figura 3.1 – Padrões de escoamento típicos. (a) Bolhas; (b) Pistonado; (c) Estratificado; (d) Ondulatório; (e) Intermitente; (f) Anular (CAETANO, 2013).	Erro! Indicador não definido.
Figura 3.2 – Configuração da medição de temperatura e pressão estática no condensador (a), posicionamento dos termopares (b) e	

posicionamento da tomada de pressão (c). **Erro! Indicador não definido.**

Figura 3.3 – Temperatura e pressão no condensador. Temperatura ambiente de 19,6 °C..... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 3.4 – Temperatura e pressão no condensador. Temperatura ambiente de 25,7 °C..... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 3.5 – Velocidade do som complexa devido aos efeitos viscotérmicos..... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 3.6 – Amortecimento considerando efeitos viscotérmicos. ..**Erro! Indicador não definido.**

Figura 3.7 – Visualização das propriedades do escoamento bifásico estratificado. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 3.8 – Velocidade do som do escoamento bifásico estratificado (ou anular) em função de α **Erro! Indicador não definido.**

Figura 3.9 – Medição de pressão ao longo do condensador. (a) Posicionamento dos transdutores e (b) destaque do alojador e montagem do transdutor..... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 3.10 – Desenho técnico do alojador. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 3.11 – Sinal de pressão no tempo.**Erro! Indicador não definido.**

Figura 3.12 – Sinal de pressão em banda estreita. .. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 3.13 – Pressão em banda terço de oitava..... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 3.14 – Variação do NPS devido à temperatura ambiente (banda terço de oitava). **Erro! Indicador não definido.**

Figura 3.15 – Variação do NPS devido à temperatura ambiente (banda estreita). **Erro! Indicador não definido.**

Figura 3.16 – Variação do NPS devido à montagem do sistema de refrigeração (banda terço de oitava)..... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 3.17 – Variação do NPS devido à montagem do sistema de refrigeração (banda estreita)..... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 3.18 – Variação temporal do sinal da pressão.**Erro! Indicador não definido.**

Figura 3.19 – Variação das pressões no tempo em P5, P6, P7 e P8. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 3.20 – Comparação do modelo LRF (analítico) com os dados experimentais (entre P1 e P2)..... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 3.21 – Atenuação experimental da medição com transdutores na Posição 1..... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 3.22 – Atenuação experimental da medição com transdutores na Posição 2..... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 3.23 – Modelo numérico acústico. (a) Seções de fluido com diferentes propriedades, (b) refinamento de malha na entrada do condensador e (c) refinamento e condição de contorno na saída do condensador..... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 3.24 – Comparação numérico/experimental medição Posição 1. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 3.25 – Comparação numérico/experimental medição Posição 2. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 4.1 – Geometria utilizada para ODS: (a) configuração real destacando os pontos de medição e (b) geometria criada para a análise. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 4.2 – Envelope do *CrossPower* das medições com referência no ponto 25..... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 4.3 – Modos de deflexão operacional. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 4.4 – Medição da aceleração na união compressor/condensador. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 4.5 – Aceleração na união do compressor com o condensador. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 4.6 – Malha estrutural do condensador: (a) elementos na circunferência da tubulação, (b) conexões entre as aletas e a tubulação e (c) malha estrutural completa..... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 4.7 – (a) Configuração experimental e (b) modelo numérico com os pontos de excitação e resposta das FRFs..... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 4.8 – Avaliação do modelo numérico estrutural..**Erro! Indicador não definido.**

Figura 4.9 – Modelo vibroacústico: (a) Acoplamento fluido-estrutura, (b) acoplamento na saída e (c) acoplamento na entrada do condensador. O acoplamento é representado na cor azul. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 4.10 – Configuração experimental: (a) configuração completa com destaque no engaste da mangueira e (b) destaque da conexão com mangueiras entre compressor e condensador..... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 4.11 – Aceleração quadrática média do condensador.**Erro! Indicador não definido.**

Figura 4.12 – Eficiência de radiação analítica. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 4.13 – Mediação da potência sonora e velocidade média quadrática. (a) Apenas condensador suspenso e (b) condensador suspenso próximo ao gabinete. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 4.14 – Eficiência de radiação do condensador. ...**Erro! Indicador não definido.**

Figura 4.15 – Velocidade média quadrática do condensador.....**Erro! Indicador não definido.**

Figura 4.16 – Potência sonora do condensador. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 4.17 – Pontos de medição no refrigerador... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 4.18 – Comparando a velocidade quadrática média das superfícies do refrigerador com o condensador acoplado e desacoplado. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 4.19 – Velocidade média do gabinete com o condensador acoplado e desacoplado..... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 4.20 – Velocidade média quadrática do condensador desacoplado excitado pela vibração e pulsação do compressor, e somente pela pulsação. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 4.21 – Velocidade quadrática média do condensador devido somente à excitação estrutural e somente devido à pulsação.**Erro! Indicador não definido.**

Figura 5.1 – Geometria do gabinete..... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 5.2 – Malha de elementos finitos da estrutura sanduiche.....**Erro! Indicador não definido.**

Figura 5.3 – Malha de elementos finitos do gabinete sem porta.**Erro! Indicador não definido.**

Figura 5.4 – Análise modal experimental do gabinete. ..**Erro! Indicador não definido.**

Figura 5.5 – Modos numéricos do gabinete não identificados experimentalmente. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 5.6 – Geometria da porta do refrigerador. ... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 5.7 – Malha de elementos finitos da porta... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 5.8 – Análise modal experimental da porta. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 5.9 – Modos numéricos da porta não identificados experimentalmente. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 5.10 – Dobradiças superior e inferior da porta do refrigerador. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 5.11 – Detalhe da gaxeta de vedação do refrigerador.**Erro! Indicador não definido.**

Figura 5.12 – Primeiros modos das dobradiças. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 5.13 – Representação da dobradiça no modelo numérico.**Erro! Indicador não definido.**

Figura 5.14 – Representação da gaxeta no modelo. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 5.15 – Malha de elementos finitos do refrigerador.**Erro! Indicador não definido.**

Figura 5.16 – Análise modal experimental do gabinete completo. ..**Erro! Indicador não definido.**

Figura 5.17 – Modos numéricos do refrigerador não identificados experimentalmente. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 5.18 – Posição dos pontos de medição das FRFs.**Erro! Indicador não definido.**

Figura 5.19 – Comparação das FRFs numéricas e experimentais do refrigerador..... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 5.20 – Malha estrutural (esquerda) e malha acústica (direita).
..... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 5.21 – *Field Point* de acordo com ISO 3744.....**Erro! Indicador não definido.**

Figura 6.1 – Presilha do condensador. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 6.2 – Pontos de medição. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 6.3 – Medição das FRFs da presilha utilizando vibrômetro laser.
..... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 6.4 – Modelo numérico da presilha. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 6.5 – Formas modais 5, 6 e 7 da presilha. ... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 6.6 – Comparação entre as FRF medidas e FRF simulada da presilha: (a) excitação em P2 e resposta em P1 na direção x, (b) excitação em P1 e resposta em P2 na direção z, (c) excitação em P2 e resposta em P2..... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 6.7 – Modelo numérico da presilha pequena.....**Erro! Indicador não definido.**

Figura 6.8 – Conexão da presilha ao condensador. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 6.9 – Média quadrática das forças transmitidas pelas quatro presilhas para cada direção..... **Erro! Indicador não definido.**

Figura 6.10 – Identificação da nomenclatura das presilhas e do sistema de coordenadas utilizado. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 6.11 – Média quadrática das forças transmitidas nas três direções para cada presilha. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 6.12 – Média quadrática das quatro presilhas nas três direções para cada caso de excitação do condensador. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 6.13 – Pressão sonora no campo próximo do gabinete.**Erro! Indicador não definido.**

Figura 6.14 – Vistas e sistema de coordenadas utilizados.....**Erro! Indicador não definido.**

Figura 6.15 – Pressões acústicas no campo distante em 59 Hz.**Erro!**

Indicador não definido.

Figura 6.16 – Pressões acústicas no campo distante em 119 Hz.**Erro!**

Indicador não definido.

Figura 6.17 – Pressões acústicas no campo distante em 178,5 Hz. ...**Erro!**

Indicador não definido.

Figura 6.18 – Pressões acústicas no campo distante em 1010 Hz. ...**Erro!**

Indicador não definido.

Figura 6.19 – Pressões acústicas no campo distante em 1069,5 Hz. **Erro!**

Indicador não definido.

Figura 6.20 – Pressões acústicas no campo distante em 1188,5 Hz. **Erro!**

Indicador não definido.

Figura 6.21 – Contribuição do condensador para o NWS de um refrigerador. **Erro! Indicador não definido.**

LISTA DE TABELAS

- Tabela 3.1 – Medição 1: Temperatura e pressão média de cada região.
..... **Erro! Indicador não definido.**
- Tabela 3.2 – Medição 1: Propriedades do fluido R134a para o estado termodinâmico definido na Tabela 3.1. .. **Erro! Indicador não definido.**
- Tabela 3.3 – Medição 2: Temperatura e pressão média de cada região.
..... **Erro! Indicador não definido.**
- Tabela 3.4 – Medição 2: Propriedades do fluido R134a para o estado termodinâmico definido na Tabela 3.3. .. **Erro! Indicador não definido.**
- Tabela 3.5 – Velocidade do som para diferentes temperaturas.
Transdutores na Posição 1..... **Erro! Indicador não definido.**
- Tabela 3.6 – Velocidade do som para diferentes temperaturas.
Transdutores na Posição 2..... **Erro! Indicador não definido.**
- Tabela 5.1 – Propriedades dos materiais utilizadas no modelo numérico.
..... **Erro! Indicador não definido.**
- Tabela 5.2 – Formas modais do gabinete e correlação entre experimental e numérico. **Erro! Indicador não definido.**
- Tabela 5.3 – Formas modais da porta e correlação entre experimental e numérico. **Erro! Indicador não definido.**
- Tabela 5.4 – Formas modais do gabinete completo e correlação entre experimental e numérico. **Erro! Indicador não definido.**
- Tabela 6.1 – Propriedades da presilha do condensador. **Erro! Indicador não definido.**
- Tabela 6.2 – Quatro primeiros modos de vibração da presilha. **Erro! Indicador não definido.**
- Tabela 6.3 – Formas modais e frequências naturais da presilha pequena.
..... **Erro! Indicador não definido.**

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANSI	<i>American National Standards Institute</i>
FRF	Função Resposta em Frequência
HFC	Hidrofluorcarboneto
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
LRF	<i>Low Reduced Frequency</i>
MAC	<i>Modal Assurance Criterion</i>
MEC	<i>Método dos Elementos de Contorno</i>
MEF	<i>Método dos Elementos Finitos</i>
NBR	Normas Brasileiras
NPS	Nível de Pressão Sonora
NWS	Nível de Potência Sonora
ODS	<i>Operating Deflection Shape</i>
PP	Polipropileno
PSAI	Poliestireno de Alto Impacto
PU	Poliuretano
TPA	<i>Transfer Path Analysis</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino:

a	Raio do cilindro
a_{aleta}	Raio das aletas do condensador
a_{tubo}	Raio externo do tubo do condensador
\tilde{A}	Constante complexa
$A(r)$	Área de um cilindro de raio r
A_0	Área da seção transversal circular
A_1	Área da seção transversal ocupada pela fase líquida
A_2	Área da seção transversal ocupada pela fase gasosa
\tilde{B}	Constante complexa
c	Velocidade do som
c_0	Parte real da velocidade do som
c_1	Velocidade do som na fase líquida
\tilde{c}	Velocidade do som complexa
c_p	Calor específico a pressão constante
c_v	Calor específico a volume constante
d_{pistao}	Posição do pistão dentro do cilindro
e	Exponencial
E	Módulo de elasticidade
f_{exp}	Frequência natural experimental
f_{num}	Frequência natural numérica
G	Coefficiente de correção de impedância para efeitos viscotérmicos
$I(r)$	Intensidade acústica a uma distância radial r
j	Imaginário
J_0	Função de Bessel de ordem zero
J_2	Função de Bessel de ordem dois
k	Número de onda
k_1	Parte real do número de onda
k_2	Parte imaginária do número de onda

\tilde{k}	Número de onda complexo
K	Módulo de compressibilidade adiabático
L	Comprimento
L_{aleta}	Soma dos comprimentos de todas as aletas do condensador
L_{tubo}	Comprimento da tubulação do condensador
P	Pressão
P_{cd}	Pressão na câmara de descarga
P_{cs}	Pressão na câmara de sucção
p_i	Pressão acústica
P_i	Ponto de medição de pressão do transdutor i
P_{sat}	Pressão de saturação
$P_{vapor\ superaquecido}$	Pressão do vapor superaquecido
R	Raio da tubulação
r	Distância radial para o cálculo da intensidade
s	Número de onda de cisalhamento
S	Área de uma placa equivalente
t	Tempo
T	Temperatura
T_{amb}	Temperatura ambiente
T_i	Termopar número i
$T_{int\ média}$	Temperatura interna média do refrigerador
T_{sat}	Temperatura de saturação
$T_{vapor\ superaquecido}$	Temperatura do vapor superaquecido
u	Velocidade de partícula
$u_{0(rms)}$	Velocidade RMS do cilindro
u_1	Velocidade de partícula na fase líquida
u_2	Velocidade de partícula na fase gasosa
W	Potência sonora
x_{vd}	Deslocamento da válvula de descarga
x_{vs}	Deslocamento da válvula de sucção
$\langle \bar{v}^2 \rangle$	Velocidade quadrática média

Alfabeto grego:

α	Fração da seção transversal ocupado pela fase líquida
γ	Razão entre os calores específicos
Γ	Coefficiente de propagação viscotérmico
$\Delta f_{\%}$	Diferença entre as frequências naturais numéricas e experimentais, dada em porcentagem
ΔNPS	Diferença do nível de pressão sonora
Δx	Distância entre dois transdutores de pressão
ζ	Amortecimento modal
η	Coefficiente de amortecimento
θ	Ângulo que fornece a diretividade
μ	Viscosidade dinâmica
ν	Coefficiente de Poisson
ρ	Densidade
ρ_1	Densidade da fase líquida
ρ_2	Densidade da fase gasosa
σ_p	Raiz quadrada do número de Prandtl
σ	Eficiência de radiação
σ_{cond}	Eficiência de radiação do condensador
τ	Coefficiente de condutividade térmica
ψ_e	Autovetores experimentais
ψ_n	Autovetores do modelo numérico
ω	Frequência angular
ω_r	Frequência reduzida

SUMÁRIO

Capítulo 1: Introdução.....	33
1.1 Apresentação do problema	33
1.2 Objetivos.....	35
1.3 Estrutura do trabalho	35
Capítulo 2: Fontes de Ruído em Refrigeradores Domésticos.....	39
2.1 Refrigeradores domésticos - Ciclo de refrigeração.....	39
2.2 Fontes de ruído e caminhos de transmissão de energia vibratória em refrigeradores.....	41
2.3 Processo de compressão em compressores de deslocamento positivo	46
2.4 Pulsação do fluido refrigerante	47
2.5 Ruído típico de refrigeradores.....	52
Capítulo 3: Campo Acústico Interno no Condensador ... Erro! Indicador não definido.	
3.1 Introdução.....	Erro! Indicador não definido.
3.2 Escoamento bifásico no condensador	Erro! Indicador não definido.
3.3 Caracterização do estado termodinâmico do fluido.....	Erro! Indicador não definido.
3.4 Campo acústico no vapor superaquecido	Erro! Indicador não definido.
3.5 Campo acústico com escoamento bifásico.....	Erro! Indicador não definido.
3.6 Medição da pressão acústica no condensador	Erro! Indicador não definido.
3.7 Cálculo da velocidade do som	Erro! Indicador não definido.

3.8 Cálculo da atenuação acústica no condensador**Erro! Indicador não definido.**

3.9 Modelo numérico acústico **Erro! Indicador não definido.**

Capítulo 4: Análise Estrutural do Condensador **Erro! Indicador não definido.**

4.1 Introdução..... **Erro! Indicador não definido.**

4.2 Modos de deflexão operacionais..... **Erro! Indicador não definido.**

4.3 Modelo numérico estrutural do condensador.**Erro! Indicador não definido.**

4.4 Modelo numérico vibroacústico..... **Erro! Indicador não definido.**

4.5 Radiação direta do condensador..... **Erro! Indicador não definido.**

4.6 Excitação do gabinete pelo condensador experimental ...**Erro! Indicador não definido.**

4.7 Excitação do condensador..... **Erro! Indicador não definido.**

Capítulo 5: Modelo Vibroacústico do Gabinete **Erro! Indicador não definido.**

5.1 Introdução..... **Erro! Indicador não definido.**

5.2 Propriedades mecânicas do gabinete..... **Erro! Indicador não definido.**

5.3 Análise do gabinete sem porta **Erro! Indicador não definido.**

5.4 Análise da porta do refrigerador **Erro! Indicador não definido.**

5.5 Análise do gabinete completo **Erro! Indicador não definido.**

5.6 Modelo vibroacústico do gabinete **Erro! Indicador não definido.**

Capítulo 6: Modelo Vibroacústico do Refrigerador: Condensador e Gabinete.....	Erro! Indicador não definido.
6.1 Introdução.....	Erro! Indicador não definido.
6.2 Esforços transmitidos ao gabinete.....	Erro! Indicador não definido.
6.3 Radiação do refrigerador.....	Erro! Indicador não definido.
Capítulo 7: Conclusões.....	Erro! Indicador não definido.
Capítulo 8: Referências Bibliográficas	54

Capítulo 1: Introdução

1.1 Apresentação do problema

Os refrigeradores domésticos já estão presentes em mais de 95,75% das residências brasileiras (IBGE, 2011). Tendo em vista o nicho econômico do setor e a concorrência do mercado, o controle de ruído vem crescendo em importância no projeto do produto. Os fabricantes têm-se preocupado cada vez mais com a poluição sonora de seus produtos, visando diminuir a incomodidade aos consumidores. A qualidade sonora hoje é relacionada diretamente com a qualidade do produto, sendo um diferencial na escolha de compra do consumidor.

Os refrigeradores são utilizados para a conservação de alimentos através da redução da temperatura do ambiente de estoque do alimento, além da produção de gelo e resfriamento de bebidas. Um refrigerador típico é constituído por um gabinete termicamente isolado e por um sistema de refrigeração. O gabinete é responsável por armazenar o alimento e manter a diferença de temperatura entre seu interior e exterior. O sistema de refrigeração, por sua vez, remove calor do interior do gabinete e o rejeita ao ambiente externo (HERMES, 2006). O sistema de refrigeração é composto, basicamente, por um compressor, um condensador, uma válvula de expansão e um evaporador.

O compressor é apontado como uma das principais fontes de excitação dinâmica do refrigerador. Sua contribuição para o ruído global de um refrigerador pode ser separado na radiação sonora direta e na interação com os demais componentes do refrigerador. Segundo Moorhouse (2005), a excitação do refrigerador pelo compressor se dá estruturalmente, via aérea e via fluido refrigerante.

A Figura 1.1(a) mostra uma imagem do refrigerador e a Figura 1.1(b) destaca uma vista explodida das principais conexões estruturais do compressor com o refrigerador. Cada conexão é um caminho de transmissão de energia vibratória para o gabinete, que é um bom radiador sonoro. A excitação via aérea, citada por Moorhouse (2005), se resume à radiação sonora direta do compressor que incide sobre os demais componentes do refrigerador. A excitação via fluido refrigerante está atrelada ao processo de compressão do vapor que gera uma

oscilação de pressão no fluido refrigerante, tanto na sucção como na descarga do compressor. Essa oscilação de pressão é denominada de pulsação. A pulsação excita a parede interna da tubulação fazendo-a vibrar. Essa energia vibratória gerada é transmitida para os componentes adjacentes, sendo radiada pelo sistema.

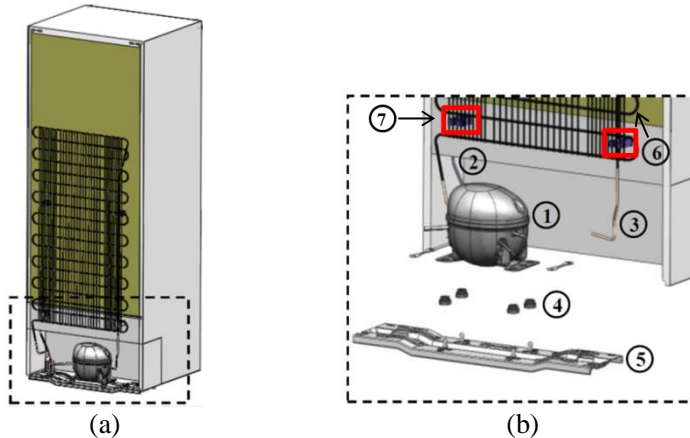


Figura 1.1 – Conexões do compressor ao refrigerador: (a) refrigerador e (b) vista explodida de montagem: 1) compressor; 2) tubo de sucção; 3) tubo de descarga; 4) isoladores; 5) placa base; 6) condensador; 7) presilha do condensador (MARTINEZ, 2014).

No desenvolvimento de um compressor, critérios de projeto de vibração e pulsação são utilizados. Para se determinar critérios de projeto que garantam baixo ruído, sem inviabilizar o projeto, é importante entender a interação do compressor com o refrigerador. Nesse processo, é fundamental separar a contribuição dos dois tipos de excitação e dos diferentes caminhos de transmissão.

Um dos caminhos de transmissão da energia vibratória para o gabinete do refrigerador é o condensador. O condensador é soldado ao tubo de descarga do compressor, sendo excitado diretamente pela vibração do mesmo. O condensador também recebe diretamente a pulsação de descarga, sendo excitado internamente pelo fluido refrigerante. A energia vibratória é transferida do condensador ao gabinete por quatro presilhas que os conectam.

O trabalho de París e Tabuenca (2002) indica uma grande contribuição do condensador para o nível de potência sonora (NWS) de um refrigerador. Neste trabalho é, também, relatada a possibilidade de redução do NWS do refrigerador modificando o posicionamento da conexão do condensador com o gabinete. Um estudo mais aprofundado das contribuições do condensador para o NWS do refrigerador se mostra pertinente para o desenvolvimento de critérios de projeto mais fidedignos e para a redução de ruído de refrigeradores.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo Geral

O objetivo deste trabalho é analisar a contribuição do condensador, devido à cada tipo de excitação, para o ruído global de um refrigerador doméstico típico.

1.2.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos dessa dissertação são resumidos nos itens a seguir:

- Análise do campo acústico interno e da distribuição da pulsação ao longo do condensador;
- Desenvolvimento de um modelo numérico vibroacústico do condensador capaz de simular sua resposta devido à excitação pela pulsação e pela vibração do compressor;
- Determinar a contribuição da radiação direta do condensador;
- Analisar a contribuição de cada tipo de excitação;
- Desenvolvimento de um modelo numérico simplificado do refrigerador para o cálculo da radiação sonora.

1.3 Estrutura do trabalho

O presente trabalho é estruturado em sete capítulos. A introdução contextualiza o trabalho, indicando a motivação, o objetivo geral e os objetivos específicos.

No segundo capítulo é apresentada uma revisão sobre as principais fontes de ruído de um refrigerador. São destacados os

caminhos de transmissão de energia do compressor ao refrigerador, assim como os fenômenos envolvidos no processo de compressão responsáveis pelos transientes de vibração e pulsação. Finalizando o capítulo, o ruído típico de refrigeradores é abordado.

Uma análise do campo acústico interno do condensador é descrita no Capítulo 3. Em grande parte do condensador, o escoamento é bifásico. As propriedades do fluido refrigerante ao longo do condensador para diferentes temperaturas ambientes são estimadas experimentalmente. São determinadas as regiões de escoamento monofásico e bifásico. Para cada região é exposto um modelo analítico para a compreensão das tendências das variáveis acústicas nesse meio. Através da medição de oito pontos de pressão ao longo do condensador é calculada a velocidade do som e a atenuação acústica da pulsação. Por último é descrito o modelo numérico, desenvolvido pelo Método dos Elementos Finitos (MEF), do campo acústico e sua validação utilizando dados experimentais. Nesse modelo acústico é aplicada uma excitação de pulsação medida e simula-se o campo de pressão na parede interna do condensador.

O Capítulo 4 inicia abordando as vibrações reais do condensador através da medição das vibrações em regime operacional e caracterizando a excitação estrutural através da medição da aceleração na união do compressor com o condensador. O modelo numérico estrutural e o modelo vibroacústico do condensador são, então, descritos e validados. A eficiência de radiação é estimada para analisar a contribuição da radiação sonora direta do condensador. A contribuição do condensador para a vibração do gabinete do refrigerador é analisada medindo a aceleração do gabinete com o condensador acoplado e desacoplado. A vibração do condensador devido à cada tipo de excitação é avaliada experimentalmente e numericamente.

No Capítulo 5 o modelo vibroacústico do gabinete é descrito. Primeiramente, os modelos numéricos do gabinete (sem a porta) e da porta são relatados e seus resultados são correlacionados com os dados de uma análise modal experimental através do MAC (*Modal Assurance Criterion*) e da diferença nas frequências naturais. As conexões entre esses dois componentes são analisadas e simplificadas, resultando em

um modelo simplificado do gabinete completo (com a porta). Os resultados do modelo do gabinete completo são correlacionados com os resultados de uma análise modal experimental e com a medição de algumas funções resposta em frequência (FRF). Por ultimo, é apresentado um modelo gerado pelo Método de Elementos de Contorno (MEC) utilizado para simular a radiação sonora do gabinete.

No Capítulo 6, é relatada a simplificação adotada na união entre o condensador e o gabinete, bem como os esforços transmitidos por essa conexão. A radiação do refrigerador devido às forças transmitidas do condensador é, então, simulada.

No Capítulo 7 são resumidas as conclusões do trabalho e apresentadas sugestões para trabalhos futuros na área.

Capítulo 2: Fontes de Ruído em Refrigeradores Domésticos

Neste capítulo serão apresentados os princípios de funcionamento de refrigeradores domésticos e os principais fenômenos responsáveis pela geração de ruído.

2.1 Refrigeradores domésticos - Ciclo de refrigeração

Em aplicações domésticas, os sistemas de refrigeração por compressão de vapor são os sistemas de refrigeração mais utilizados (DINÇER e KANOGLU, 2010 e ÇENGEL e BOLES, 2006). Nesse sistema é utilizada uma substância em ciclo fechado, denominada fluido refrigerante. No presente trabalho, o fluido refrigerante utilizado é o R-134a (HFC).

No ciclo de refrigeração por compressão de vapor, a refrigeração é obtida quando o fluido refrigerante evapora a baixa temperatura. Por ser um processo endotérmico, a evaporação do fluido absorve calor do interior do refrigerador. O trabalho necessário é imposto no sistema na forma de energia mecânica, na compressão do vapor. O fluido é, então, condensado no exterior do refrigerador liberando calor para o ambiente. Para fechar o ciclo, o fluido passa por uma válvula de expansão onde sua pressão é drasticamente reduzida, voltando para o evaporador. Esse ciclo pode ser observado na Figura 2.1 através de um esquema simplificado (Figura 2.1(a)), do diagrama T-s (Temperatura – Entropia, Figura 2.1(b)) e do diagrama P-h (Pressão – Entalpia, Figura 2.1(c)). No ciclo real, as irreversibilidades são atribuídas, principalmente, ao atrito no escoamento do fluido e à transferência de calor com a vizinhança.

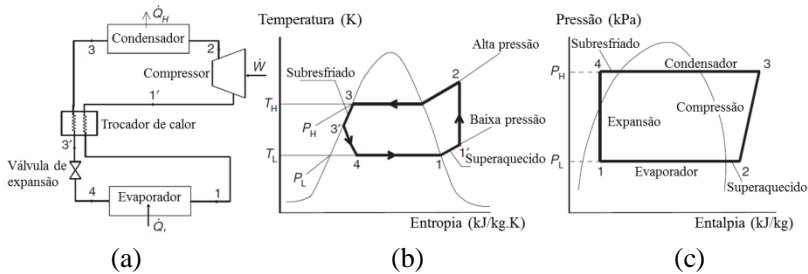


Figura 2.1 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor: (a) esquema simplificado, (b) diagrama T-s e (c) diagrama P-h (DINÇER e KANOGLU, 2010).

Como exposto na Figura 2.1(a), o sistema de refrigeração é composto, basicamente, por um evaporador, um compressor, um condensador e um dispositivo de expansão. Em refrigeradores, é comumente utilizado um tubo capilar para a expansão do fluido refrigerante. O trocador de calor entre a saída do evaporador e a saída do condensador é utilizado para aumentar a eficiência do ciclo. Um ventilador pode ser utilizado, ainda, para aumentar a eficiência de troca de calor no evaporador.

Na saída do evaporador, depois do trocador de calor, o fluido se encontra ligeiramente superaquecido para garantir que o refrigerante entre totalmente vaporizado no compressor. Como observado no diagrama T-s, na entrada do condensador o fluido se encontra na forma de vapor superaquecido, chegando à condição de saturação no seu interior. O refrigerante vai, gradativamente, diminuindo o título¹ e pode chegar à condição de líquido sub-resfriado na saída do condensador.

O gabinete do refrigerador, por sua vez, deve atender alguns requisitos de projeto, dentre os quais está o isolamento térmico e a rigidez estrutural para o armazenamento adequado dos alimentos. Para atender esses requisitos, o gabinete é composto por três componentes principais. O interior é formado por um perfil termoformado de poliestireno de alto impacto (PSAI). O exterior do gabinete é fabricado pela conformação de uma chapa de aço laminado. A lacuna entre os dois materiais é preenchida por uma espuma rígida de poliuretano (PU) dando as características térmicas e estruturais necessárias. A espuma

¹ O título é a razão entre a massa de vapor e a massa total da mistura.

rígida é formada através da injeção do PU na parte posterior do gabinete, o qual expande e preenche todo volume (BRINGHENTI, 2012 e ORESTEN, 2003).

2.2 Fontes de ruído e caminhos de transmissão de energia vibratória em refrigeradores

Segundo Takushima *et al.* (1992) e Sato, You e Jeon (2007), as principais fontes de ruído em refrigeradores domésticos típicos são o compressor e o ventilador do sistema.

O espectro do ruído de ventiladores tem seus principais componentes ligados à velocidade de rotação e ao número de pás, pois grande parte do ruído é gerado pela flutuação de pressão causada pela passagem das pás. O ventilador também gera ruído aerodinâmico ao induzir escoamentos assimétricos e turbulentos no interior do gabinete. A vibração do ventilador excita estruturalmente o gabinete gerando ruído indiretamente (TAKUSHIMA *et al.*, 1992).

A geração de ruído de compressores herméticos pode ser separada na radiação direta da carcaça e na radiação provida da interação com o sistema de refrigeração ao qual está ligado. Como apresentado por Carvalho (2008), a radiação direta do compressor se torna bastante significativa a partir de 3,15 kHz onde aparecem os primeiros modos da carcaça. Abaixo dessa faixa de frequência, NWS do refrigerador é dominado pela interação do compressor com o sistema, pelo ruído do ventilador e pelo ruído do processo de expansão do vapor. Essa afirmação é justificada na Figura 2.2 onde o NWS do compressor é comparado com o NWS do refrigerador. Em ambas as curvas têm-se a contribuição da radiação direta do compressor, observa-se que o sistema atenua a radiação direta do compressor em altas frequências, o que explica o maior NWS do compressor sozinho nessas frequências. Essa afirmação é também confirmada por Ortiz (2009).

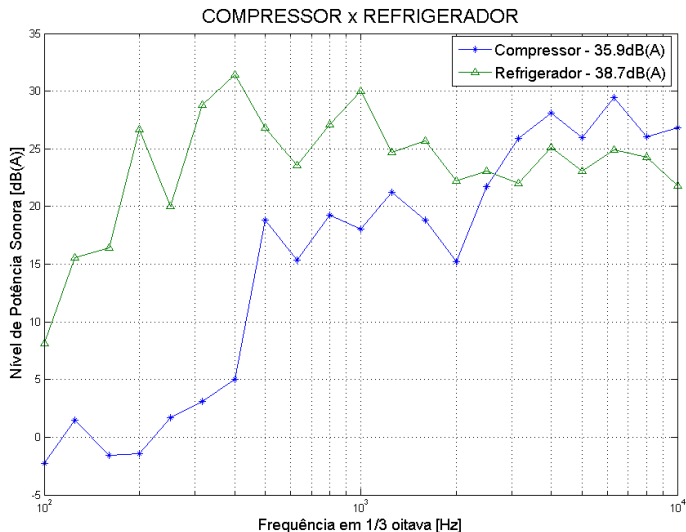


Figura 2.2 – Comparação entre o NWS de um compressor e o NWS de um refrigerador (CARVALHO, 2008).

A excitação do sistema de refrigeração pelo compressor se dá estruturalmente, via aérea e via fluido refrigerante (MOORHOUSE, 2005). O principal irradiador sonoro é o gabinete. Um esquema simplificado dos caminhos de transmissão é mostrado na Figura 2.3. O gabinete é excitado via ar pela radiação direta da carcaça que interage com o compartimento que aloja o compressor, conhecido como *housing*.

Estruturalmente, o compressor é conectado ao gabinete pelos tubos de sucção e descarga e pela placa base. Com o objetivo de diminuir a transmissão de energia vibratória, isoladores de vibração são utilizados para apoiar o compressor na placa base. O tubo de sucção está diretamente conectado ao gabinete. Já o tubo de descarga está conectado ao condensador que por sua vez está fixado ao gabinete por quatro presilhas. Essas conexões podem ser visualizadas na Figura 1.1(b).

A excitação via fluido refrigerante se dá pela variação da pressão providas do processo de compressão, denominada usualmente de pulsação. A pulsação ocorre tanto na sucção como na descarga e tem influência no evaporador e no condensador, respectivamente. A

pulsação excita a parede da tubulação e é convertida em energia vibratória.

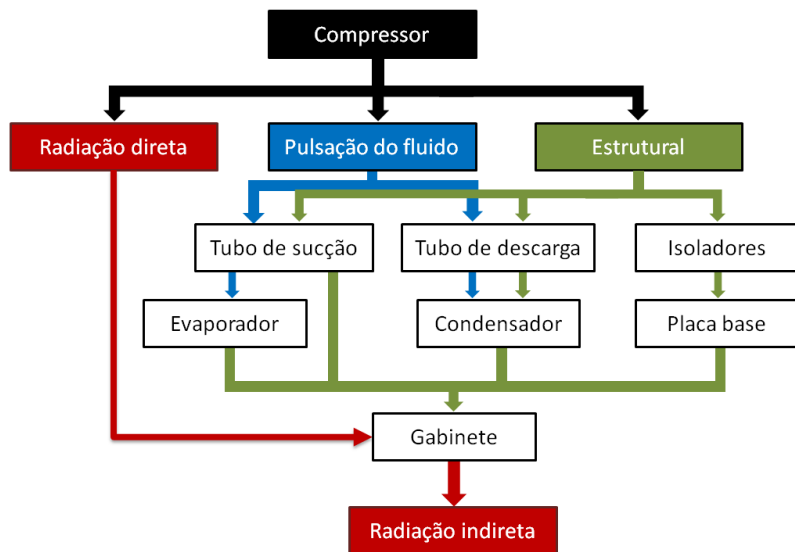


Figura 2.3 – Caminhos de transmissão entre compressor e refrigerador.

Para o controle de ruído pode-se atuar tanto na redução da própria fonte como no caminho pelo qual a energia é transmitida. Muitos trabalhos têm sido realizados por empresas e instituições para minimizar a radiação e a excitação do compressor (TAKUSHIMA *et al.*, 1992). Os trabalhos de Carvalho (2008) e Martinez (2014), por outro lado, visam identificar o fluxo de energia vibratória pelos caminhos de transmissão. Para tal, se utilizam da técnica experimental denominada TPA (*Transfer Path Analysis*) Operacional e de técnicas numéricas.

A contribuição dos caminhos medida por Martinez (2014) pode ser resumida na Figura 2.4, onde os caminhos analisados são expostos no eixo das ordenadas. No eixo das abscissas têm-se as bandas de frequência em terço de oitava. A contribuição de cada caminho para o nível de pressão sonora (dB(A)) é dado pelas cores conforme a escala apresentada. Dessa análise, tem-se que a principal contribuição ocorre através da placa base em toda faixa de frequência. Os tubos de sucção e

descarga são considerados caminhos secundários, com maior influência nas bandas de 1,25 kHz e 3,15 kHz.

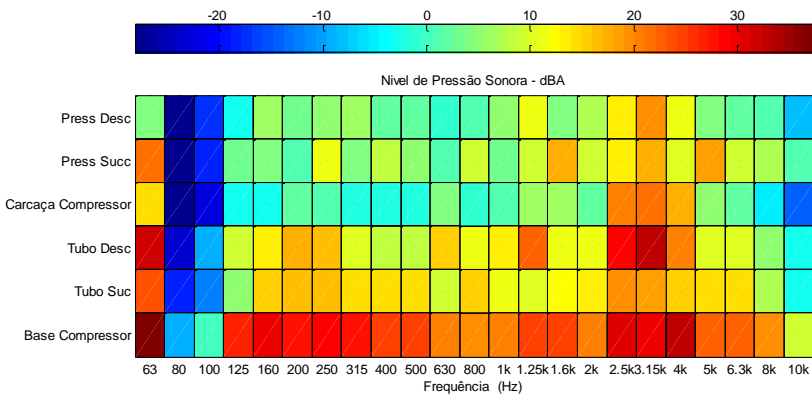


Figura 2.4 – Contribuição dos caminhos para o ruído radiado pelo refrigerador (MARTINEZ, 2014).

Os resultados do trabalho de París e Tabuenca (2002) indicam que os dois principais responsáveis pelo NWS do refrigerador são a radiação direta da carcaça do compressor e o ruído estrutural transmitido pelo condensador. A radiação direta do compressor ocorre na faixa de frequência entre 2 kHz e 6 kHz, com nível entre 36 e 39 dB(A). A contribuição do condensador está localizado na faixa de frequência entre 125 Hz e 1,5 kHz, com NWS entre 38 e 40 dB(A).

O condensador é excitado na união estrutural da tubulação com o compressor e pela pulsação do fluido refrigerante. Para reduzir o ruído devido à excitação estrutural do gabinete provinda do condensador, Tabuenca e París (2002) propõem duas alternativas para diminuir a rigidez do condensador: (i) modificar as propriedades mecânicas e geométricas do mesmo e (ii) modificar a rigidez ou a posição das conexões entre o condensador e o gabinete. Pela facilidade de implementação, os autores estudaram o posicionamento das presilhas de conexão entre o condensador e o gabinete. Conseguiram uma redução de 2 dB(A) na potência sonora do refrigerador apenas modificando a localização dessas conexões.

Dentre as fontes secundárias podem ser citadas o escoamento do fluido e o surgimento e colapso de bolhas no sistema, mais conhecido

como *popping noise*. Essas fontes podem gerar um alto grau de desconforto devido ao seu conteúdo espectral, tempo de duração e hora do dia em que ocorrem (JEON, YOU e CHANG, 2007).

O ruído do escoamento está relacionado aos padrões de escoamento bifásico nos trocadores de calor e com o jato turbulento formado na entrada do evaporador. No trabalho de Boabaid *et al.* (2014), o sistema de refrigeração é instrumentado com transdutores de pressão, aceleração e temperatura para melhor identificar as causas e condições em que o ruído de escoamento do fluido é gerado.

O ruído da expansão foi estudado e quantificado por Caetano (2013). Nesse trabalho montou-se um sistema onde o gabinete, o evaporador e o sistema de ventilação permaneceram dentro de uma câmara reverberante e as unidades de compressão e condensação foram instaladas no exterior da mesma. Com isso conseguiu-se separar o ruído gerado pela expansão e pelo ventilador do sistema. Os resultados de NWS são comparados com o NWS total do refrigerador e podem ser vistos na Figura 2.5.

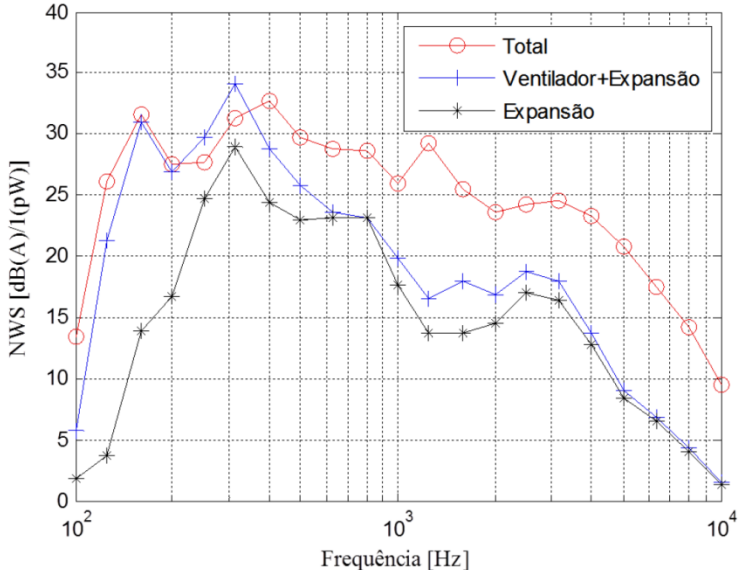


Figura 2.5 – Contribuição do processo de expansão no ruído total de um refrigerador doméstico (CAETANO, 2013).

2.3 Processo de compressão em compressores de deslocamento positivo

O compressor alternativo é geralmente empregado em aplicações domésticas. Ele é composto basicamente por um pistão, que se move alternadamente dentro de um cilindro, e por válvulas que permitem a admissão e descarga do fluido refrigerante (GOMES, 2006).

O movimento rotativo do rotor do motor elétrico é convertido em movimento linear através de um mecanismo de biela-manivela. Válvulas do tipo palheta são comumente utilizadas. Essas válvulas são acionadas de forma passiva por diferença de pressão entre a câmara de compressão e a câmara de sucção ou descarga. A compressão do fluido refrigerante ocorre com o avanço do pistão, como ilustrado na Figura 2.6. A pressão interna da câmara de compressão é elevada pelo pistão e a válvula de descarga se abre, permitindo a saída do vapor a uma pressão elevada. Ao recuar o pistão gera uma baixa pressão na câmara de compressão e a válvula de sucção abre, admitindo fluido refrigerante e recomeçando o ciclo.

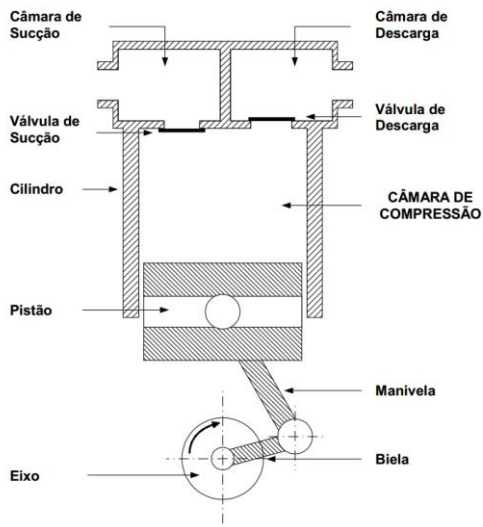


Figura 2.6 – Mecanismo de compressão (GOMES, 2006).

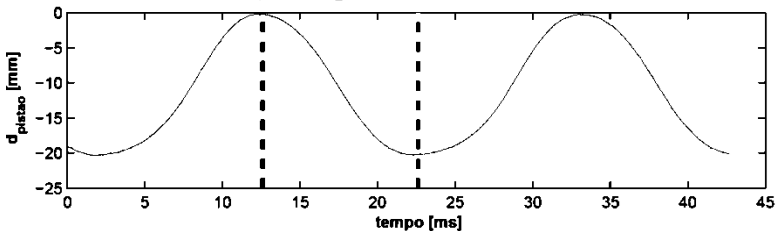
As fontes de energia vibratória do mecanismo de compressão podem ser separadas em excitação mecânica estrutural e pulsação do fluido refrigerante. As fontes de excitação mecânica são intrínsecas do processo de compressão de vapor pelo mecanismo pistão-biela-manivela e podem ser resumidas em três fenômenos: (i) o desbalanceamento rotativo, (ii) o impacto do pistão no fim de curso e (iii) os impactos na abertura e no fechamento das válvulas de sucção e descarga (DOI, 2011). Pode-se, ainda, citar as forças eletromagnéticas do motor elétrico e o fluxo de vapor e óleo como fontes de vibração do compressor relacionadas ao funcionamento do mecanismo de compressão. A pulsação será abordada com mais detalhes na próxima seção.

2.4 Pulsação do fluido refrigerante

A pulsação é gerada pela dinâmica de abertura das válvulas e por isso é caracterizada por ser uma excitação periódica. A frequência fundamental ocorre na frequência de funcionamento do compressor.

A Figura 2.7 mostra a dinâmica de uma válvula de sucção típica (MORAES, 2013). O pistão descreve um deslocamento harmônico dentro do cilindro, como mostrado na Figura 2.7(a), no entanto, a abertura da válvula acontece com oscilações, como ilustrado na Figura 2.7(b). Essa dinâmica ocasiona flutuações na pressão do fluido refrigerante no bocal do *muffler* de sucção, como apresentado na Figura 2.7(c), que se propagam por meio de ondas de pressão para o evaporador.

(a) Posição do pistão dentro do cilindro.



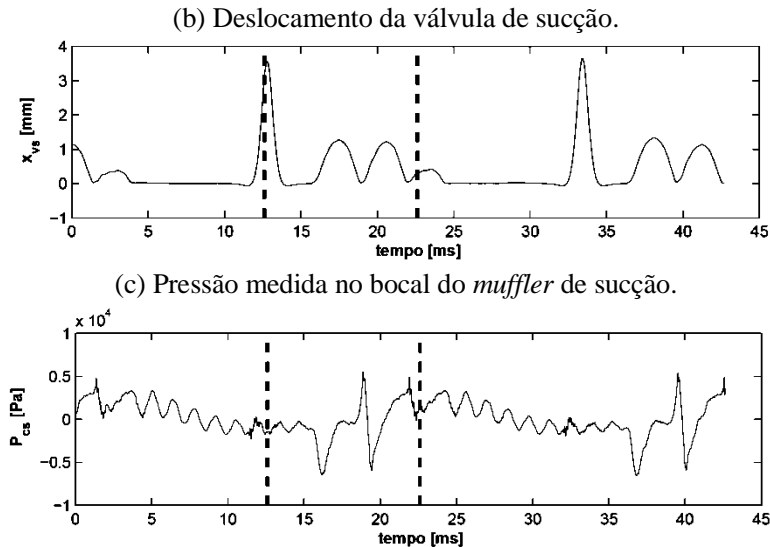


Figura 2.7 – Dinâmica de sucção. As linhas pontilhadas indicam o ponto morto superior e inferior do pistão (MORAES, 2013).

Para o controle da pulsação na sucção é comumente usado uma câmara de expansão sintonizada na faixa de frequência de interesse. Outra maneira de atenuar a pulsação seria através do controle da abertura da válvula. Segundo Myrria (2011) o controle do deslocamento da válvula de sucção pode reduzir o nível de pulsação em até 10 dB. Tempos maiores de fechamento das válvulas também atenuam a amplitude da pulsação, como mostrado por Song e Soedel (1998).

A dinâmica da válvula de descarga pode ser observada na Figura 2.8(b). Pode-se notar a impulsividade da abertura e fechamento da válvula, com tempo de abertura da válvula em torno de 2 ms. Esse rápido bombeamento do fluido refrigerante para a descarga gera grandes amplitudes de pulsação, como observado na Figura 2.8(c).

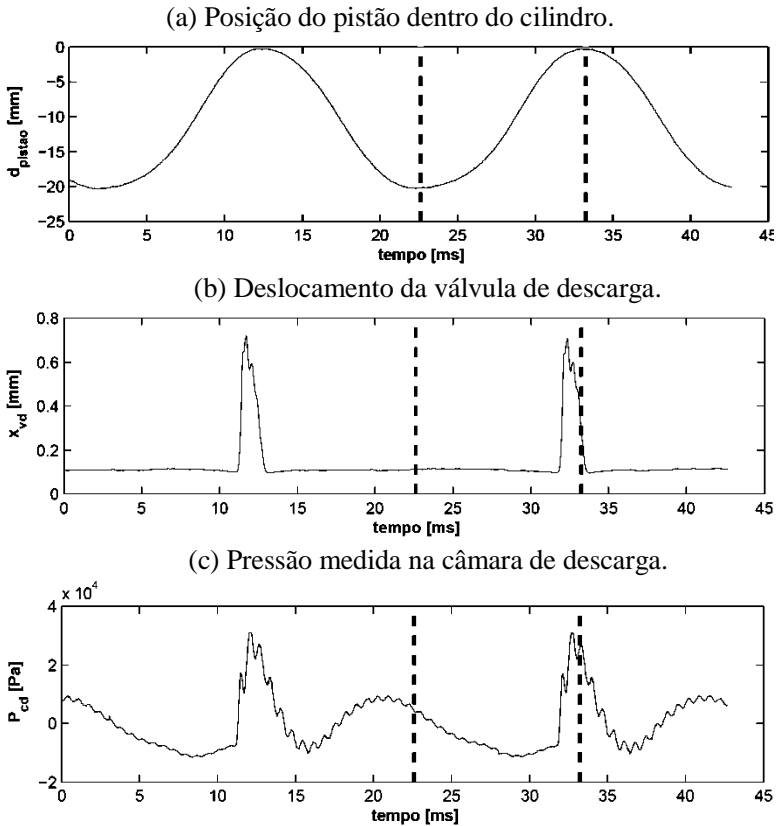


Figura 2.8 – Dinâmica de descarga. As linhas pontilhadas indicam o ponto morto inferior e superior do pistão (MORAES, 2013).

A propagação dessas ondas sonoras através dos componentes do compressor pode ser observada no domínio do tempo na Figura 2.9(a) e no domínio da frequência na Figura 2.9(b). Observa-se uma grande amplitude de pressão dentro da câmara de compressão. Após a válvula de descarga essa pressão já decaiu consideravelmente. De forma semelhante ao utilizado na sucção, uma câmara de expansão é utilizada para atenuar a pulsação na descarga. Na mesma figura ainda se nota a pressão dentro do volume dessa câmara. A pulsação no final da descarga

do compressor possui amplitudes menores que 0,25 % da pressão na câmara de compressão.

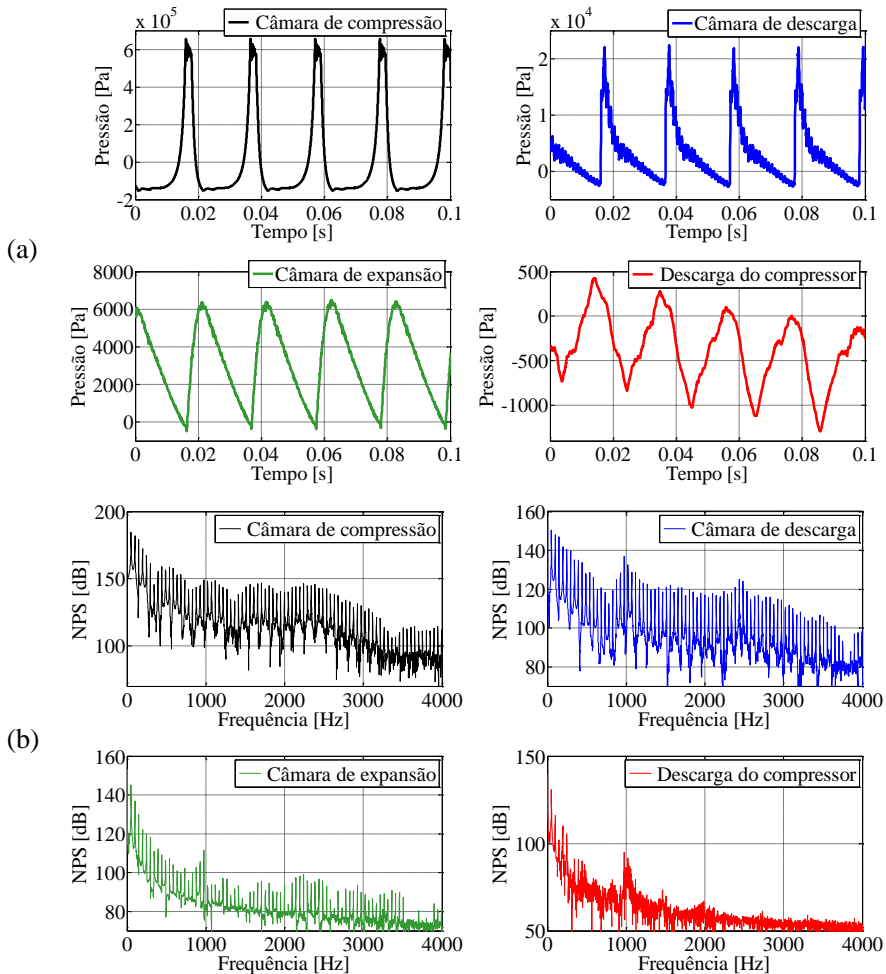


Figura 2.9 – Pressões medidas nos componentes de descarga do compressor. Compressor típico operando em 50 Hz. (a) Domínio do tempo; (b) domínio da frequência (EMBRACO).

Segundo Park *et al.* (2008), o componente chave que determina a amplitude e frequência da pulsação de descarga é o caminho entre o cabeçote e a câmara de expansão de descarga do compressor. Suas simulações indicam que o comprimento dessa tubulação deve aumentar

e o diâmetro reduzir para reduzir a pulsação. Aplicando as modificações sugeridas, a quarta harmônica do sinal (em torno de 250 Hz) é reduzida drasticamente em seu trabalho.

O principal componente do refrigerador que recebe as excitações da pulsação da descarga é o condensador, pois está ligado diretamente ao compressor. Um sinal típico de pressão na entrada do condensador no domínio do tempo pode ser visualizado na Figura 2.10(a) e no domínio da frequência na Figura 2.10(b). Pode-se observar no espectro o sinal tipicamente harmônico da pulsação, sendo que a energia está praticamente toda concentrada nesses picos.

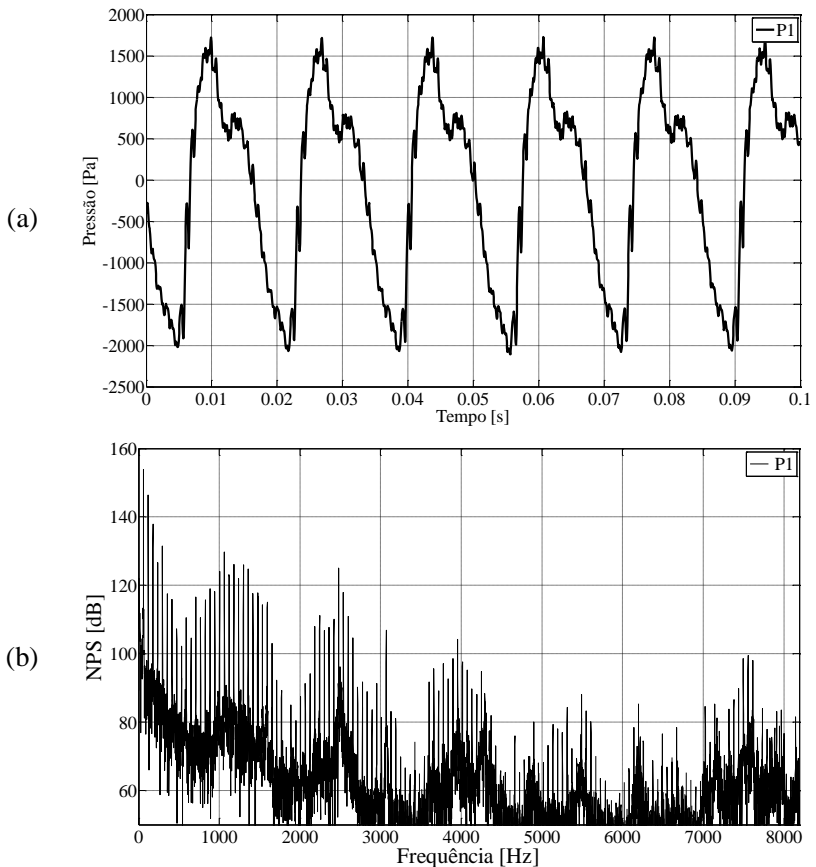


Figura 2.10 – Sinal típico de pressão na entrada do condensador no domínio do tempo (a) e no domínio da frequência (b).

2.5 Ruído típico de refrigeradores

Uma das principais características de uma fonte de ruído é o seu NWS. A medição do NWS já é bem conhecida, existindo vários métodos e normas para sua determinação. O método da comparação, descrito na norma ISO 3741, é bastante utilizado pela sua simplicidade e praticidade. Para a medição de refrigeradores e eletrodomésticos, recomendações e procedimentos adicionais são descritos nas normas ISO 8960, NBR 13910-1 e NBR 13910-2-1.

Utilizando-se dos procedimentos apresentados nas normas, diversos autores mediram o NWS de refrigeradores. Na Figura 2.2, apresentada por Carvalho (2008), é mostrado o NWS de um refrigerador de pequeno porte e na Figura 2.5, do trabalho de Caetano (2013), é mostrado NWS de um refrigerador típico em comparação com o ruído da expansão do fluido refrigerante. No trabalho de Martinez (2014), uma análise da variabilidade dessas medições é apresentada. Na Figura 2.11, o NWS médio e o desvio padrão de oito medições de um mesmo refrigerador é plotado. O desvio padrão máximo encontrado foi de 2 dB nas bandas de 100 Hz e 160 Hz. Devido à variação no processo de manufatura, dois refrigeradores de mesmo modelo podem gerar NWS diferentes. Para entender essas variações um segundo refrigerador foi medido. A comparação dos NWS de ambos é mostrada na Figura 2.12.

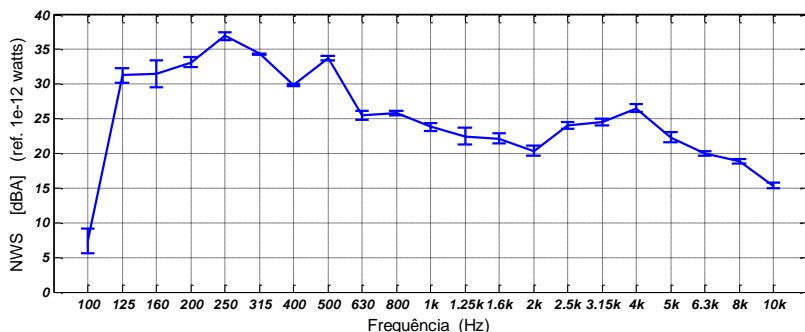


Figura 2.11 – Nível médio da potência sonora do refrigerador e o desvio padrão para cada banda de frequência (MARTINEZ, 2014).

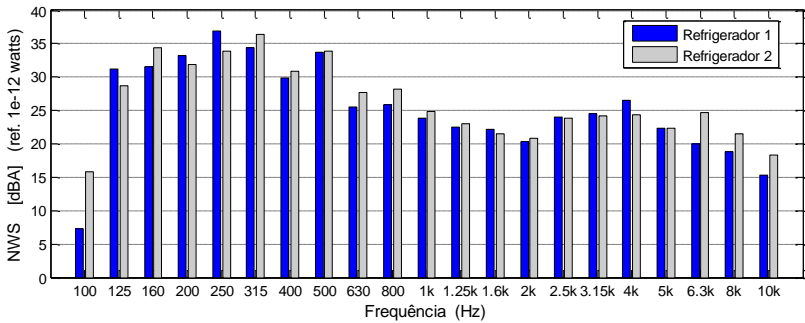


Figura 2.12 – Comparação entre os NWS de dois refrigeradores da mesma marca e modelo. (MARTINEZ, 2014)

Nas medições apresentadas, os maiores NWS de refrigeradores ocorrem nas bandas abaixo de 1000 Hz. Segundo Carvalho (2008) e Ortiz (2009), a geração de ruído nessas bandas de frequência se dá principalmente pela interação entre o compressor e o sistema de refrigeração. O estudo e análise dessa interação se mostra importante para diminuir o ruído global do refrigerador.

Capítulo 3: Referências Bibliográficas

BAKER, O. Design Pipe Lines for Simultaneous Flow of Oil and Gas. **Oil and Gas Journal**, v. 53, p. 185-95, 1954.

BARBIERI, N. et al. Estimation of Parameters of Three-Layered Sandwich Beam. **Journal of Mechanics of Materials and Structures**, v. 3, n. 3, Março 2008.

BARBIERI, N.; BARBIERI, R.; LUIZ CARLOS WINIKES. Parameters Estimation of Sandwich Beam Model with Rigid Polyurethane Foam Core. **COBEM**, Brasília, DF, 5-9 Novembro 2007.

BEGGS, H. D.; BRILL, J. P. A Study of Two-Phase Flow in Inclined Pipes. **Journal of Petroleum Technology**, v. 255, p. 607-617, Maio 1973.

BOABAID, C. N. et al. Noise Generation in Household Refrigerators: An Experimental Study on Fluid-Borne Noise. **15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue**, Purdue, 14-17 Julho 2014.

BRINGHENTI, I. **Modelo Vibroacústico do Gabinete de um Refrigerador. [Dissertação]**. Florianópolis: Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2012.

BRODKEY, R. S. **The Phenomena of Fluid Motions**. Massachusetts: Addison-Wesley Publishing Company, 1967.

CAETANO, A. L. G. **Estudo da Propagação do Ruído Gerado por Escoamento Bifásico em Refrigeradores [Dissertação]**. UFSC. Florianópolis. 2013.

CARVALHO, R. S. T. D. **Métodos de Identificação de Fontes de Ruído em um Refrigerador [Dissertação]**. UFSC. Florianópolis. 2008.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. Quinta. ed. [S.l.]: Mc Graw Hill, 2006.

COLLIER, J. G.; THOME, J. R. **Convective Boiling and Condensation**. 3ª. ed. New York: Oxford University Press Inc., 1994.

COOK, D. et al. **Concepts and Applications of Finite Element Analysis**. 4. ed. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2002.

DIJK, P. J. V. **Acoustics of Two-Phase Pipe Flows**. University of Twente. Enschede. 2005.

DINÇER, I.; KANOGLU, M. **Refrigeration Systems and Applications**. 2ª. ed. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2010.

DOI, R. M. **Validação de um Modelo de Conjunto para Predição e Análise Vibroacústica de um Compressor Hermético**. [Tese]. Florianópolis: Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2011.

DOSSING, O. Structural Stroboscopy-Measurement of Operational Deflection Shapes. **Sound and Vibration Magazine**, Agosto 1988.

GOMES, A. R. **Análise Comparativa de Mecanismos de Compressão para Aplicação em Refrigeração Doméstica**. [Dissertação]. UFSC. Florianópolis, p. 136. 2006.

HARTMANN, D.; MELO, C. Popping Noise in Household Refrigerators: Fundamentals and Practical Solutions. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**, Purdue, 16-19 July 2012. 40-47.

HERMES, C. J. L. **Uma Metodologia para a Simulação Transiente de Refrigeradores Domésticos**. [Dissertação]. UFSC. Florianópolis, p. 297. 2006.

HEWITT, G. F.; ROBERTS, D. N. **Studies fo Two-Phase Flow Patterns by Simultaneous X-Ray and Flash Photography**. HMSO. Londres. 1969. (Report AERE-M 2159).

HOLLAND, F. A.; BRAGG, R. **Fluid Flow for Chemical Engineers**. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, v. 2ª, 1995.

IBGE, 2011.

ISO10140. **Acoustics - Laboratory measurement of sound insulation of building elements**. ISO 10140-4:2010(E). [S.l.]: International Standard. 2010.

ISO3744. **Acoustic - Determination of sound power levels of noise sources - Engineering methods for free-field conditions over a reflecting plane**. [S.l.]: International Organization for Standardization. 1994.

JEON, Y. J.; YOU, J.; CHANG, Y. H. Sound Radiation and Sound Quality Characteristics of Refrigerator Noise in Real Living Environments. **Applied Acoustics**, 68, 2007. 1118 - 1134.

KIRCHHOFF, G. **Ueber die Einfluss der Wärmeleitung in einem Gase auf die Schallbewegung**. Poggendorfer Annalen. Leipzig, p. 134: 177-193. 1868.

LENZI, A. **Apostila de Fundamentos de Acústica**. UFSC. Florianópolis. 2013.

LMS. **Theory Reference**. LMS, Virtual.Lab. Leuven. 2014.

MAREZE, P. H. **Aplicação de Tubos Ressonantes para Atenuação Sonora de Cavidades e Filtros Acústicos**. [Dissertação]. UFSC. Florianópolis, p. 113. 2009.

MARTINEZ, J. A. O. **Fluxo de Energia Vibratória do Compressor ao Gabinete de um Refrigerador Típico [Tese]**. UFSC. Florianópolis. 2014.

MOORHOUSE, A. Virtual Acoustic Prototypes: listening to machine that don't exist. **Proceeding of ACOUSTICS 2005**, Busselton, 9-11 Novembro 2005.

MORAES, W. A. D. **Estudo do Ruído de Refrigeradores causada pela Pulsção do Fluido Refrigerante no Condensador [Dissertação]**. UFSC. Florianópolis. 2013.

MYRRIA, G. N. **Desenvolvimento de um Sistema de Controle de Válvulas de Compressore**. UFSC. Florianópolis. 2011.

ORESTEN, L. F. **Caracterização Dinâmica de Vigas "Sandwich" com Núcleo de Espuma Rígida de Poliuretano**. Curitiba: Dissertação de Mestrado Pontifícia Universidade Católica de Paraná, 2003.

ORESTEN, L. F. **Caracterização dinâmica de vigas "sandwich" com núcleo de espuma rígida de poliuretano**. [Dissertação]. Pontifícia Universidade Católica do Paraná. Curitiba, p. 131. 2003.

ORTIZ, J. A. **Medição de Potência Sonora e Níveis de Vibração do Refrigerador Consul CRB39A**. Universidade Federal de Santa Catarina, GTVA. Florianópolis, p. 13. 2009. (12/2009).

PARÍS, J. L.; TABUENCA, B. S. Evolution of the Noise Emitted by the Condenser of a Household Refrigerator, Zaragoza, v. 112, 2002.

PARK, J. et al. Reduction of the Low Frequency Noise due to the Discharge Pressure Pulsation of a Reciprocating Compressor. **International Compressor Engineering Conference**, Purdue, 14-17 Julho 2008. 1-6.

RAMM, A. J. **Procedimento de Calibração e Otimização Estrutural para um Gabinete de Refrigerador**. UFSC. Florianópolis, p. 196. 2007.

REYNOLDS, D. D. **Engineering Principles of Acoustics Noise and Vibration Control**. Boston: Allyn and Bacon, 1981.

SATO, S.-I.; YOU, J.; JEON, J. Y. Sound Quality Characteristics of refrigerator Noise in Real Living Environments with Relation to Psychoacoustical and Autocorrelation Function Parameters. **Journal of the Acoustical Society of America**, p. 314 - 325, Julho 2007.

SCHWARZ, B. J.; RICHARDSON, M. H. Introduction to Operating Deflection Shapes. **CSI Reliability Week**, Orlando, FL, Outubro 1999.

SONG, H. J.; SOEDEL, W. Pulsations in Liquid-Gas Mixtures. **International Compressor Engineering Conference**, Purdue, 1998. 1267.

SOUZA, A. D. D. **Estudo da Perda de Carga em Escoamento Multifásico Utilizando Técnicas de Inteligência Artificial com**

Ênfase no Escoamento de Petróleo. [Dissertação]. Universidade Federal de Sergipe. São Cristóvão. 2011.

SOUZA, R. G. S. D. **Escoamento Bifásico Líquido-Gás: Previsão de Gradientes de Pressão com a Correlação de Lockhart & Martinelli e Fluidodinâmica Computacional. [Projeto Final].** UFRJ. Rio de Janeiro. 2009.

TABUENCA, B. S.; PARÍS, J. L. **Experimental Analysis and Reduction of the Noise Emitted by a Household Refrigerator.** University of Zaragoza. Zaragoza. 2002.

TAKUSHIMA, A. et al. Fan Noise Reduction of Household Refrigerator. **41st International Appliance Technology Conference. IEEE Industry Applications Society,** Columbus, 17 Abril 1992. Vol. 28, No 2.

TIJDEMAN, H. On the Propagation of Sound Waves in Cylindrical Tubes. **Journal of Sound and Vibration,** Amstardan, ed. National Aerospace Laboratory (NLR), v. 39, p. 1-33, 1975.

WHALLEY, P. B. **Two-Phase Flow and Heat Transfer.** Oxford: Oxford University Press, 1996.

WIJNGAARDEN, L. V. Some Problems in the Formulation of the Equations for Gas/Liquid Flows. **Theoretical and Applied Mechanics,** Enschede, Holanda, ed. W.T Koiter, 1976.

WINIKES, L. C. **Uma Contribuição para Ajuste de Parâmetros de uma Viga "Sandwich".** Pontifícia Universidade Católica do Paraná. Curitiba, p. 109. 2006.

ZWIKKER, C.; KOSTEN, C. W. **Sound Absorbing Materials.** University of Michigan: Elsevier, 1949.