

FÁBIO ENDO DE ARAÚJO

**CONTROLE DE RUÍDO EM MOTORES DE INDUÇÃO
TRIFÁSICOS DE MÉDIO E GRANDE PORTES**

FLORIANÓPOLIS

2008

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

CONTROLE DE RUÍDO EM MOTORES DE INDUÇÃO TRIFÁSICOS
DE MÉDIO E GRANDE PORTES

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE PROFISSIONAL EM ENGENHARIA MECÂNICA

FÁBIO ENDO DE ARAÚJO

Florianópolis, Junho de 2008

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

**CONTROLE DE RUÍDO EM MOTORES DE INDUÇÃO TRIFÁSICOS DE MÉDIO E
GRANDE PORTES**

FÁBIO ENDO DE ARAÚJO

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE PROFISSIONAL EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D. - Orientador

Prof. André Ogliari, Dr.Eng. - Coordenador Acadêmico

Prof. Fernando Cabral, Ph.D. - Coordenador do Programa

BANCA EXAMINADORA

Prof. Roberto Jordan, Dr.Eng. (Presidente)

Prof. André Ogliari, Dr.Eng.

Dr. Jorge Cláudio da Silva Pinto (INMETRO)

"Leva tempo para alguém ser bem sucedido porque o êxito não é mais do que a recompensa natural pelo tempo gasto em fazer algo direito." (Joseph Ross)

Dedico carinhosamente esta dissertação

Aos meus pais:
Murilo Pereira de Araújo (in memoriam)
Yurie Maria Endo de Araújo

À minha companheira:
Marlete Marcia Zappellini

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, professor Arcanjo Lenzi, pelo apoio e confiança no meu trabalho ao longo dos estudos.

A WEG, pelo apoio na realização dos experimentos e por incentivar a capacitação de seus engenheiros.

Ao gerente do departamento de Engenharia do Produto de Motores de Indução da WEG Energia, Fredemar Rüncos, pelo apoio e sugestões de aperfeiçoamento da dissertação.

Aos colegas de trabalho da seção de Motores de Indução Trifásicos e seção de Ensaios, que, de forma direta ou indireta, contribuíram para realização deste trabalho.

À minha mãe Yurie, a quem nunca conseguirei retribuir toda preocupação e zelo.

Ao meu pai Murilo (in memoriam), sempre vivo em meu pensamento.

Aos meus irmãos Yanna e Murilo, pelo apoio e incentivo nos momentos difíceis.

A Marlete, por toda sua compreensão e estímulo.

Resumo da Dissertação apresentada à UFSC como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de mestre em Engenharia Mecânica.

CONTROLE DE RUÍDO EM MOTORES DE INDUÇÃO TRIFÁSICOS DE MÉDIO E GRANDE PORTES

Fábio Endo de Araújo

Junho/2008

Orientador: Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D.

Área de Concentração: Vibração e Acústica.

Palavras-chave: ruído acústico, motor de indução, fonte de ruído, controle do ruído, atenuadores de ruído, silenciadores.

Número de Páginas: 117

RESUMO: Esta dissertação apresenta uma análise teórica e experimental sobre o ruído gerado por motores de indução trifásicos de médio e grande portes com dois tipos de resfriamento específicos: motores abertos (IC01) e motores fechados (IC611), apresentando as principais fontes de ruído e as formas de controle. São apresentados os fundamentos teóricos e conceituais referentes à geração do ruído acústico, medição e análise do ruído e vibração e as principais normas e legislações referentes à medição e limites de ruído em motores de indução. As principais fontes de ruído apresentado foram divididas em três categorias principais: magnética, mecânica e ventilação (aerodinâmico). Sendo esta última a fonte de ruído predominante em motores de alta rotação, foi apresentadas de maneira mais detalhada as suas causas e formas controle. Neste estudo foi feita análise comparativa e experimental de protótipos de atenuadores de ruído (silenciadores), utilizados em motores abertos e fechados. Foi apresentada através de resultados experimentais a eficiência do material acústico fibroso em comparação com o material poroso utilizados nos atenuadores de ruído.

Abstract of Dissertation presented to UFSC as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master in Mechanical Engineering.

NOISE CONTROL IN THREE-PHASE INDUCTION MOTORS OF MEDIUM AND LARGE SIZE

Fábio Endo de Araújo

June/2008

Advisor: Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D.

Area of Concentration: Vibration and Acoustics.

Keywords: acoustic noise, induction motor, noise sources, noise control, noise suppressor, muffler.

Number of Pages: 117

ABSTRACT: This dissertation presents a theoretical and experimental analysis of the noise generated in medium and large size three-phase induction motors with two types of cooling system: open motors (IC01) and closed motors (IC611), presenting the main noise sources and the noise control forms. The basic theories concern the generation of acoustic noise, measurement and analysis of noise and vibration and the main standard and legislations regarding about measurement and noise limits in induction motors are presented. The main sources of noise were divided in three categories: magnetic, mechanics and ventilation (aerodynamic). The last one is the predominant source of noise presented by high-speed motors; this source is shown with more details about its causes and control forms. In this study it was performed a comparative and experimental analysis of noise suppressors prototypes (mufflers), used in open and closed motors. Experimental results show the efficiency of the fibrous acoustic material in comparison to the porous material used in the noise suppressors.

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	1
1.1 APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA	1
1.2 MOTIVAÇÃO	4
1.3 OBJETIVO GERAL DO TRABALHO.....	4
1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS DO TRABALHO	4
1.5 DESCRIÇÃO DO TRABALHO.....	5
CAPÍTULO 2 - CONCEITOS FUNDAMENTAIS EM ACÚSTICA.....	6
2.1 INTRODUÇÃO	6
2.2 ONDAS DE PRESSÃO SONORA	6
2.3 VELOCIDADE DO SOM NOS FLUIDOS	7
2.4 PROPAGAÇÃO DO SOM.....	7
2.5 DEFINIÇÃO DOS NÍVEIS DE MEDIÇÃO ACÚSTICA:	8
2.6 ADIÇÃO DE NÍVEIS DE PRESSÃO SONORA	12
2.7 SUBTRAÇÃO DO RUÍDO DE FUNDO.....	13
2.8 PRINCIPAIS TIPOS DE FONTE SONORA.....	14
2.9 AVALIAÇÃO DO RUÍDO PELO OUVIDO HUMANO	15
2.10 CONCLUSÕES	17
CAPÍTULO 3 - MEDIÇÃO E ANÁLISE DE RUÍDO E VIBRAÇÃO	18
3.1 INTRODUÇÃO	18
3.2 MEDIÇÃO DE RUÍDO – DOMÍNIO DO TEMPO X DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA:	19
3.3 ESPECTRO DE RUÍDO – ESCALAS DE FREQUÊNCIA: OITAVA E TERÇO DE OITAVA .	23
3.4. NÍVEL GLOBAL DE PRESSÃO SONORA	26
3.5 NÍVEL SONORO EQUIVALENTE	27
3.6 INSTRUMENTAÇÃO PARA MEDIÇÃO E ANÁLISE DE RUÍDO ACÚSTICO	27
3.7 MEDIÇÃO DE VIBRAÇÃO EM MÁQUINAS ELÉTRICAS GIRANTES	36
3.8 MEDIÇÃO DO RUÍDO EM MOTORES DE INDUÇÃO	40
3.9 CONCLUSÕES	44
CAPÍTULO 4 - FONTES DE RUÍDO EM MOTORES DE INDUÇÃO	45
4.1 INTRODUÇÃO	45
4.2 RUÍDO DE ORIGEM MAGNÉTICA	46
4.3 RUÍDO DE ORIGEM MECÂNICA	50
4.4 RUÍDO DE ORIGEM AERODINÂMICA.....	57
4.5 ESPECTRO DO RUÍDO DOS MOTORES ELÉTRICOS	65
4.6 O EFEITO DOS INVERSORES DE FREQUÊNCIA NO NÍVEL DE RUÍDO DO MOTOR.....	67

4.7 O EFEITO DA CARGA NO RUÍDO DO MOTOR	68
4.8 CONCLUSÕES	69
CAPÍTULO 5 - CONTROLE DO RUÍDO	70
5.1 INTRODUÇÃO	70
5.2 MEIO DE TRANSMISSÃO DO RUÍDO	70
5.3 NORMAS E LEGISLAÇÕES PARA AVALIAÇÃO DO RUÍDO PARA MOTORES DE INDUÇÃO	71
5.4 CONTROLE DO RUÍDO EM MOTORES DE INDUÇÃO	74
5.5 CONTROLE DO RUÍDO NA TRAJETÓRIA DE TRANSMISSÃO.....	81
5.6 MATERIAIS PARA ABSORÇÃO DE RUÍDO	87
5.7 CONCLUSÕES	92
CAPÍTULO 6 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO CONTROLE DE RUÍDO	93
6.1 INTRODUÇÃO	93
6.2 INFLUÊNCIA DO MÉTODO DE REFRIGERAÇÃO DO MOTOR DE INDUÇÃO NO NÍVEL DE RUÍDO.....	93
6.3 PROCEDIMENTO DE MEDIÇÃO DO NÍVEL DE PRESSÃO SONORA.	96
6.4 CONTROLE DO RUÍDO PARA MOTORES FECHADOS COM TROCADOR DE AR-AR (IC611)	97
6.5 CONTROLE DO RUÍDO PARA MOTORES ABERTOS E AUTO VENTILADOS (IC01).....	101
6.6 ENSAIO COMPARATIVO DE MATERIAIS FONO-ABSORVEDORES	107
6.7 CONCLUSÕES	112
CAPÍTULO 7 - CONCLUSÕES	113
7.1. PROPOSTAS PARA FUTUROS TRABALHOS.....	114
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	115
ANEXO A.....	117

LISTA DE FIGURAS

- Figura 1.1 – Componentes principais do motor e sistema de refrigeração IC611.
- Figura 1.2 – Ilustração do motor aberto com sistema de refrigeração IC01.
- Figura 1.3 – Principais fontes de ruído em motores elétricos
- Figura 2.1 – Relação entre comprimento de onda e frequência
- Figura 2.2 - Valores típicos de pressão sonora em μPA e de NPS em dB.
- Figura 2.3 – Duas fontes que geram no ponto de medição os níveis de pressão sonora NPS_1 e NPS_2 .
- Figura 2.4 – Estimativa do nível de ruído de uma máquina na presença de ruído de fundo
- Figura 2.5 – Subtração do ruído de fundo
- Figura 2.6 – Tipos de fontes sonoras
- Figura 2.7 – Campo de audição do ouvido humano.
- Figura 2.8 – Curvas de mesmo nível de audibilidade para tons puros.
- Figura 2.9 – Curvas de ponderação A, B, C e D.
- Figura 3.1 - Representação das funções senoidais que formarão uma onda quadrada.
- Figura 3.2 – Onda aproximadamente quadrada formada pela soma das quatro funções senoidais da Figura 3.1.
- Figura 3.3 - Espectro da onda quadrada da Figura 3.2.
- Figura 3.4 – Gráfico tridimensional ilustrando a transformação do domínio do tempo para o domínio da frequência.
- Figura 3.5 – Sinal de pressão sonora no domínio do tempo.
- Figura 3.6 – Espectro de pressão sonora no domínio da frequência de um motor de indução.
- Figura 3.7 – Espectro típico de ruído de um motor de indução com frequências em escala de oitava, (Silva, [12]).
- Figura 3.8 – Espectro típico de ruído de um motor de indução com frequências em escala de 1/3 de oitava, (Silva, [12]).
- Figura 3.9 – Representação dos níveis de pico, pico a pico e RMS.
- Figura 3.10 – Medidor típico de Nível de Pressão Sonora.
- Figura 3.11 – Componentes básicos de condicionamento do sinal elétrico do medidor de nível sonoro.
- Figura 3.12 – Tipos de campo sonoro: livre e aleatório.
- Figura 3.13 – Microfone capacitivo.
- Figura 3.14 – A flutuação nas leituras é menor com a constante de tempo de resposta lenta.
- Figura 3.15 – Indicações de níveis de pressão sonora com as constantes de tempo de resposta R,L e I para um mesmo som de impacto.
- Figura 3.16 – Características dos filtros: passa-alta, passa-baixa e passa-banda, com indicação da frequência de corte.
- Figura 3.17 – Curvas de ponderação A, B, C e D.
- Figura 3.18 – Filtros de banda percentual constante: 1/1 oitava e 1/3 oitava.

Figura 3.19 – Tipos de quantificação da amplitude dos sinais de vibração.

Figura 3.20 – Gráfico do comportamento do deslocamento, velocidade e aceleração com a variação da frequência.

Figura 3.21 – Princípio de funcionamento de um transdutor de deslocamento.

Figura 3.22 – Desenho esquemático: (a) transdutor de velocidade e (b) transdutor de aceleração.

Figura 3.23 – Instrumentos necessário para análise de vibração.

Figura 3.24 – Superfícies de referência e de medição.

Figura 3.25 – Identificação dos pontos de medição no plano determinado.

Figura 3.26 – Foto da medição de nível de pressão sonora realizada no motor.

Figura 3.27 – Espectro do NPS em banda de 1/3 oitava motor de 746 kW.

Figura 3.28 – Espectro do NPS em banda de 1/3 oitava motor de 1940 kW.

Figura 3.29 – Espectro do NPS em banda de 1/3 oitava motor de 3500 kW.

Figura 4.1 – Fontes de ruído em um motor de indução.

Figura 4.2 – Modos de vibração.

Figura 4.3 – Comparação da chapa do estator: (a) dois pólos e (b) seis pólos.

Figura 4.4 – Componentes do mancal de rolamento.

Figura 4.5 – Parâmetros básicos de um rolamento rígido de esferas.

Figura 4.6 – Radiação do ruído de uma placa finita circundada por um plano rígido.

Figura 4.7 – Pontos de medição no motor.

Figura 4.8 – Níveis de vibração medidos na chapa do trocador de calor (a) e direcionador de ar (b).

Figura 4.9 – Espectro do nível de pressão sonora em bandas de oitava.

Figura 4.10 – Ventilador radial de pá reta: esquema construtivo e curva característica.

Figura 4.11 – Ventilador radial de pá para trás: desenho e curva característica.

Figura 4.12 – Ventilador radial de pá para frente: desenho e curva característica.

Figura 4.13 – Ventilador axial: desenho e curva característica.

Figura 4.14 – Geração do ruído

Figura 4.15 – Espectro de ruído de motor.

Figura 4.16 – Gráfico da velocidade periférica constante.

Figura 4.17 – Principais tipos de ventiladores.

Figura 5.1 – Meios de transmissão do ruído e formas de controle.

Figura 5.2 – Efeito da pré-carga axial no nível de ruído.

Figura 5.3 – Área de entrada e saída dos ventiladores axiais.

Figura 5.4 – Perfil aerodinâmico do tipo asa.

Figura 5.5 – Espectro do NPS de motor de 400 HP, com e sem ventoinha.

Figura 5.6 – Circuito de ventilação misto com fluxo axial.

Figura 5.7 – Circuito de ventilação misto com fluxo radial.

Figura 5.8 – Circuito de ventilação bilateral com fluxo radial.

Figura 5.9 – Balanço energético do som que incide sobre uma superfície.

- Figura 5.10 – Configuração típica de um silenciador resistivo.
- Figura 5.11 – Silenciador tipo câmara forrada.
- Figura 5.12 – Ilustração de um material poroso.
- Figura 5.13 – Ilustração de um material fibroso.
- Figura 5.14 – Ilustração do material poroso e gráfico do coeficiente de absorção sonora.
- Figura 5.15 – Ilustração do material fibroso e gráfico do coeficiente de absorção sonora.
- Figura 5.16 – Fatores que influenciam a absorção sonora de materiais porosos e fibrosos.
- Figura 5.17 – Comportamento da pressão sonora e velocidade das moléculas de ar entre duas paredes de um recinto.
- Figura 5.18 – Dispositivos especializados de absorção sonora.
- Figura 6.1 – Circuito de resfriamento do motor aberto.
- Figura 6.2 – Circuito de resfriamento do motor fechado com trocador de calor ar-ar.
- Figura 6.3 – Circuito de resfriamento do motor fechado com circulação de água.
- Figura 6.4 – Comparativo do nível de ruído entre os três métodos de resfriamento.
- Figura 6.5 – Pontos de medição ao redor do motor.
- Figura 6.6 – Desenho esquemáticos dos motores ensaiados: (a) motor padrão sem atenuadores de ruído; (b) motor com atenuadores de ruído na entrada e saída de ar externo.
- Figura 6.7 – Foto da medição do nível de pressão sonora do motor.
- Figura 6.8 – (a) Gráfico do nível de ruído medido; (b) Gráfico polar do nível de ruído medido.
- Figura 6.9 – Gráfico da atenuação do ruído entre os motores ensaiados.
- Figura 6.10 – Motores ensaiados: (a) Tipo I – sem atenuador; (b) Tipo II – com atenuador na entrada de ar; (c) Tipo III – com atenuadores na entrada e saída de ar.
- Figura 6.11 – Comparativo do nível de ruído entre os motores ensaiados.
- Figura 6.12 – Gráfico polar representando o nível de ruído pontual.
- Figura 6.13 – Representação esquemática da circulação de ar no motor.
- Figura 6.14 – Desenho em corte da caixa de ventilação do primeiro ensaio.
- Figura 6.15 – (a) desenho em corte da caixa de ventilação com os atenuadores de ruído; (b) desenho esquemático da célula de absorção.
- Figura 6.16 – Fotos do atenuador de ruído modular com células de absorção do ruído.
- Figura 6.17 – Coeficiente de absorção sonora.
- Figura 6.18 – Espectro do ruído do motor com a caixa A em bandas de 1/3 de oitava.
- Figura 6.19 – Espectro do ruído do motor com a caixa B em bandas de 1/3 de oitava.
- Figura 6.20 - Gráfico comparativo do nível de ruído em cada ponto das caixas A e B.
- Figura 6.21 – Gráfico polar do nível de ruído pontual.
- Figura 6.22 – Gráfico da atenuação do ruído.
- Figura 6.23 – Circuito de ventilação do motor.
- Figura 6.24 – Fotos ilustrando a fixação dos materiais fono-absorvedores: (a) material poroso, (b) material fibroso.

Figura 6.25 – Gráfico comparativo do coeficiente de absorção sonora entre os materiais A e B.

Figura 6.26 – Foto do ensaio do motor.

Figura 6.27 – Espectro do nível de pressão sonora em escala de 1/3 oitava do Material A.

Figura 6.28 – Espectro do nível de pressão sonora em escala de 1/3 oitava do Material B.

Figura 6.29 – Gráfico polar dos pontos de medição do ruído dos materiais A e B.

Figura 6.30 – Gráfico dos pontos de medição do ruído dos materiais A e B.

LISTA DE TABELAS

- Tabela 3.1 – Frequências das bandas de oitava e de 1/3 de oitava.
- Tabela 3.2 - Tolerância em dB(A) para medidor de nível de pressão sonora.
- Tabela 3.3 - Correções para determinação do nível de pressão sonora.
- Tabela 4.1 – Valores do fator R usado nas Equações (4.12), (4.13) e (4.14).
- Tabela 4.2 – Valores do fator K usado na Equação (4.15).
- Tabela 4.3 – Fator K usado na Equação (4.16).
- Tabela 4.4 – Potência sonora de motores abertos e fechados.
- Tabela 4.5 – Atenuação em dB, alta (A), média (M) e baixa (B).
- Tabela 4.6– Constantes m e b usados na Equação (4.17).
- Tabela 4.7– Máximo aumento esperado, sobre a condição sem carga, do nível de potência sonora em dB(A), ΔL_{WA} em dB, condição de carga nominal, de acordo com a norma IEC 60034-9 [3].
- Tabela 5.1 - Limites do Nível de Potência Sonora de máquinas elétricas girantes recomendados pela norma NBR 7565 (funcionamento em vazio).
- Tabela 5.2 – Normas nacionais e internacionais [12].
- Tabela 5.3 – Fontes de ruído e controle em motor de indução [32].
- Tabela 6.1 – Dados dos motores.
- Tabela 6.2 – Dados dos motores para análise experimental.
- Tabela 6.3 – Dados do motor para análise experimental.
- Tabela 6.4 – Nível de potência sonora calculada e especificado por normas.
- Tabela 6.5 – Dados dos motores para análise experimental.
- Tabela 6.6 – NPS dos espectros dos motores medidos.
- Tabela 6.7 – NPS corrigidos dos espectros dos motores medidos.
- Tabela 6.8 – Dados dos motores para análise experimental.

SIMBOLOGIA

Símbolo	Denominação	Unidade
a, b	Pontos da curva de desempenho do ventilador	[-]
a_0, a_n e b_n	Coefficientes de Fourier	[-]
c	Velocidade do som	[m/s]
C	Aumento do NWS na frequência de passagem	[dB]
C_p	Calor específico do ar	[m ² /s ² °C]
d	Diâmetro do ventilador	[m]
D_r	Diâmetro externo do rotor	[m]
E	Quantidade de elementos	[-]
f	Frequência	[Hz]
f_p	Frequência de passagem das pás	[Hz]
$g(t)$	Função periódica ou transforma inversa de Fourier	[-]
$G(\omega)$	Função transformada de Fourier	[-]
H	Taxa de geração de calor ou somatório de perdas	[W]
HP	Potência nominal	[HP]
I	Intensidade sonora	[W/m ²]
I_0	Intensidade de referência	[W/m ²]
j	Número complexo	[-]
K	Correção para o efeito do ruído de fundo	[-]
KW	Potência do motor	[kW]
L	Comprimento do duto	[m]
L_1, L_2, L_3	Comprimento, largura e altura da superfície de referência	[m]
n	Velocidade de rotação	[rpm]
$N1$	Número de ranhuras do estator	[-]
$N2$	Número de ranhuras do rotor	[-]
Nb	Velocidade de rotação dos elementos em seu próprio eixo	[rpm]
NI	Nível de intensidade sonora	[dB]
n_p	Número de pás	[-]
NPS	Nível de pressão sonora	[dB]
$NPS(A)$	Nível de pressão sonora	[dB(A)]
NPS_{global}	Nível de pressão sonora global	[dB]
NPS_t	Nível de pressão sonora total	[dB]
Nr	Velocidade de rotação da pista interna	[rpm]

Símbolo	Denominação	Unidade
N_t	Velocidade de rotação dos elementos girantes	[rpm]
NWS	Nível de potência sonora	[dB]
$NWS(A)$	Nível de potência sonora	[dB(A)]
NWS_l	Nível de potência sonora por unidade de comprimento da fonte	[dB]
P	Amplitude da pressão sonora	[Pa]
$P(t)$	Pressão acústica instantânea	[Pa]
P_a	Pressão estática	[kPa]
P_o	Pressão sonora de referência	[Pa]
P_s	Pressão estática	[mca]
PT	Pressão total	[Pa]
q	Distância entre os centros da entrada e saída diagonal	[m]
Q, Q_a, Q_b	Vazão do fluxo de ar	[m ³ /s]
Q_v	Velocidade do fluxo de volume	[m ³ /h]
r	Raio	[m]
r	Módulo de vibração	[-]
R, K	Fator para cada banda de oitava	[-]
R_b	Raio dos elementos girantes	[m]
R_e	Raio da pista externa	[m]
R_i	Raio da pista interna	[m]
R_m	Raio médio de rotação dos elementos girantes	[m]
S	Área	[m ²]
S_0	Superfície unitária 1m ²	[m ²]
S_e	Área de uma casca esférica	[m ²]
S_l	Área com revestimento	[m ²]
S_o	Área de saída	[m ²]
S_s	Área de uma casca semi-esférica	[m ²]
T	Período	[1/Hz]
t	Tempo	[s]
T_{ar}	Temperatura do ar ambiente	[°C]
t_i	Tempo na i-ésima	[s]
V_p	Velocidade periférica	[m/s]
V_{tr}	Velocidade tangencial do diâmetro externo do rotor	[m/s]

Símbolo	Denominação	Unidade
\bar{V}	Velocidade média quadrática das vibrações da estrutura em espaço e tempo	[m/s]
W	Potência sonora da fonte	[W]
W	Potência	[W]
W_0	Potência de referência	[W]
α	Coefficiente de absorção sonora	[-]
ΔT	Diferença entre a temperatura máxima e ambiente externo	[°C]
λ	Comprimento de onda	[m]
σ_{rad}	Eficiência de radiação	[-]
τ	Coefficiente de transmissão sonora	[-]
ω	Frequência	[rad/s]
ρ	Massa específica do meio onde se propaga a onda sonora	[kg/m ³]
$2a$	Comprimento da superfície de medição	[m]
$2b$	Largura da superfície de medição	[m]
$2c$	Altura da superfície de medição	[m]
$2p$	Números de pólos	[-]

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

1.1 Apresentação do Problema

A grande demanda pelo conforto acústico e controle de ruído e vibrações exige soluções de engenharia e desenvolvimento de materiais e processo para os problemas de ruído. Atualmente, o mercado mundial de motores elétricos está cada vez mais exigente em relação aos níveis de ruído produzidos por estes equipamentos. Os requisitos fundamentais e especificações rigorosas na fase de projeto de motores de indução são exigidos e apoiados por legislações, dando proteção ao homem contra o meio ambiente poluído acusticamente. Nos países industrialmente desenvolvidos essas leis são ainda mais severas.

Desta forma, existe uma grande preocupação por parte dos fabricantes de motores elétricos em adaptar seus produtos para atender a estas exigências. Os maiores desafios estão nos motores elétricos de médio e grande portes, com potências que variam de 100kW a 50.000kW e tensões de 220V a 13,8 kV, cujos níveis de ruído gerados estão acima dos níveis permitidos pelas legislações. Assim, há uma necessidade de atenuar o ruído gerado, sem agregar custos elevados ao produto final, tornando-o mais competitivo.

Um motor de indução é um complexo gerador de ruído, devido às vibrações de seus componentes e ao fluxo do ar de refrigeração. O ruído nestes motores pode ser classificado em três categorias: magnético, mecânico e aerodinâmico.

Este trabalho de dissertação aborda a identificação das principais fontes de ruído provenientes de motores de indução trifásicos de médio e grande portes com dois tipos de resfriamento específicos: motores abertos (IC01) e motores fechados (IC611).

A potência útil fornecida pelo motor na ponta de eixo é menor que a potência absorvida da linha de alimentação, isto é, o rendimento do motor é sempre inferior a 100%. A diferença entre as duas potências representa as perdas, que são transformadas em calor. Para evitar excessiva elevação da temperatura no enrolamento, este calor deve ser dissipado através da superfície externa da carcaça ou de algum dispositivo de refrigeração (trocadores de calor, dutos, etc.). Esta dissipação é normalmente auxiliada por um ventilador montado no próprio

eixo do motor. A maneira pela qual é feita a troca de calor entre as partes aquecidas do motor e o ar ambiente define o “Sistema de Refrigeração” do motor.

A classificação dos métodos de resfriamento foi definida conforme a norma ABNT-NBR 5110 [1] e/ou IEC-60034-6 [2]. A designação IC611 é para o sistema de refrigeração onde a circulação do fluido (ar) é dependente da rotação do eixo do motor e a troca térmica é feita através de um trocador de calor com tubos, como mostra a Figura 1.1. A designação IC01 representa o sistema de refrigeração onde a circulação do fluido (ar) é dependente da rotação do eixo do motor e a troca térmica é feita através da passagem do ar ambiente internamente ao motor, mostrado na Figura 1.2.

A Figura 1.1 ilustra também os principais componentes construtivos de um motor de indução.

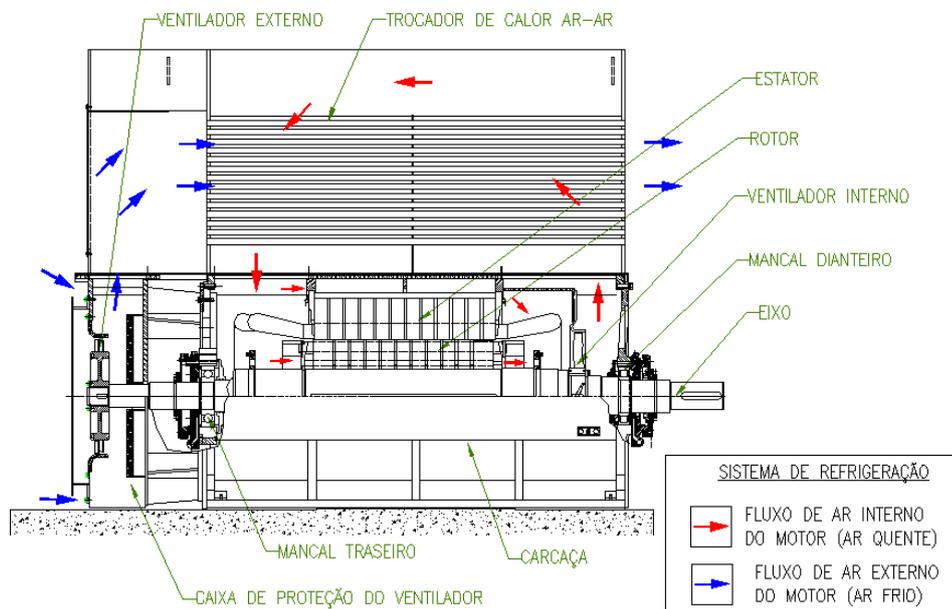


Figura 1.1 – Componentes principais do motor e sistema de refrigeração IC611.

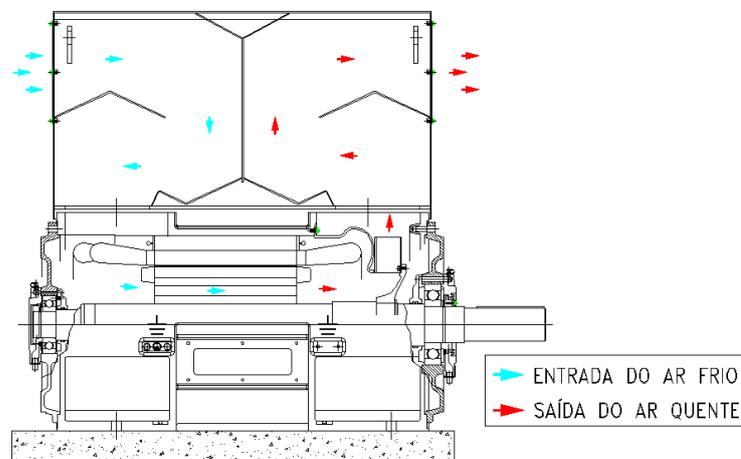


Figura 1.2 – Ilustração do motor aberto com sistema de refrigeração IC01.

Assim, para contribuir na redução do nível de ruído nos motores de indução, este trabalho apresenta um estudo sobre as principais fontes de ruído em motores de indução, formas de controle e a análise através de ensaios experimentais de soluções encontradas para redução do nível de ruído.

A maioria dos autores divide as principais fontes de ruído em motores de indução basicamente em três categorias: ventilação, mecânica e magnética:

Harris [3] dividiu as principais fontes conforme mostrado na Figura 1.3:

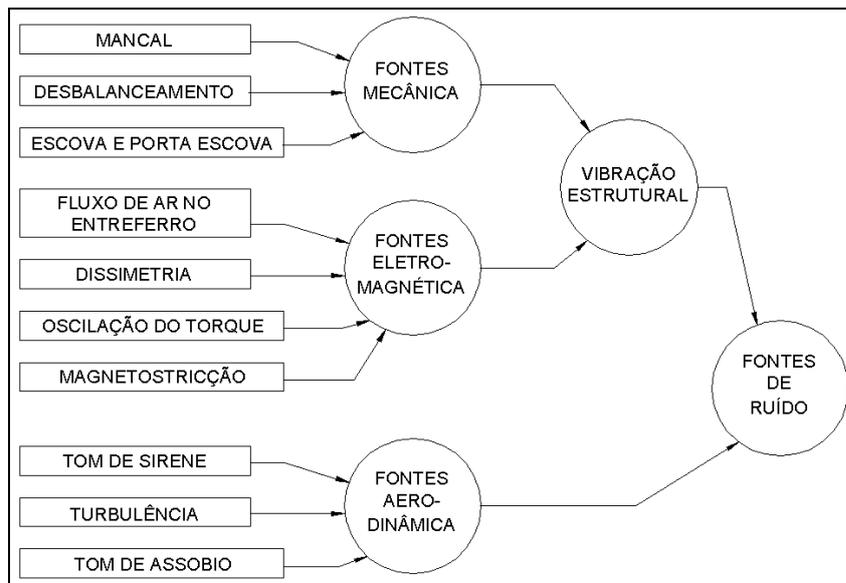


Figura 1.3 – Principais fontes de ruído em motores elétricos

Barron [5] descreveu que para motores com sistema de refrigeração IC01 (abertos) o nível de potência sonora em dB(A) pode ser correlacionada em termos da potência nominal (HP) e da velocidade de rotação (RPM) do motor:

$$NWS(A) = 65dB(A) \quad (\text{para } < 7 \text{ HP}) \quad , \quad (1.1)$$

$$NWS(A) = 20.\log_{10}(HP) + 15.\log_{10}(n) - 3 \quad (\text{para } \geq 7 \text{ HP}) \quad . \quad (1.2)$$

Finley [6] escreveu em 1991 que 90dB(A), sem carga, era considerado um nível baixo de ruído em um motor de indução. Atualmente, muitos usuários estão exigindo dos fabricantes de motores limite de ruído do motor em 85 dB(A). Os fabricantes de motores antecipam que este limite de ruído deverá cair para 80 dB(A), ou abaixo, nos próximos anos. Finley citou, também, que com a instalação de silenciadores há uma redução significativa no ruído de origem aerodinâmica, podendo-se reduzir o ruído em até 10 dB sem aumentar a temperatura do motor.

Webb [7] descreveu que o ruído originado pelos mancais normalmente não é um problema, exceto para aplicações muito silenciosas. Para aplicações muito silenciosas, mancais de deslizamento podem ser utilizados ao invés de mancais de rolamento.

Como regra geral, motores fechados (IC611) têm a tendência de possuir nível de ruído mais elevado do que motores abertos (IC01) devido à grande quantidade de ar refrigerante que é requerido para manter a temperatura controlada.

1.2 Motivação

O que motivou este trabalho foi a observação da tendência do mercado global em exigir motores de indução trifásicos com nível de ruído cada vez mais baixo. A maneira mais eficiente de reduzir o ruído é atacando diretamente suas fontes. Assim, em motores de indução de médio e grande portes, a redução do ruído utilizando silenciadores e materiais para absorção sonora são de grande importância.

As otimizações dos sistemas de atenuadores de ruído devem ser feitas durante a fase de concepção do motor de indução e é fundamental para garantir baixos níveis de ruído. O grande desafio está em aliar esta solução sem prejudicar o comportamento térmico do motor e também sem agregar custo excessivo ao produto final.

Nesse trabalho, o objetivo do estudo são motores de indução trifásicos de médio e grande portes com potências acima de 100kW e tensões entre 220V a 13,8kV.

1.3 Objetivo Geral do Trabalho

Tem-se como objetivo geral do trabalho estudar o ruído gerado por motores de indução, apresentando as principais fontes de ruído e suas causas, assim como suas características típicas, tais como: nível do ruído e frequência. Analisar as formas de controle do ruído aplicável em motores de indução. Dos ensaios experimentais, avaliar a eficiência e a redução do nível de ruído através das soluções encontradas a partir do estudo do controle de ruído apresentado, tendo como objetivo principal a otimização de silenciadores de ruído.

1.4 Objetivos Específicos do Trabalho

Este trabalho tem como objetivos específicos:

- apresentar de forma sucinta os conceitos fundamentais em acústica que serão aplicados nesse estudo;

- apresentar as principais normas e legislações nacionais e internacionais pertinentes ao assunto de nível de ruído em motores de indução;
- identificar as fontes principais do ruído destes motores;
- realizar ensaios experimentais em protótipos com silenciadores de ruído otimizados;
- comparar os resultados dos protótipos com os silenciadores utilizados atualmente por um fabricante de motor de indução.

1.5 Descrição do Trabalho

No primeiro capítulo é apresentada a importância deste trabalho, os objetivos e uma sucinta revisão bibliográfica destacando as principais fontes de ruído em motores de indução.

O segundo capítulo apresenta os conceitos fundamentais em acústica necessários para a compreensão do trabalho, tais como: pressão, intensidade e potência sonoras, velocidade do som, escala decibel, classificação de fontes sonoras e a avaliação do ruído no ouvido humano.

A medição e análise de ruído e vibrações, os instrumentos, normas e procedimentos para a medição do ruído em motores de indução são apresentados no Capítulo 3.

As principais fontes de ruído nos motores de indução, a identificação de suas causas e as características típicas do ruído são desenvolvidos no quarto capítulo.

No quinto capítulo serão abordadas as principais técnicas de controle de ruído proveniente de cada fonte apresentada no capítulo anterior. Como a fonte de ruído predominante nos motores de indução é causada pela ventilação, será dada uma ênfase no controle desta fonte. Neste capítulo serão abordadas também as principais normas e legislações referentes ao nível de ruído em motores de indução.

Os resultados obtidos durante os ensaios serão mostrados no Capítulo 6, sendo dividido em três grupos: redução do ruído na fonte, na transmissão e a comparação de materiais de absorção acústica.

As conclusões finais e sugestões para trabalhos futuros estão apresentadas no sétimo capítulo.

CAPÍTULO 2 - CONCEITOS FUNDAMENTAIS EM ACÚSTICA

2.1 Introdução

O som é um distúrbio físico em um meio que é capaz de ser detectado pelo ouvido humano. O meio em que as ondas sonoras se propagam proporciona os efeitos de inércia e compressibilidade.

As ondas sonoras no ar são caracterizadas pelas variações de pressão em torno da pressão estática da atmosfera (aproximadamente 10^5 Pascal). A sensação do som só ocorrerá quando a amplitude destas flutuações e a frequência com que elas se repetem estiverem dentro de determinada faixa de valores.

O som é parte da vida diária e apresenta-se, por exemplo, como: música, canto dos pássaros, ondas do mar, etc. Entretanto, na sociedade moderna, muitos sons são desagradáveis e indesejados, e esses são definidos como ruído. O efeito do ruído no indivíduo não depende somente das suas características (amplitude, frequência, duração, etc), mas também da atitude do indivíduo frente a ele.

Neste capítulo, serão abordados os conceitos fundamentais sobre acústica tais como: pressão sonora, velocidade do som, escala decibel, intensidade, potência e pressão sonora.

2.2 Ondas de Pressão Sonora

O som é gerado pela variação da pressão no meio. Pode ser representado por uma sequência de compressões e rarefações do meio em que se propaga. Não há deslocamento permanente das moléculas, ou seja, não há transferência de matéria, apenas de energia.

A taxa de ocorrência da flutuação completa de pressão é conhecida como frequência. Esta é dada em ciclos por segundo, ou ainda designada internacionalmente por Hertz (Hz). O ouvido humano não é igualmente sensível ao longo de todas as frequências. A audibilidade depende da frequência e da amplitude. Na faixa de frequências entre 20 Hz e 20.000 Hz as ondas podem ser audíveis.

É suficiente uma pequena variação de pressão acústica para produzir um ruído desconfortável (10 N/m^2). Por outro lado, a sensibilidade do ouvido humano é tal que uma pressão de $2 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2$ pode ser detectada, caso esteja na faixa mais sensível de audição (entre 1000 Hz e 4000 Hz).

Para muitos tipos de máquinas, a potência sonora emitida pode ser estimada como uma função da potência mecânica ou elétrica. Esta fração, tipicamente entre 1×10^{-4} e 1×10^{-5} , ou seja, entre 0,01% a 0,001%, é conhecida como eficiência acústica.

Controlar o ruído na fonte significa reduzir a eficiência acústica desta. Alguns métodos mais práticos de controle de ruído de máquinas já em funcionamento consistem na absorção ou no isolamento do fluxo de energia entre a fonte e o receptor.

2.3 Velocidade do Som nos Fluidos

O som se propaga no ar a uma velocidade que depende apenas da temperatura ambiente. Para o ar a $20 \text{ }^\circ\text{C}$, a velocidade do som (c) é 343m/s. De uma maneira aproximada pode-se escrever, para temperaturas em torno da ambiente,

$$c = 331 + 0,6.T_{ar} \quad (\text{m/s}) \quad , \quad (2.1)$$

onde T_{ar} é a temperatura do ar, em graus Celsius.

O comprimento de onda é definido pela distância entre dois picos consecutivos de pressão acústica (ver Figura 2.1).

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (\text{m}) \quad , \quad (2.2)$$

onde c é a velocidade do som no meio em m/s;

f é a frequência em Hz.

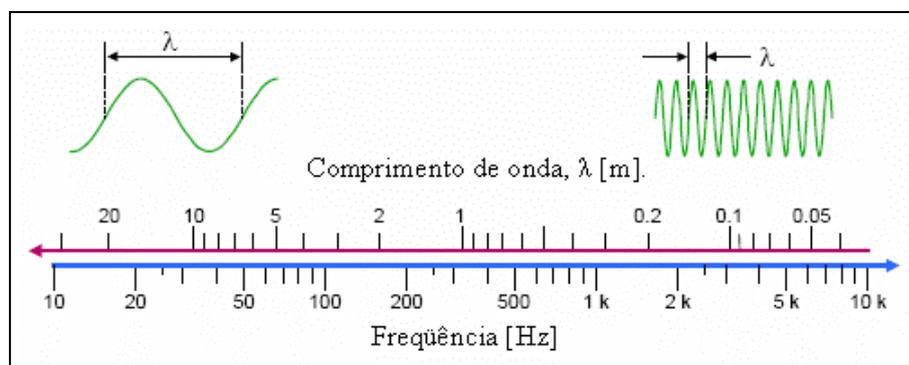


Figura 2.1 – Relação entre comprimento de onda e frequência

2.4 Propagação do Som

Teoricamente o som se propaga em forma de ondas esféricas a partir de uma fonte pontual. Duas situações podem dificultar este modelo simples: a presença de obstáculos na

trajetória de propagação e, em campo aberto, a não uniformidade do meio, causada por ventos e/ou gradientes de temperaturas.

Se uma onda sonora encontra um obstáculo com dimensões menores do que o seu comprimento de onda, o efeito não é perceptível, ocorrendo o oposto se a dimensão do obstáculo for comparável ao comprimento de onda do som. Portanto, para impedir a passagem de som, barreiras devem ser colocadas próximas da fonte ou do receptor, e suas dimensões devem ser três a cinco vezes o comprimento de onda do som envolvido.

Vibrações de superfície de sólidos produzem excitações no ar e, desta forma, ruído gerado. Qualquer processo que provoque flutuações no ar pode gerar ondas sonoras. Exemplo: movimento das pás de um ventilador e escoamentos turbulentos.

2.5 Definição dos Níveis de Medição Acústica:

2.5.1 Nível de Intensidade Sonora (*NI*) – Definição do decibel:

A intensidade sonora (*I*) é definida como a quantidade média de energia, na unidade de tempo, que atravessa uma área unitária perpendicular à direção de propagação da onda. A unidade da intensidade sonora é o Watt por metro quadrado (W/m²).

Como o ouvido humano é capaz de responder a uma faixa muito larga de amplitudes de intensidade sonora, ou seja, a intensidade sonora do limiar da dor é cerca de 10¹⁴ vezes a intensidade sonora capaz de causar a sensação de audição, a escala linear torna-se inadequada para representar essas grandezas. É, então, utilizada a escala logarítmica (logaritmo decimal). Para isto define-se a escala decibel. Para valores de intensidades sonoras de 1 a 10¹⁴ correspondem 140 divisões, ou seja, 140 dB.

Observe que o decibel não é uma unidade e sim uma escala usada para facilitar a representação de grandezas que possuem ampla faixa de variação.

Um outro aspecto importante da escala dB é que apresenta uma correlação com a audibilidade humana muito melhor do que a escala linear absoluta.

O Nível de Intensidade Sonora *NI* é definido por:

$$NI = 10 \cdot \log\left(\frac{I}{I_0}\right) \quad (\text{dB}) \quad , \quad (2.3)$$

onde *I* é a intensidade sonora em Watts/m²

*I*₀ é a intensidade de referência = 10⁻¹² Watts/m² (corresponde aproximadamente à intensidade de um tom de 1000 Hz que é levemente audível pelo ouvido humano normal).

NI é o Nível de Intensidade Sonora medido em dB

Uma variação de 2 vezes na intensidade sonora corresponde a uma variação de 3 dB.

$$NI = 10 \cdot \log\left(\frac{2 \cdot I}{I_0}\right) = 10 \cdot \log\left(\frac{I}{I_0}\right) + 10 \cdot \log(2) = 10 \cdot \log\left(\frac{I}{I_0}\right) + 3 \text{ dB} \quad (\text{W/m}^2) \quad . \quad (2.4)$$

2.5.2 Nível de Pressão Sonora (NPS):

O Nível de Pressão Sonora é definido por:

$$NPS = 10 \cdot \log\left(\frac{P^2}{P_0^2}\right) = 20 \cdot \log\left(\frac{P}{P_0}\right) \quad (\text{dB}) \quad , \quad (2.5)$$

onde P é a amplitude de pressão sonora em N/m^2 ;

P_0 é o valor de referência da pressão sonora = $20 \times 10^{-6} \text{ N/m}^2 = 20 \mu\text{Pa}$ e corresponde ao limiar da audição em 1000 Hz;

NPS é o nível de pressão sonora expresso em dB.

Um campo livre (aberto ou infinito) é definido como aquele onde não há obstruções à propagação da onda sonora, não havendo reflexões. Além disso, considera-se que não exista nenhuma outra fonte sonora além daquela em estudo. Em um campo livre, o módulo da intensidade sonora se relaciona com a pressão sonora através da equação:

$$I = \frac{P^2}{\rho \cdot c} \quad (\text{W/m}^2) \quad , \quad (2.6)$$

onde ρ é a massa específica do meio onde se propaga a onda sonora em kg/m^3 ;

Portanto, para uma fonte pontual esférica, a distância considerável da fonte em um campo livre, o Nível de Intensidade Sonora (NI) é numericamente igual ao Nível de Pressão Sonora (NPS).

$$NI = 10 \cdot \log\left(\frac{I}{I_0}\right) = 10 \cdot \log\left(\frac{P^2 \cdot \rho \cdot c}{\rho \cdot c \cdot P_0^2}\right) = 10 \cdot \log\left(\frac{P^2}{P_0^2}\right) = NPS \quad (\text{dB}) \quad . \quad (2.7)$$

Uma variação de 2 vezes na pressão sonora corresponde a uma variação de 6 dB no nível de Pressão Sonora.

$$NPS = 10 \cdot \log\left[\frac{(2P)^2}{P_0^2}\right] = 10 \cdot \log\left[\frac{P^2}{P_0^2}\right] + 10 \cdot \log(2^2) = 10 \cdot \log\left[\frac{P^2}{P_0^2}\right] + 6 \text{ dB} \quad (\text{dB}) \quad . \quad (2.8)$$

A Figura 2.2 (Brüel & Kjaer [20]), mostra alguns valores típicos de pressão sonora e os correspondentes Níveis de Pressão Sonora para situações do dia a dia. A vantagem do uso do decibel pode ser vista claramente nesta Figura. Valores muito pequenos da pressão sonora,

tal como o limiar da audição (20 μPa) e valores muito maiores, como o limiar da dor (100 Pa) em escala linear, são convertidos para os valores dos Níveis de Pressão Sonora na escala decibel, resultando valores mais fáceis de trabalhar: 0 dB para o limiar da audição e 140 dB para o limiar da dor.

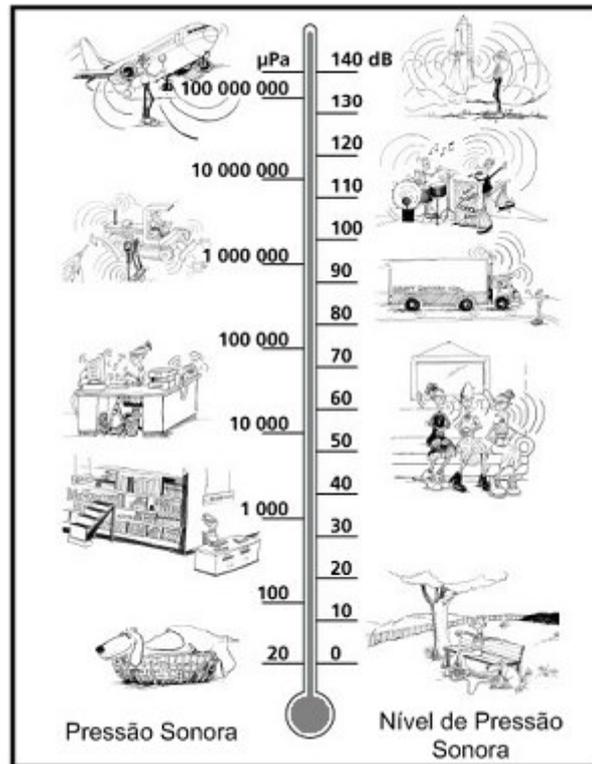


Figura 2.2 - Valores típicos de pressão sonora em μPa e de NPS em dB.

2.5.3 Nível de Potência Sonora (NWS)

Uma terceira e importante grandeza acústica a ser definida é o Nível de Potência Sonora. A potência sonora de uma fonte é a energia acústica total emitida pela fonte por unidade de tempo. O Nível de Potência Sonora de uma fonte é definido por:

$$NWS = 10 \cdot \log \left(\frac{W}{W_0} \right) \quad (\text{dB}) \quad , \quad (2.9)$$

onde, W é a potência sonora da fonte, em Watts;

W_0 é igual a 10^{-12} Watts representa a potência de referência (análoga à intensidade I_0).

A potência sonora é dependente apenas da própria fonte e independe do meio onde ela se encontra.

Se o nível de pressão sonora NPS de uma máquina for medido em um determinado ambiente, quando essa máquina for levada a um outro ambiente, a pressão sonora provavelmente mudará bastante, mas a potência sonora W permanece inalterada. O ambiente exerce influência na pressão sonora pela introdução de absorções e reflexões.

É importante a medição da potência sonora emitida por qualquer máquina. A partir dos dados obtidos é possível calcular a pressão sonora em qualquer ambiente, desde que sejam conhecidos o tamanho, a forma e a absorção das paredes do ambiente. A intensidade sonora, como já foi visto, é a energia W passando por uma área S (m^2) por unidade de tempo, ou seja:

$$I = \frac{W}{S} \quad . \quad (2.10)$$

Para a intensidade sonora de referência pode-se escrever:

$$W_0 = I_0 \cdot 1 \quad . \quad (2.11)$$

Assim o nível de potência sonora fica:

$$NWS = 10 \cdot \log\left(\frac{W}{W_0}\right) = 10 \cdot \log\left(\frac{I \cdot S}{I_0 \cdot 1}\right) = 10 \cdot \log\left(\frac{I}{I_0}\right) + 10 \cdot \log(S) \quad (\text{dB}) \quad (2.12)$$

ou

$$NWS = NI + 10 \cdot \log(S) \quad . \quad (2.13)$$

Mas, para campo livre tem-se:

$$\frac{I}{I_0} = \frac{P^2}{\rho \cdot c} \cdot \frac{\rho \cdot c}{P_0^2} = \frac{P^2}{P_0^2} \quad . \quad (2.14)$$

Considerando um campo livre, ou seja, sem nenhum obstáculo à propagação do som. Tomando a área de uma casca esférica de raio r em torno da fonte:

$$S_e = 4 \cdot \pi \cdot r^2 \quad (m^2) \quad , \quad (2.15)$$

O nível de potência sonora em termos do nível de pressão sonora fica:

$$NWS = NPS + 10 \cdot \log(4 \cdot \pi \cdot r^2) \quad ,$$

Ou:

$$NWS = NPS + 10 \cdot \log(r^2) + 10 \cdot \log(4\pi) \quad ,$$

Ou ainda:

$$NWS = NPS + 20 \cdot \log(r) + 11 \quad (\text{dB}) \quad . \quad (2.16)$$

Considerando o caso de uma casca semi-esférica, a potência sonora fica:

$$S_s = 2 \cdot \pi \cdot r^2 \quad , \quad (2.17)$$

e então se obtém:

$$NWS_1 = NPS + 20 \cdot \log(r) + 8 \quad , \quad (2.18)$$

onde NWS_1 é o nível de potência sonora por unidade de comprimento da fonte;

Se é a área de uma casca esférica;

S_s é a área de uma casca semi-esférica.

A potência sonora pode ser determinada em câmara anecóica, câmara reverberante ou usando o medidor de intensidade sonora (técnica de dois microfones). A potência sonora pode também ser determinada em campo através do método de comparação usando uma fonte calibrada.

2.6 Adição de Níveis de Pressão Sonora

Considere-se que duas máquinas geram cada uma, num determinado ponto de medição, os níveis de pressão sonora NPS_1 e NPS_2 não correlacionado respectivamente (ver Figura 2.3). O nível total NPS_t que essas máquinas produzirão nesse mesmo ponto, quando operadas simultaneamente, corresponde à soma dos níveis NPS_1 e NPS_2 . Entretanto, quando se usa a escala dB, os níveis de pressão sonora NPS_1 e NPS_2 não podem ser somados diretamente.

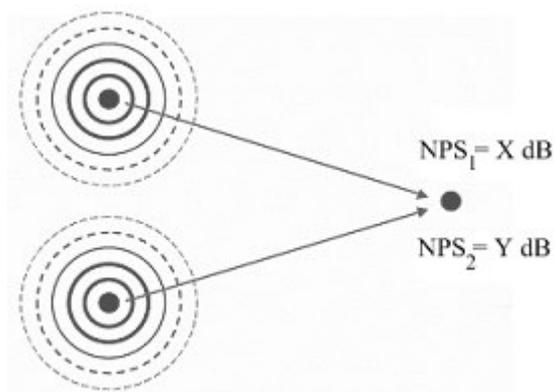


Figura 2.3 – Duas fontes que geram no ponto de medição os níveis de pressão sonora NPS_1 e NPS_2 .

O nível de pressão sonora resultante pode ser obtido através da expressão:

$$NPS_R = 10 \log \left[10^{\frac{NPS_1}{10}} + 10^{\frac{NPS_2}{10}} \right] \text{ dB} \quad (2.19)$$

Pode-se observar que quando duas fontes geram cada uma o mesmo nível de pressão sonora ($NPS_1 = NPS_2$), o valor de NPS_R é igual a 3 dB maior que os níveis destes isolados.

De uma maneira genérica, quando o problema for somar o ruído de várias máquinas que operam simultaneamente (ruído não correlacionado), conhecendo-se os níveis individuais de pressão sonora de cada uma das máquinas, tem-se:

$$NPS_t = 10 \cdot \log \left(10^{\frac{NPS_1}{10}} + 10^{\frac{NPS_2}{10}} + 10^{\frac{NPS_3}{10}} + \dots + 10^{\frac{NPS_n}{10}} \right) \quad (2.20)$$

2.7 Subtração do Ruído de Fundo

Quando se efetuam medições dos níveis de pressão sonora, deve-se considerar a influência do ruído de fundo, isto é, o ruído ambiental gerado por outras fontes que não o objeto estudado (ver Figura 2.4.).

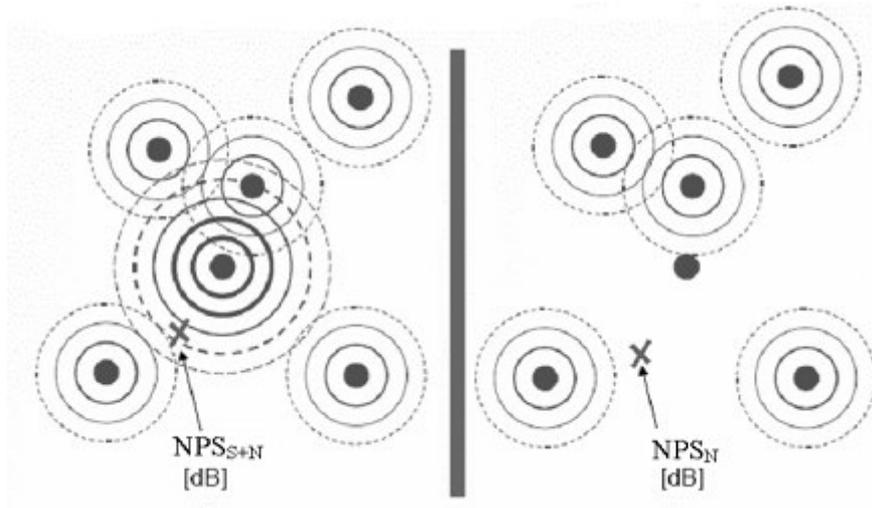


Figura 2.4 – Estimativa do nível de ruído de uma máquina na presença de ruído de fundo

O ruído de fundo não deve mascarar o sinal de interesse, o que significa que o ruído do sinal deva estar no mínimo 10 dB acima do nível de fundo.

A operação de “subtração” de decibéis poderá ser realizada por meio do gráfico da Figura 2.5. O procedimento para subtrair o ruído de fundo utilizando o gráfico da Figura 2.5, para ruído não correlacionado, é o seguinte:

- Medir o nível de ruído total – ruído de fundo juntamente com o ruído da máquina NPS_{S+N} ;
- Desligar a máquina e medir o nível de ruído de fundo NPS_N ; na maioria dos casos é possível desligar a máquina, já que o ruído de fundo normalmente não pode ser “desligado”;
- Calcular a diferença ΔNPS entre os dois níveis sonoros. Se for menor que 3 dB, o nível de ruído de fundo é muito alto para uma medição confiável. Se apresentar um valor entre 3 a 10 dB, uma correção será necessária;
- Nenhuma correção será necessária se a diferença for maior que 10 dB;
- Para fazer a correção, entrar no gráfico da Figura 2.5 com o valor da diferença ($NPS_{S+N} - NPS_N$), subindo até a curva; em seguida, obter ΔL no eixo das ordenadas. Subtrair o valor obtido ΔNPS do nível de ruído NPS_N . O resultado obtido será o nível de ruído da máquina NPS_t . O mesmo procedimento pode ser usado para subtração dos níveis de potência sonora ou níveis de intensidade sonora.

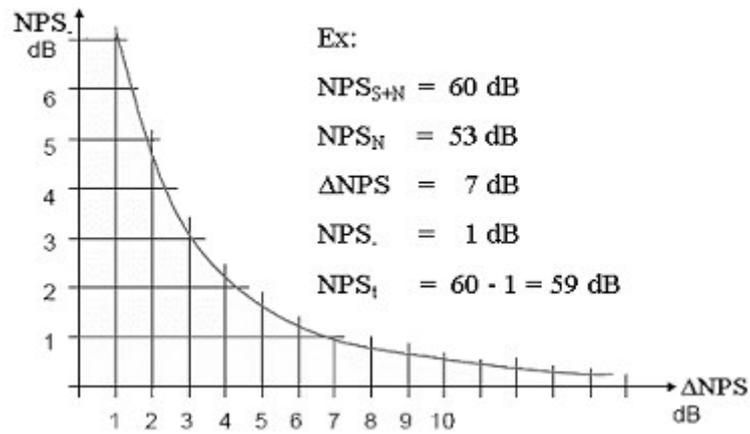


Figura 2.5 – Subtração do ruído de fundo

2.8 Principais Tipos de Fonte Sonora

Uma fonte sonora de pequenas dimensões ($\ll \lambda$), geradora de ondas esféricas chama-se *fonte pontual*. Para tal fonte, a lei do inverso do quadrado da distância indica que a pressão sonora cai à metade de seu valor ao se dobrar a distância da fonte. Isso corresponde a uma queda de 6 dB no nível de pressão sonora para cada duplicação da distância da fonte pontual. Muitas fontes de ruído são freqüentemente modeladas como fontes pontuais (ver Figura 2.6 - Brüel & Kjaer [20]).

Um outro tipo de fonte sonora é a *fonte linear*. Fontes sonoras modeladas como lineares são tubulações por onde escoam gases a altas velocidades e vias de tráfego veicular, como rodovias de alta velocidade com elevada densidade de trânsito. Diferentemente da fonte pontual, o nível de pressão sonora da fonte linear cai 3 dB ao se dobrar a distância da fonte, pois o som espalha-se a partir da fonte linear com uma frente de onda cilíndrica.

Existe uma situação particular, onde o nível de pressão sonora não cai com a distância da fonte. Um alto-falante é, nas baixas freqüências, um irradiador de ondas esféricas. Ocorre que quando um alto-falante irradia som dentro de um tubo metálico com parede espessa, não haverá perda de energia através deste. Quando o comprimento de onda do som irradiado pelo alto-falante é muito maior que o diâmetro do tubo, a propagação sonora ao longo do tubo se dará na forma de ondas planas. Nesta situação, o nível de pressão sonora será uniforme em qualquer seção transversal e constante ao longo do tubo, não ocorrendo, portanto queda do nível sonoro com a distância do alto-falante. Uma propagação com estas características é gerada no chamado tubo de impedância, que é utilizado para obtenção do coeficiente de absorção sonora de uma amostra de material colocada na extremidade do tubo oposta ao do alto-falante.

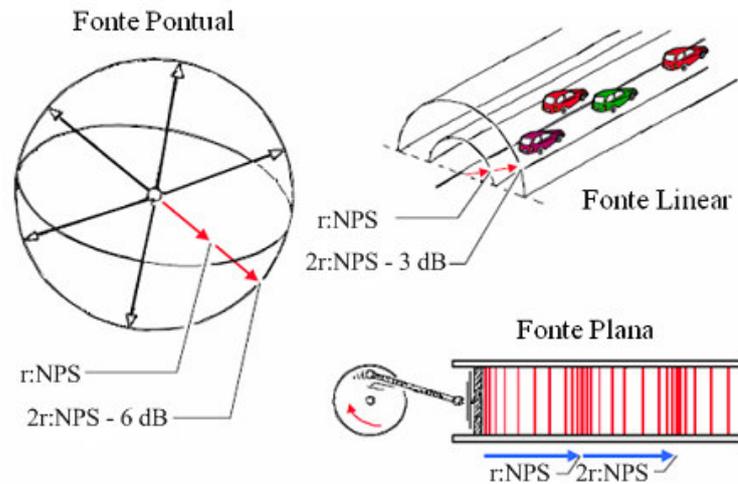


Figura 2.6 – Tipos de fontes sonoras

2.9 Avaliação do Ruído Pelo Ouvido Humano

2.9.1 Área de Audição dos Seres Humanos

A curva A da Figura 2.7 (Brüel & Kjaer [20]), representa o limiar da audibilidade, e indica que o sistema auditivo é mais sensível em torno de 3 kHz. Outra forma de interpretar esse resultado é que tons puros em frequências ao redor de 3 kHz estimulam a audição com menores níveis sonoros que em outras frequências. Observa-se ainda, que o estímulo da audição requer níveis sonoros cada vez mais elevados à medida que a frequência de tons puros cai abaixo dos 200 Hz, e que o sistema auditivo não é sensibilizado por sons inferiores a 20 Hz e acima de 20 kHz, aproximadamente.

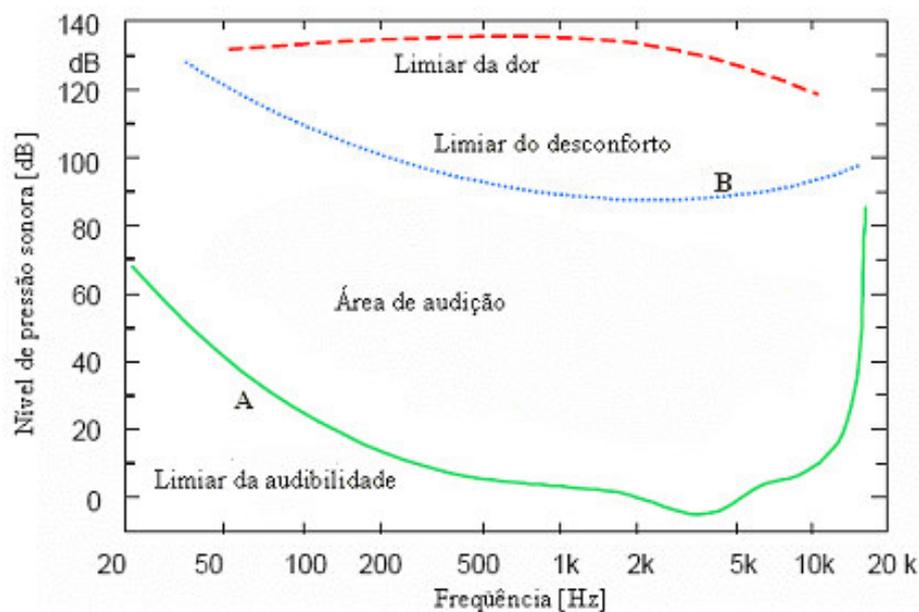


Figura 2.7 – Campo de audição do ouvido humano.

A curva B da Figura 2.7 apresenta limites de “desconforto auditivo”. Essa sensação começa a ser sentida a partir de 120 dB nas baixas e altas frequências, e entre 100-120 dB,

aproximadamente, para frequências onde a sensibilidade auditiva é maior. Acréscimos subsequentes dos níveis sonoros provocam um aumento do desconforto auditivo, até o ponto em que há sensação de dor. O limiar do desconforto auditivo é um aviso de que os níveis sonoros estão se tornando perigosamente elevados, podendo ocorrer lesões.

A região compreendida entre as curvas A e B da Figura 2.7 é a chamada *área de audição*, onde normalmente ocorrem as experiências auditivas dos seres humanos. Essa é uma área com duas dimensões: a vertical, que corresponde aos níveis de pressão sonora; e a horizontal, que corresponde às frequências que sensibilizam o sistema auditivo.

2.9.2 Sensação Subjetiva de Intensidade dos Sons (Audibilidade)

A fim de mensurar subjetivamente a intensidade dos sons, foi criada uma grandeza psicoacústica, chamada *nível de audibilidade*. O nível de audibilidade é função do nível sonoro e da frequência do som. O nível sonoro de tom puro em 1.000 Hz passou a ser a medida do nível de audibilidade, cuja unidade é chamada de *fone*.

Vários pontos na área de audição foram investigados, e construíram-se curvas ligando os pontos de mesmo nível de audibilidade. Tais curvas são atualmente denominadas *isoaudíveis* (mesmo nível de audibilidade), ou *isofônicas* (mesmo valor de fones). A Figura 2.8 apresenta as curvas isofônicas para tons puros. Devido à sua importância essas curvas foram normalizadas pela ISSO 226 [33] (*International Organization for Standardization*).

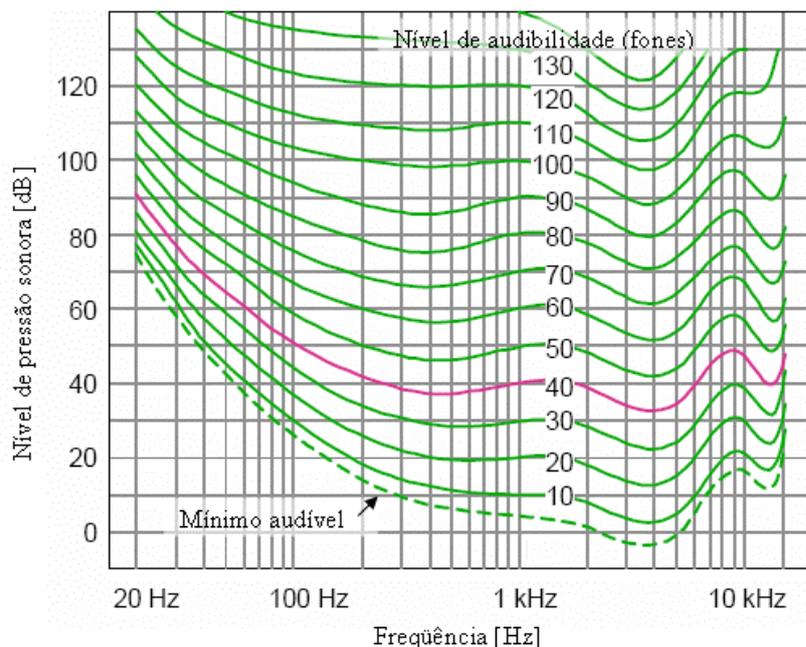


Figura 2.8 – Curvas de mesmo nível de audibilidade para tons puros.

Para as curvas isofônicas com maiores níveis de audibilidade, a variação dos níveis sonoros com a frequência de uma determinada curva isoaudível diminui; ou seja, as curvas

isofônicas ficam mais planas. Por exemplo, a faixa de variação dos níveis de pressão sonora da isofônica 90 fones é de 40 dB, aproximadamente.

2.9.3 Escalas para avaliação do ruído: Curvas de ponderação A, B, C e D:

Para a avaliação subjetiva do ruído acústico são então usadas curvas de ponderação chamadas A, B, C e D, conforme mostrado na Figura 2.9, (Brüel & Kjaer.[21]). Estas curvas fornecem as correções dos níveis de pressão sonora necessários em cada frequência para dar a mesma audibilidade aparente que um ruído em 1000 Hz. A curva de 40 fones invertida deu origem à curva de ponderação A mostrada na Figura 2.9. as curvas B e C foram geradas a partir das curvas de 70 fone e 100 fone, respectivamente.

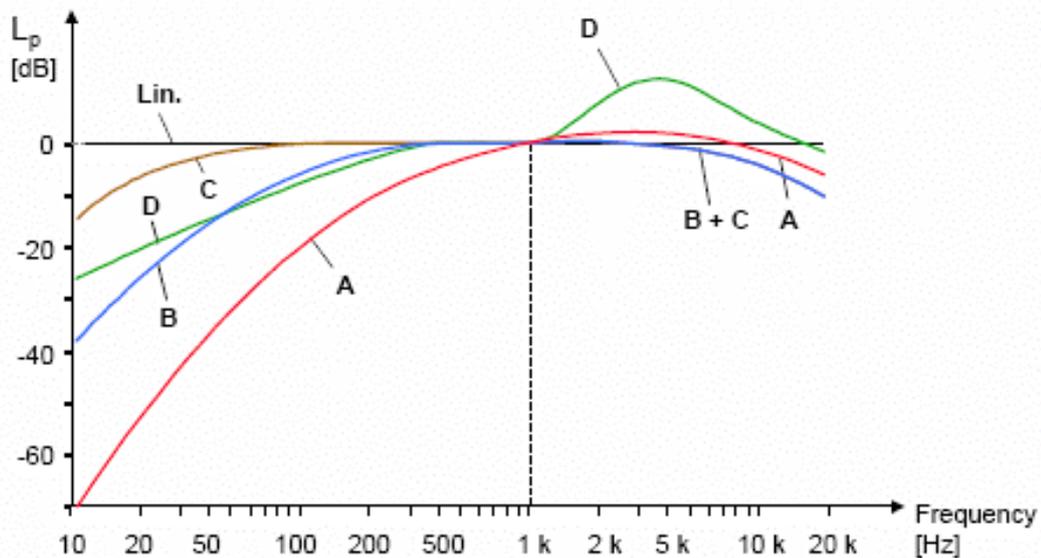


Figura 2.9 – Curvas de ponderação A, B, C e D.

Atualmente, a curva A é altamente utilizada, servindo de base para diversos índices de avaliação do ruído

2.10 Conclusões

- Neste capítulo foram apresentados os conceitos fundamentais em acústica necessários para compreensão do trabalho.
- O sistema auditivo é mais sensível em frequências próximas a 3 kHz e menos sensível a baixa frequência.
- A curva de ponderação A é a mais indicada para medição do ruído em motores de indução, pois fornece valores que são bem correlacionados com a perda de audição por ruído e é indicado pela maioria das normas e legislações relativas ao ruído.

CAPÍTULO 3 - MEDIÇÃO E ANÁLISE DE RUÍDO E VIBRAÇÃO

3.1 Introdução

A medição e análise de ruído e vibrações exercem um papel de grande importância para o desenvolvimento e melhoria da qualidade dos produtos.

Medições acústicas fornecem informações de amplitude, de frequência e de fase dos sons em geral, e particularmente de ruídos, permitindo:

- Identificar e localizar fontes de ruído dominantes;
- Selecionar métodos, dispositivos e materiais para o controle de ruído;
- Avaliar e comparar soluções de controle de ruído;
- Verificar o atendimento a normas e legislações de controle de ruído;
- Determinar a potência de fontes sonoras;
- Avaliar a qualidade acústica de um recinto, sua adequação para determinado uso.

Os instrumentos para análise dos sinais de ruído e vibrações, tais como: acelerômetros, microfones, alto-falantes, excitadores eletrodinâmicos, dentre outros, são transdutores usados para transformar sons ou vibrações em um sinal análogo elétrico ou vice-versa. O sinal elétrico contém todas as informações sobre o fenômeno físico, mas precisa ser colocado em uma forma apropriada para análise. Para identificação de fontes de ruído como, por exemplo, em motores de indução a análise no domínio da frequência tem demonstrado ser mais útil do que a análise do domínio do tempo.

Neste capítulo serão vistos, os instrumentos mais apropriados para medição e análise de ruído e vibrações em motores de indução, resumo das características básicas dos tipos de sinais de ruído e vibrações e dos sistemas usados para medição e análise e no final do capítulo serão apresentados normas e procedimentos para medição do ruído em motores de indução, assim como, espectros de ruído típicos para este tipo de máquina.

3.2 Medição de Ruído – Domínio do Tempo x Domínio da Frequência:

Há mais de cem anos, Jean Baptiste Fourier demonstrou que qualquer função $g(t)$ que seja periódica (com período T) pode ser representada pela série:

$$g(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left(a_n \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{T}\right) + b_n \cdot \text{sen}\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{T}\right) \right) \quad (3.1)$$

Em homenagem a este cientista, esta série é chamada Série de Fourier e os termos a_0 , a_n e b_n são os coeficientes de Fourier e podem ser determinadas pelas expressões abaixo:

$$a_0 = \frac{2}{T} \cdot \int_0^T g(t) \cdot dt \quad , \quad (3.3)$$

$$a_n = \frac{2}{T} \cdot \int_0^T g(t) \cdot \cos(n \cdot \omega t) dt \quad , \quad (3.4)$$

$$b_n = \frac{2}{T} \cdot \int_0^T g(t) \cdot \text{sen}(n \cdot \omega t) dt \quad , \quad (3.5)$$

A frequência $\omega = 2 \cdot \pi / T$ é chamada frequência fundamental e a função $g(t)$ é considerada como uma soma de funções senoidais e cossenoidais, que têm frequências iguais à fundamental e seus múltiplos inteiros. Essas últimas funções, cujas frequências são múltiplas da fundamental, são chamadas de funções harmônicas da fundamental. No exemplo das Figuras 3.1 e 3.2, procura-se mostrar que uma onda quadrada de frequência igual a 50 Hz e amplitude unitária, pode ser representada pela soma de funções senoidais. Na Figura 3.1, são representadas 4 funções senoidais, cuja soma (ver Figura 3.2) se aproxima da onda quadrada (Silva, [12]).

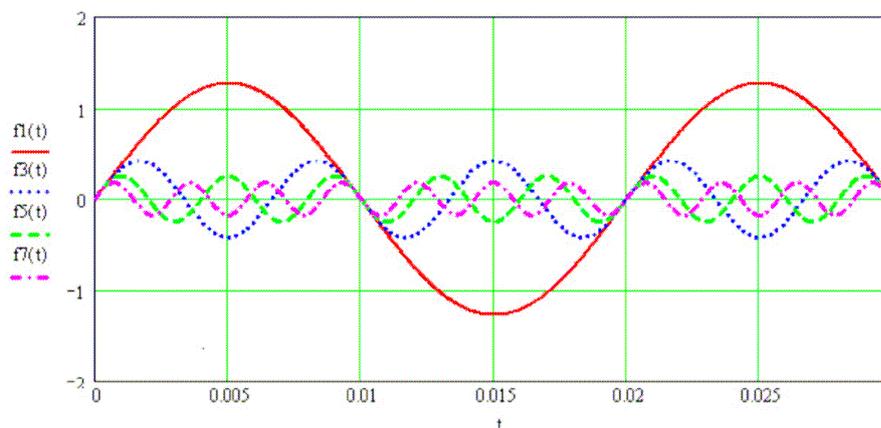


Figura 3.1 - Representação das funções senoidais que formarão uma onda quadrada.

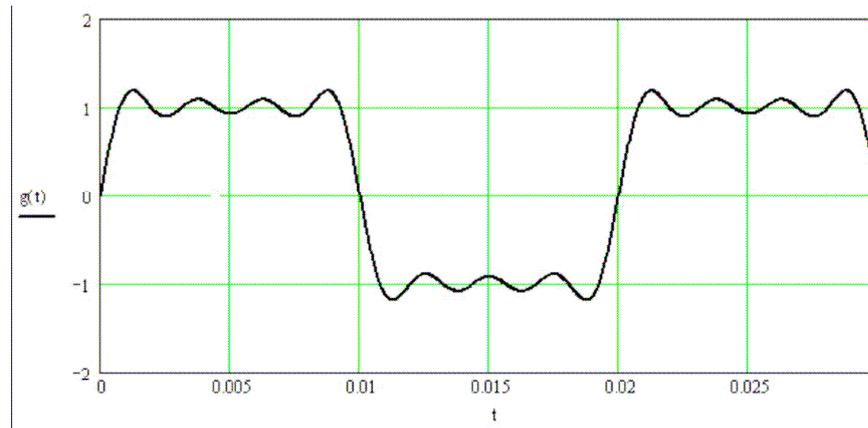


Figura 3.2 – Onda aproximadamente quadrada formada pela soma das quatro funções senoidais da Figura 3.1.

Quanto maior o número de termos usados (funções senoidais), melhor será a aproximação da função desejada (neste caso, a onda quadrada). A mesma composição de frequências pode ser representada em um gráfico: frequência x amplitude (Figura 3.3), sem nenhuma perda de informação.

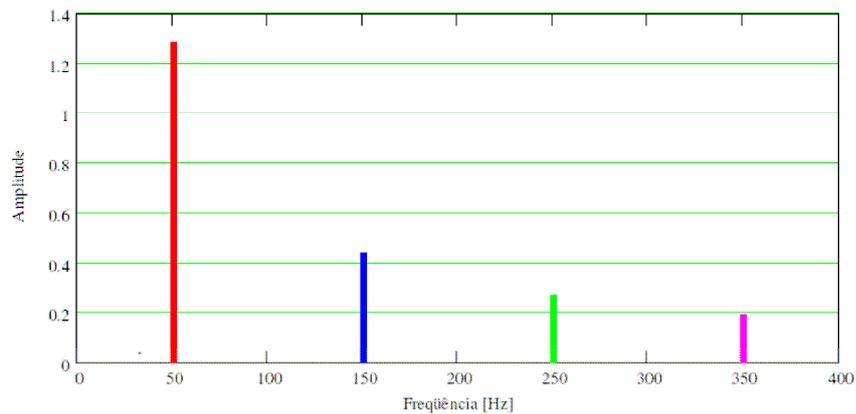


Figura 3.3 - Espectro da onda quadrada da Figura 3.2.

Cada linha do gráfico da Figura 3.3 representa uma senóide ou componente da vibração. O conjunto da Figura 3.3 é uma representação do sinal no **Domínio da Frequência**. Esta representação é chamada de **Espectro de Sinal**.

Da mesma maneira, qualquer outra função periódica, pode ser desmembrada em um somatório de funções harmônicas.

A Figura 3.4 ilustra através de um gráfico tridimensional, a transformação do domínio do tempo para o domínio da frequência, de um sinal composto por quatro funções harmônicas.

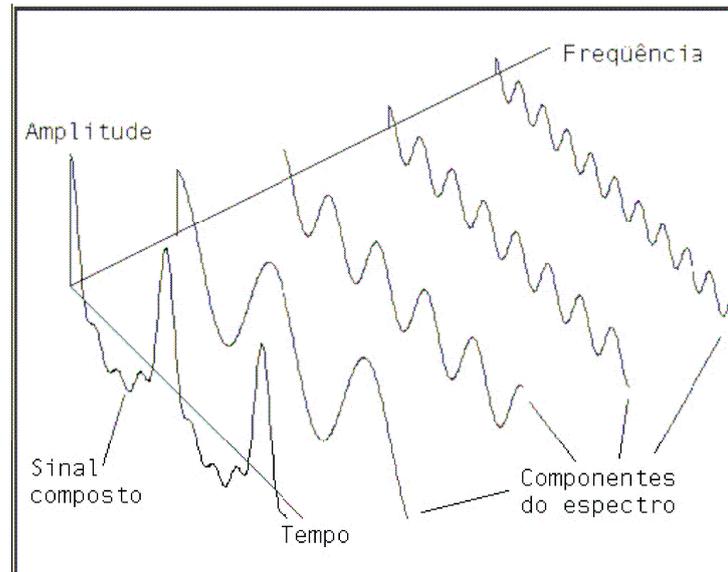


Figura 3.4 – Gráfico tridimensional ilustrando a transformação do domínio do tempo para o domínio da frequência.

Para formas simples da função $g(t)$, as integrações das Equações (3.6) a (3.8) podem ser feitas prontamente. Porém, em uma determinação experimental, a função $g(t)$ é dada por N pontos x_1, x_2, \dots, x_N , nos tempos equidistantes, respectivamente, t_1, t_2, \dots, t_N , sobre o período de tempo T . Neste caso, os coeficientes de Fourier a_n e b_n , podem ser calculados numericamente, substituindo as integrais das Equações (3.6) a (3.8), por somatórios, e o diferencial dt por $\Delta t = T/n$.

$$a_0 = \frac{2}{T} \cdot \sum_{i=1}^N g(t_i) \quad , \quad (3.6)$$

$$a_n = \frac{2}{T} \cdot \sum_{i=1}^N g(t_i) \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot n \cdot \pi \cdot t_i}{T}\right) \quad , \quad (3.7)$$

$$b_n = \frac{2}{T} \cdot \sum_{i=1}^N g(t_i) \cdot \text{sen}\left(\frac{2 \cdot n \cdot \pi \cdot t_i}{T}\right) \quad . \quad (3.8)$$

Na prática, nas medições em um intervalo de tempo, é muito difícil determinar o início de um período e o período propriamente dito. Assim, é usado como período o tempo de uma amostragem. O tempo de uma amostragem do sinal pode conter vários períodos da função.

A série de Fourier, Equação (3.1), pode ser também representada em termos de funções exponenciais complexas, já que:

$$\cos(\omega t) = \frac{e^{j \cdot \omega t} + e^{-j \cdot \omega t}}{2} \quad \text{e} \quad \text{sen}(\omega t) = \frac{e^{j \cdot \omega t} - e^{-j \cdot \omega t}}{2 \cdot j} \quad , \quad (3.9)$$

onde $j = \sqrt{-1}$.

Dessa forma, a transformação do domínio do tempo para o domínio da frequência pode ser representada sob uma forma complexa (ou de números complexos), através da operação chamada de **Transformada de Fourier**:

$$G(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} g(t).e^{-j.\omega.t} . dt \quad . \quad (3.10)$$

De forma semelhante, a função do domínio do tempo pode ser reconstituída através da **Transformada Inversa de Fourier**:

$$g(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} G(\omega).e^{j.\omega.t} .d\omega \quad . \quad (3.11)$$

Dessa maneira, qualquer tipo de sinal no domínio do tempo pode ser representado por uma soma de sinais senoidais e cossenoidais de amplitudes, frequências e fases apropriadas. Ao passarmos um sinal do domínio do tempo para o domínio da frequência, estaremos definindo as amplitudes e fases das senoidais, correspondentes ao sinal temporal.

No caso do sinal de um ruído sonoro (intensidade sonora, pressão sonora ou potência sonora) chamaremos o espectro do sinal de espectro de ruído no domínio da frequência.

A Figura 3.5 apresenta um sinal de pressão sonora típico no domínio do tempo de um motor de indução. A Figura 3.6 apresenta o correspondente espectro da pressão sonora no domínio da frequência, obtido através da transformada de Fourier do sinal da Figura 3.5 (Silva, [12]).

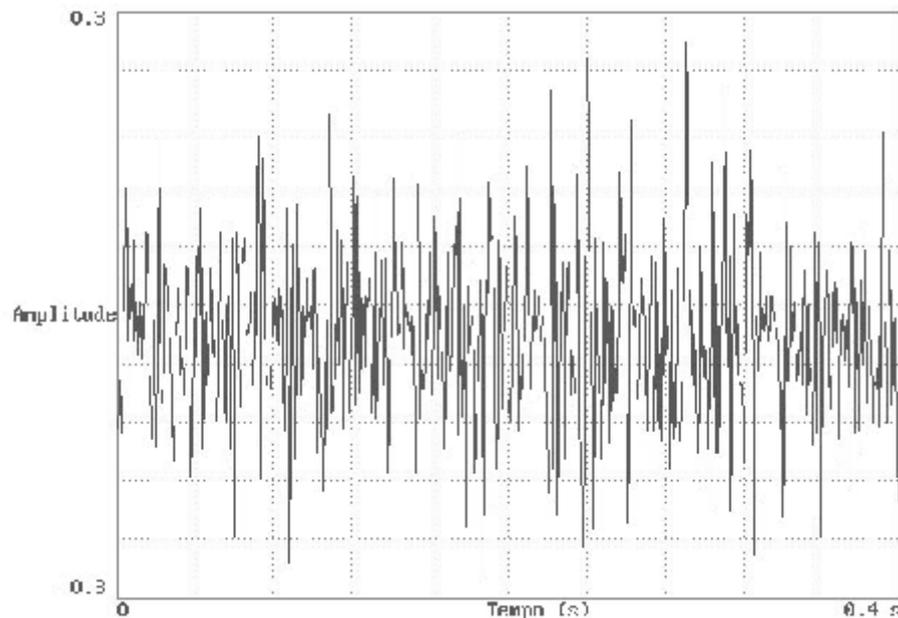


Figura 3.5 – Sinal de pressão sonora no domínio do tempo.

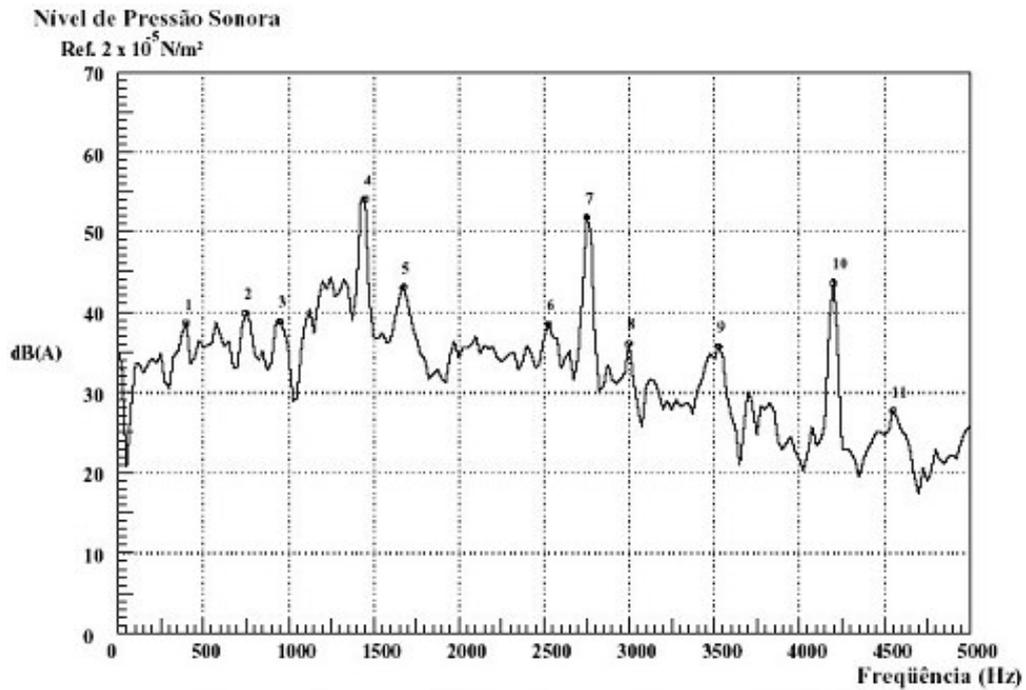


Figura 3.6 – Espectro de pressão sonora no domínio da frequência de um motor de indução.

3.3 Espectro de Ruído – Escalas de Frequência: Oitava e Terço de Oitava

Como a faixa de frequências em que o ouvido humano é capaz de perceber o som é muito larga (20 Hz a 20000 Hz), é usual a representação destas frequências em faixas específicas.

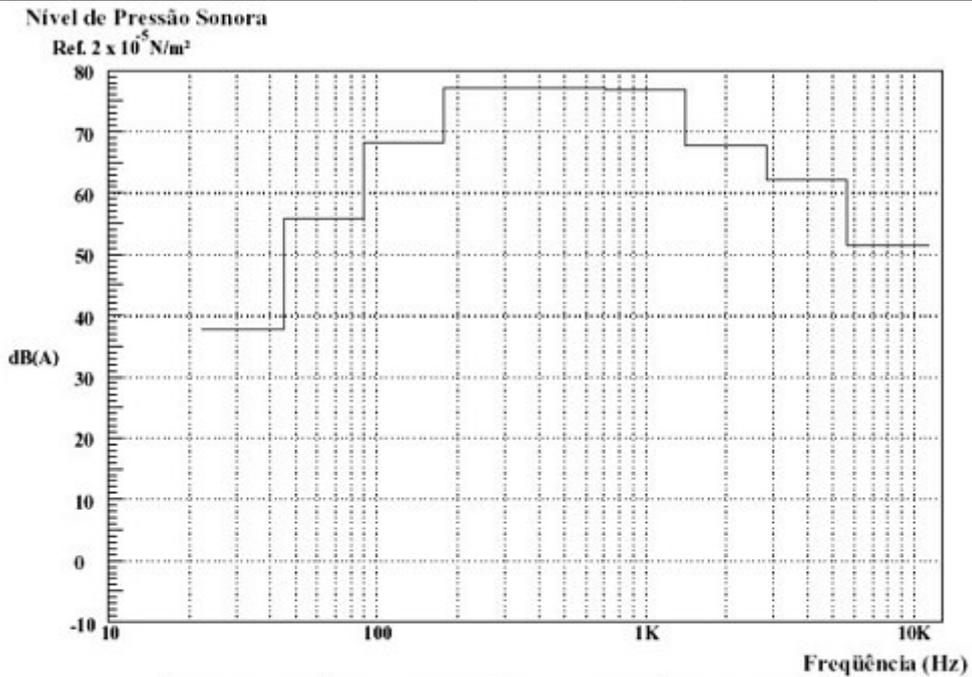
Na escala de oitava a razão entre as frequências centrais dos intervalos sucessivos é igual a 2. Na escala de terço de oitava a razão entre as frequências centrais dos intervalos sucessivos é igual a $2^{1/3}$.

A Tabela 3.1 fornece as frequências centrais e as frequências de corte inferiores e superiores de cada banda das escalas de oitava e de 1/3 de oitava.

A Figura 3.7 apresenta um espectro típico de ruído de um motor de indução em escala de frequências de oitava e a Figura 3.8 mostra um espectro típico de ruído em escala de frequências de 1/3 de oitava.

Tabela 3.1 – Frequências das bandas de oitava e de 1/3 de oitava.

Banda de Oitava [Hz]			Banda de 1/3 de Oitava [Hz]		
Frequência Inferior	Frequência Central	Frequência Superior	Frequência Inferior	Frequência Central	Frequência Superior
11	16	22	14,1	16	17,8
			17,8	20	22,4
			22,4	25	28,2
22	31,5	44	28,2	31,5	35,5
			35,5	40	44,7
			44,7	50	56,2
44	63	88	56,2	63	70,8
			70,8	80	89,1
			89,1	100	112
88	125	177	112	125	141
			141	160	178
			178	200	224
177	250	355	224	250	282
			282	315	355
			355	400	447
355	500	710	447	500	562
			562	630	708
			708	800	891
710	1000	1420	891	1000	1122
			1122	1250	1413
			1413	1600	1778
1420	2000	2840	1778	2000	2239
			2239	2500	2818
			2818	3150	3548
2840	4000	5680	3548	4000	4467
			4467	5000	5623
			5623	6300	7079
5680	8000	11360	7079	8000	8913
			8913	10000	11220
			11220	12500	14130
11360	16000	22720	14130	16000	17780
			17780	20000	22390



Frequência Central (Hz)	Pressão Sonora (dB)	Frequência Central (Hz)	Pressão Sonora (dB)
31,5	77,3	31,5	37,9
63,0	81,9	63,0	55,7
125,0	84,3	125,0	68,2
250,0	85,8	250,0	77,2
500,0	80,4	500,0	77,2
1000,0	76,9	1000,0	76,9
2000,0	66,6	2000,0	67,8
4000,0	61,2	4000,0	62,2
8000,0	52,6	8000,0	51,5

Nível Global de Pressão Sonora: **82,2 dB(A)**

Figura 3.7 – Espectro típico de ruído de um motor de indução com frequências em escala de oitava, (Silva, [12]).

O *NPS* em cada banda de oitava ou de 1/3 de oitava, é obtido pelo somatório do *NPS* de cada frequência discreta da banda. O espectro discreto é obtido digitalmente através do analisador de espectro de acordo com a Equação 3.10, a partir de uma amostra de ruído coletada por um microfone. O somatório dos *NPS* das frequências discretas da banda é obtida de acordo com a Equação 2.20.

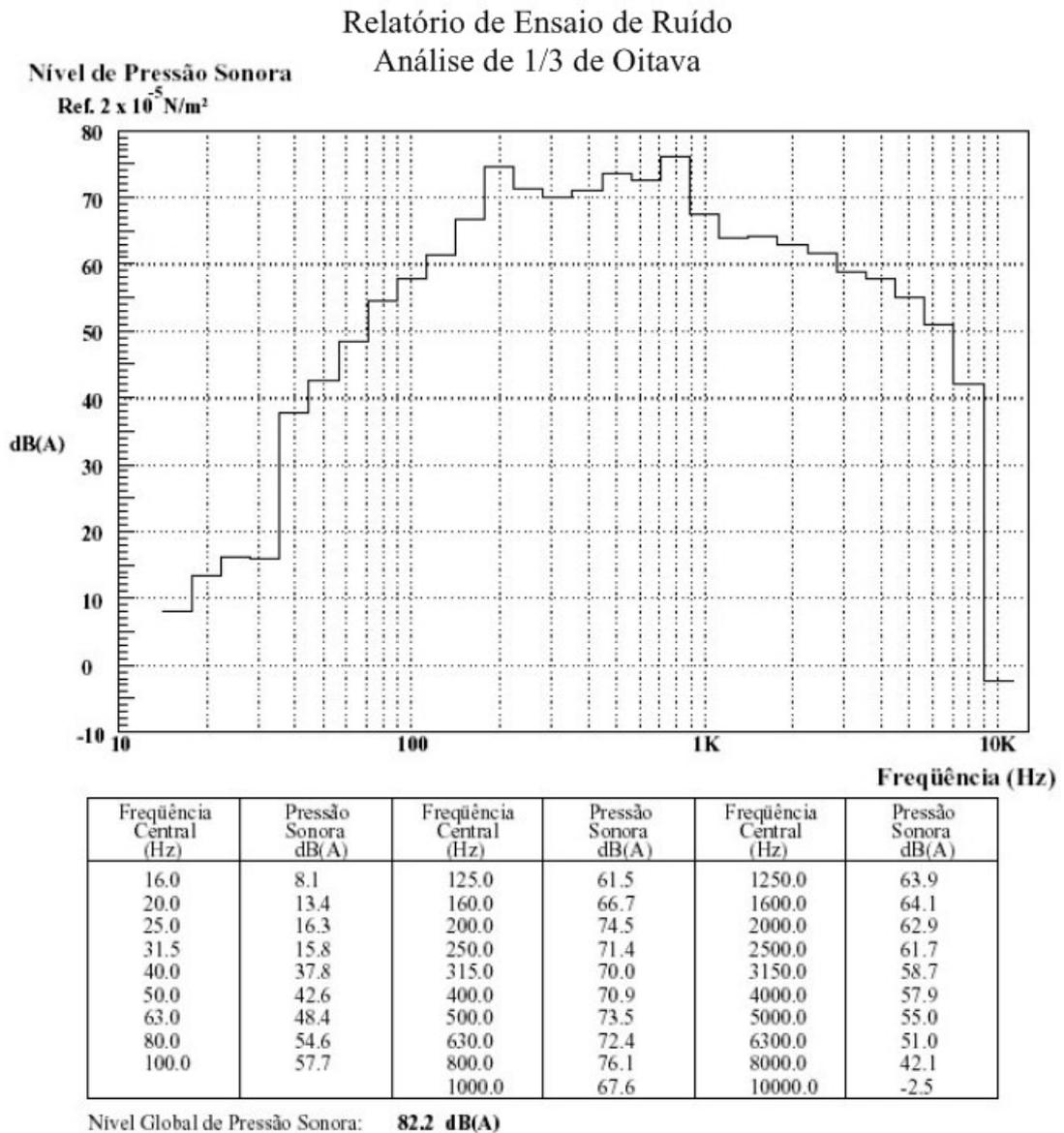


Figura 3.8 – Espectro típico de ruído de um motor de indução com frequências em escala de 1/3 de oitava, (Silva, [12]).

Os gráficos em bandas de oitava e de 1/3 de oitava das Figuras 3.7 e 3.8, apesar de comumente usados, não constituem gráficos ideais para diagnósticos de problemas de ruído. Muitas vezes, desejamos saber as frequências com uma maior precisão, onde os picos de ruído estão ocorrendo.

Este é o caso, por exemplo, de problemas de ruído magnético em motores elétricos. O ruído magnético se manifesta em frequências de excitação eletromagnética que dependem do

número de ranhuras do estator e do rotor do motor elétrico. Se estas frequências coincidirem com as frequências naturais do pacote de chapas haverá coincidência entre a excitação e a ressonância mecânica, provocando altos níveis ruído. Um diagnóstico preciso do problema necessitará de um espectro do ruído (NPS) em banda estreita, como aquele da Figura 3.6. Assim, as frequências em destaque no espectro poderão ser comparadas com aquelas dos cálculos eletromagnéticos, permitindo um ajuste do projeto. Os espectros em bandas de oitava e 1/3 de oitava não fornecem uma precisão adequada para identificação das frequências para comparação com os valores de cálculo. Da mesma forma, outros problemas de ruído, tais como de ventilação, também poderão ser diagnosticados e propostas soluções para melhoria do projeto.

3.4. Nível global de pressão sonora

É uma grandeza que fornece apenas o nível do ruído em dB ou dB(A, B, C ou D), sem informações sobre a distribuição deste nas frequências. É uma medida global RMS simples e é efetuada por medidores normais de NPS sem filtros. Estes medidores efetuam a seguinte integração para obtenção do Nível Global de Pressão Sonora:

$$NPS_{Global} = 10 \cdot \log \left(\frac{1}{T} \cdot \int_0^T \frac{P(t)^2}{P_0^2} dt \right) \quad (\text{dB}) \quad , \quad (3.12)$$

onde t é o tempo de integração;

$P(t)$ é a pressão acústica instantânea.

A Figura 3.9 ilustra, a partir de uma amostra de um sinal de ruído (pressão sonora) no domínio do tempo, como são definidos os níveis de pico, RMS (*Root Mean Square* ou Raiz Média Quadrática) e pico a pico. O nível RMS é um parâmetro que melhor representa a energia do sinal.

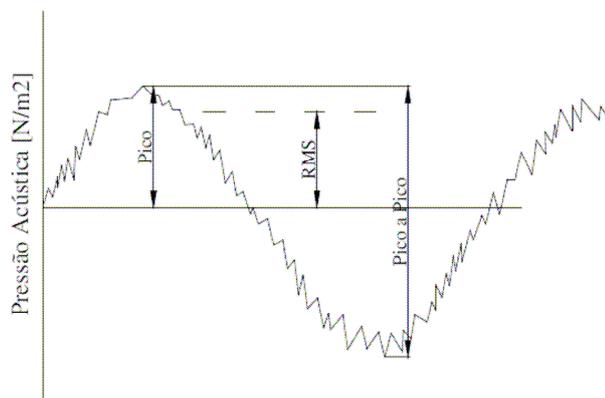


Figura 3.9 – Representação dos níveis de pico, pico a pico e RMS.

O Nível Global de Pressão Sonora poderá também ser obtido a partir do espectro RMS, utilizando-se os níveis em cada banda de frequência dos espectros de oitava ou de terço de oitava, conforme a expressão abaixo (de maneira semelhante à soma de ruído):

$$NPS_{Global} = 10 \cdot \log \left(\sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_i}{10}} \right) \quad (\text{dB}) \quad , \quad (3.13)$$

onde L_i é o nível de pressão sonora na i -ésima faixa de frequência;

n é o número de faixas (ou bandas) de frequências utilizadas no espectro.

3.5 Nível sonoro equivalente

O potencial de danos à audição de um dado ruído depende não somente de seu nível, mas também de sua duração.

De maneira semelhante à obtenção do nível global de pressão sonora, é possível estabelecer um valor único L_{eq} que é o nível sonoro médio integrado durante toda uma faixa de tempo especificado. L_{eq} é definido por:

$$L_{eq} = 10 \cdot \log \left(\frac{1}{T} \cdot \int_0^T \frac{P(t)^2}{P_0^2} dt \right) \quad (\text{dB(A)}) \quad , \quad (3.14)$$

onde T é o tempo de integração (faixa de tempo especificada).

L_{eq} representa o nível contínuo (estacionário) equivalente em dB(A), que tem o mesmo potencial de lesão auditiva que o nível variável considerado.

Existem medidores de doses de ruído para a execução dos cálculos. Esses medidores são disponíveis em versões fixas e portáteis, sendo que este último pode ser colocado no bolso do operário, com o microfone montado próximo ao seu ouvido.

3.6 Instrumentação Para Medição e Análise de Ruído Acústico

3.6.1 Medidor de Nível Sonoro

O componente básico de instrumentos para medidas acústicas é o medidor de pressão sonora (ver Figura 3.10). O sinal elétrico gerado pelo microfone é condicionado e expresso em termos de nível de pressão sonora.



Figura 3.10 – Medidor típico de Nível de Pressão Sonora.

Bistafa, [10] descreveu que os componentes básicos de condicionamento do sinal elétrico do medidor de nível sonoro, desde o microfone, até o dispositivo indicador estão indicados na Figura 3.11 e são os seguintes:

- Microfone – converte a pressão sonora em um sinal elétrico equivalente;
- Pré-amplificador – como o nome indica, amplifica o sinal de baixa magnitude gerado no microfone;
- Filtro ponderador – pondera o sinal para simular a resposta do sistema auditivo às diferentes frequências contidas no som;
- Filtros de $1/n$ oitava – filtra o sinal em bandas de frequência de $1/n$ oitava (módulo opcional);
- Detector do valor eficaz (rms) – extrai o valor eficaz da forma de onda incidente no microfone;
- Ponderador temporal – estabelece com que rapidez o dispositivo indicador deve responder a variações do sinal;
- Dispositivo indicador – interface de leitura da medição, podendo ser do tipo agulha ou digital.

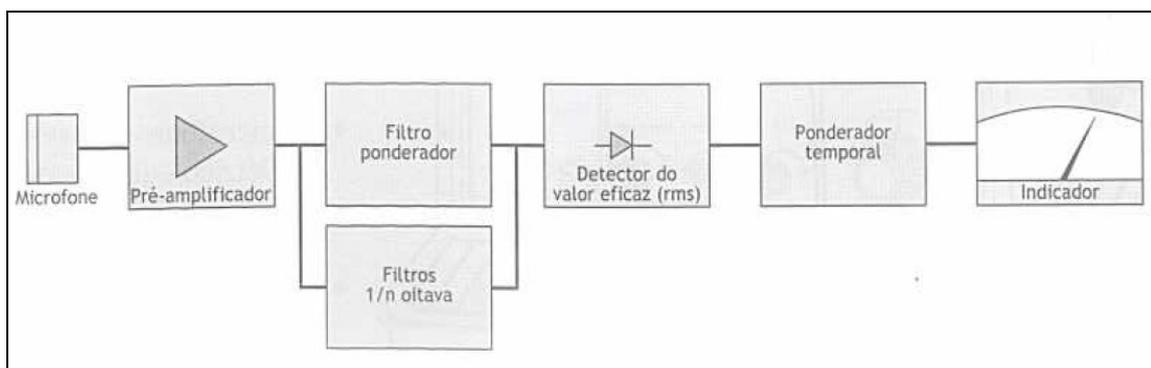


Figura 3.11 – Componentes básicos de condicionamento do sinal elétrico do medidor de nível sonoro.

O medidor de nível sonoro básico não vem equipado com filtros de análise em frequências. Desta forma, este medidor somente fornece o nível sonoro total do som que incide no microfone. No entanto, este medidor tem normalmente incorporados filtros ponderadores, os quais são utilizados para fornecer um nível sonoro melhor correlacionado com a grandeza psicoacústica, nível de audibilidade. O detector do medidor de nível sonoro detecta o valor eficaz da pressão sonora, fornecendo-o em uma escala logarítmica ao dispositivo indicador, graduado em decibéis.

Os medidores de nível sonoro mais sofisticados têm recursos capazes de fornecer dB (linear A, B, C ou D), dB impulso, dB pico, espectro e/ou outras escalas (ver Tabela 3.2 - esquerda) e ainda filtro analógico ou digital.

A precisão é dada pelo tipo de medidor (Norma IEC 651-1979, ou ANSI S1.4-1983);

- Tipo 0 – instrumento de referência padrão, destinado a calibração de outros medidores de nível sonoro;
- Tipo 1 – instrumento de precisão para uso em laboratório ou no campo, onde as condições ambientais possam ser controladas;
- Tipo 2 – instrumento destinado a medições em campo, em geral (segurança do trabalho e ruído ambiental);
- Tipo 3 – instrumento de simples avaliação, apenas: utilizado, por exemplo, para se ter idéia aproximada do nível sonoro.

Modelos novos já têm analisador de frequência embutido (analisador de tempo real ou analisador FFT) com memória para armazenagem de grande quantidade de dados de espectros em frequência de 1/1 ou 1/3 de oitava (ver Tabela 3.2 – direita).

3.6.2 Microfones

O microfone é um transdutor eletroacústico que transforma a pressão sonora em um sinal elétrico equivalente. Esse sinal pode ser amplificado, filtrado e armazenado de várias formas. Todos os microfones possuem um diafragma, que vibra em resposta à pressão sonora. Através do mecanismo de transdução do microfone, as vibrações do diafragma são transformadas em variações de tensão, correspondentes à pressão sonora incidente no mesmo.

Existem vários fatores que devem ser considerados na escolha do tipo e tamanho de um microfone, dependendo das características do campo sonoro a ser medido. As características de um microfone são expressas através de: sua curva de resposta em frequência, faixa dinâmica, diretividade, estabilidade e sensibilidade. A função de resposta em frequência do microfone fornece informações sobre a sensibilidade (mV/Pa) e a faixa de frequência de utilização. Os microfones são fabricados em diâmetros de 1", 1/2", 1/4" e 1/8".

Tabela 3.2 - Tolerância em dB(A) para medidor de nível de pressão sonora.

Frequência [Hz]	Tipo 1	Tipo 2	Tipo 3
0	± 4,0	-	-
12,5	± 3,5	-	-
16	± 3,0	-	-
20	± 2,5	+ 5,0, -∞	+ 6,0, -∞
25	± 2,0	+4,0, -4,5	+ 5,0, -6,0
31,5	± 1,5	+3,5, -4,0	+ 4,5, -5,0
40	± 1,5	+3,0, -3,5	+ 4,0, -4,5
50	± 1,0	± 3,0	± 4,0
63	± 1,0	± 3,0	± 4,0
80	± 1,0	± 3,0	± 3,5
100	± 1,0	± 2,5	± 3,5
125	± 1,0	± 2,5	± 3,0
160	± 1,0	± 2,5	± 3,0
200	± 1,0	± 2,5	± 3,0
250	± 1,0	± 2,5	± 3,0
315	± 1,0	± 2,0	± 3,0
400	± 1,0	± 2,0	± 3,0
500	± 1,0	± 2,0	± 3,0
630	± 1,0	± 2,0	± 3,0
800	± 1,0	± 1,5	± 3,0
1000	± 1,0	± 2,0	± 3,0
1250	± 1,0	± 2,0	± 3,0
1600	± 1,0	± 2,5	± 3,5
2000	± 1,0	± 3,0	± 4,0
2500	± 1,0	+ 4,0, -3,5	± 4,5
3150	± 1,0	+ 5,0, -4,0	± 5,0
4000	± 1,0	+ 5,5, -4,5	± 5,5
5000	+ 1,5, -2	+ 6,0, -5,0	± 6,5
6300	+ 1,5, -2	+ 6,5, -5,5	± 7,0
8000	+ 1,5, -3	+6,5, -6,5	± 7,5
10000	+ 2,0, -4	+6,5, -6,5	+ 7,5, -∞
12500	+ 3,0, -6	-	-
16000	+ 3,0, -∞	-	-
20000	+ 3,0, -∞	-	-

Quanto menor o diâmetro do microfone menor é a sua sensibilidade, mais larga é a sua faixa de frequência e possui menor diretividade. Por outro lado os microfones maiores são mais sensíveis, mais direcionais e operam dentro de uma faixa de frequência menor.

Os microfones podem ser classificados e calibrados dependendo do tipo do campo sonoro a ser medido. Os dois tipos de microfones mais usados são:

- **Microfone de incidência aleatória** - é projetado para responder ao som de incidência aleatória, de todas as direções, como por exemplo, no caso de campo difuso em câmaras reverberantes. Este tipo de microfone deve ter características de diretividade o mais omnidirecional possível;

- **Microfone de campo livre** - é projetado para compensar o distúrbio causado por sua presença no campo sonoro. É usado para medições externas em campos livres e sua curva de resposta em frequência é plana quando é usado nesta situação, a 0° de incidência.

A Figura 3.12 mostra dois tipos de campo sonoro a ser medido. Em medições ao ar livre, é normalmente possível identificar a principal direção de propagação e no caso da fonte sonora ser estacionária, o microfone de campo livre com incidência de 0° é o mais recomendado. Para medições de ruído onde o ângulo de incidência da onda sonora não pode ser identificado, particularmente nas medições em ambientes fechados, devem-se utilizar microfones de incidência aleatória.

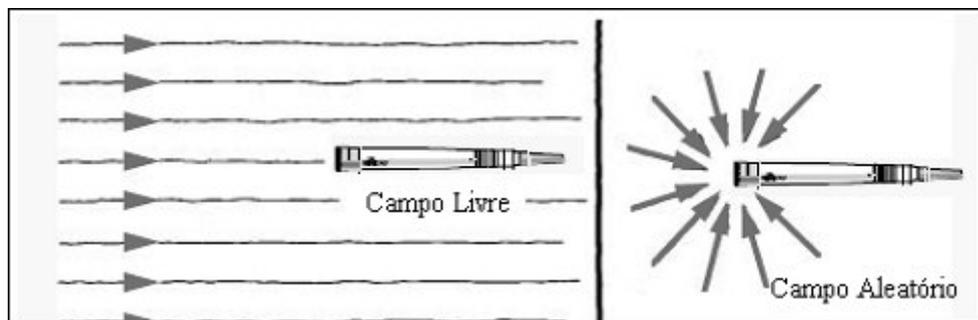


Figura 3.12 – Tipos de campo sonoro: livre e aleatório.

Vários princípios são usados no funcionamento dos microfones; tais como os microfones capacitivos, eletretos, eletrodinâmicos e piezoelétricos.

3.6.3 Microfone Capacitivo

Consiste de um diafragma metálico fixo, montado próximo a uma placa rígida; o diafragma e a placa constituem os eletrodos do capacitor, conforme mostrado na Figura 3.13 (Bistafa, [10]).

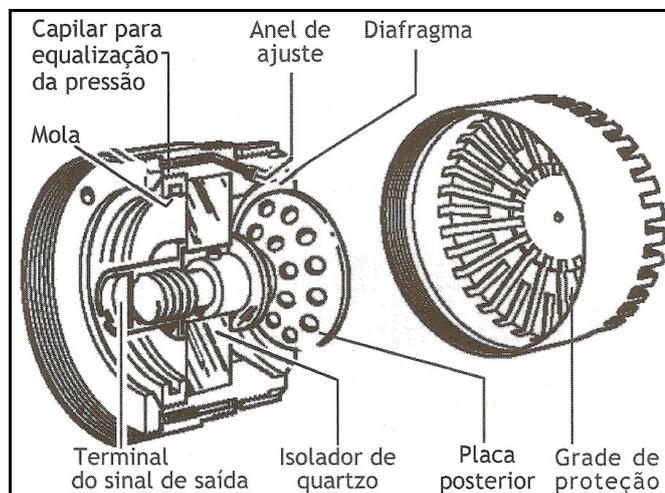


Figura 3.13 – Microfone capacitivo.

A pressão acústica incidente no diafragma provoca variação de tensão. O microfone capacitivo tem alta estabilidade ao longo do tempo, resposta plana em frequência, alta sensibilidade que é pouco afetada pela variação de temperatura (valor típico de 0,008 dB/°C) e baixo ruído elétrico. Assim, este é o tipo de microfone normalmente empregado em medições de precisão.

3.6.4 Escolha do Microfone

O microfone de ½ polegadas é provavelmente o mais utilizado em medições acústicas, por oferecer uma solução de compromisso entre faixa de resposta em frequência, direcionalidade e sensibilidade. O microfone de 1 polegada é muito direcional em altas frequências, enquanto que os de 1/8 e 1/4 polegada mostram-se pouco sensíveis para as aplicações usuais.

Os fabricantes de microfones para medições acústicas comercializam seus produtos com a resposta em frequência otimizada (plana na faixa de frequência de interesse) para determinada aplicação. As três respostas em frequências normalmente oferecidas são a de pressão, a de campo livre com incidência e 0° e a de incidência aleatória (ou de campo difuso). Este último microfone é utilizado quando o ângulo de incidência da onda sonora não pode ser identificado, particularmente nas medições em ambientes reverberantes. Para medições de ruído no interior de fábricas, salas e ambientes fechados em geral, devem-se utilizar microfones de incidência aleatória.

Em medições ao ar livre, é normalmente possível identificar a principal direção de propagação. No caso da fonte sonora ser estacionária, o microfone de campo livre com incidência de 0° é o mais recomendado.

3.6.5 Ponderador Temporal

Conforme ilustra a Figura 3.14 (Bistafa, [10]), o ruído tem uma forma de onda irregular, sendo necessário reduzir as flutuações representando na forma do valor RMS do sinal. Para reduzir tais flutuações, os medidores de nível sonoro incorporam o chamado *ponderador temporal*, caracterizado pelas constantes de tempo de resposta para o sinal de alimentação. A Figura.3.15 ilustra as leituras de nível de pressão sonora obtidas com 2 constantes de tempo de resposta normalmente utilizadas: R (rápida) e L (lenta) e uma terceira constante I (impacto). Essa nomenclatura está associada à rapidez com que o dispositivo indicador acompanha as flutuações do nível de pressão sonora medido.

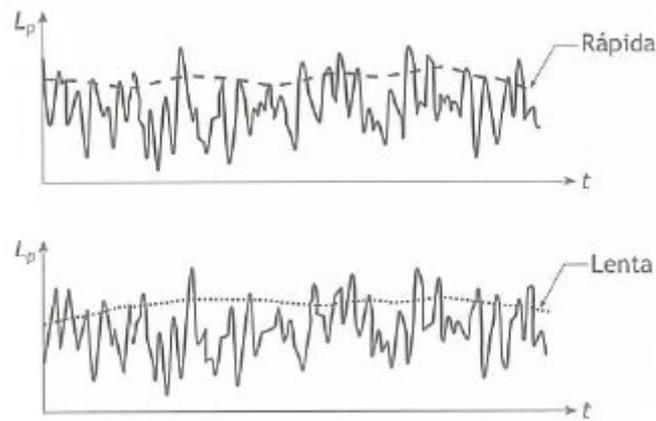


Figura 3.14 – A flutuação nas leituras é menor com a constante de tempo de resposta lenta.

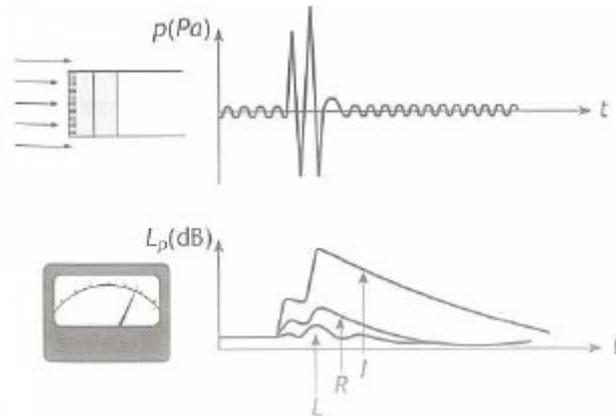


Figura 3.15 – Indicações de níveis de pressão sonora com as constantes de tempo de resposta R,L e I para um mesmo som de impacto.

3.6.6 Filtros

Os filtros são os elementos que permitem a avaliação da energia sonora de um som em bandas de frequências.

Os filtros são comumente descritos como *passa-alta*, *passa-baixa* e *passa-banda*. O filtro passa-alta passa as componentes espectrais do som com frequências acima da frequência de corte, rejeitando-as abaixo da frequência de corte. O filtro passa-baixa passa as componentes espectrais do som com frequências abaixo da frequência de corte, rejeitando-a acima da frequência de corte. O filtro passa-banda passa as componentes espectrais do som entre duas frequências de corte. A Figura 3.16 ilustra filtros com essas características.

Filtros Ponderadores

Também denominados de ponderadores, são utilizados para modificar o espectro sonoro de acordo com a resposta do sistema auditivo às diferentes frequências contidas no som.

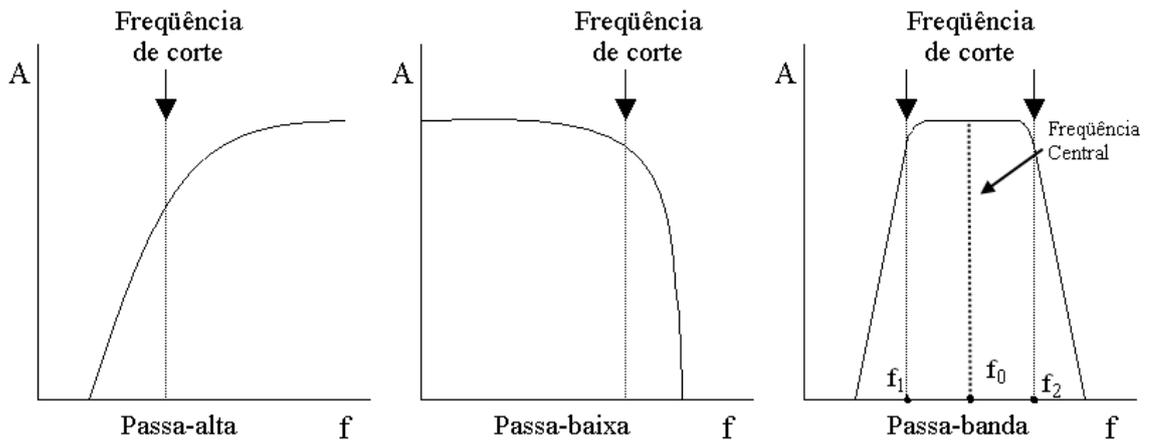


Figura 3.16 – Características dos filtros: passa-alta, passa-baixa e passa-banda, com indicação da frequência de corte.

As curvas isofônicas da Figura 3.17 (Brüel & Kjaer [21]), revelam que a grandeza psicoacústica nível de audibilidade se correlaciona melhor com a sensação subjetiva de intensidade dos sons do que o nível de pressão sonora.

Os filtros ponderados têm características de filtros passa-alta, com as seguintes denominações e características;

- A, aproxima a sensação auditiva correspondente à curva isofônica 40 fones (desenfatiza baixas frequências);
- B, aproxima a sensação auditiva correspondente à curva isofônica 70 fones;
- C, aproxima a sensação auditiva correspondente à curva isofônica 100 fones (quase plana);
- D, desenvolvida para avaliação de ruídos de sobrevôos de aeronaves (penaliza altas frequências).

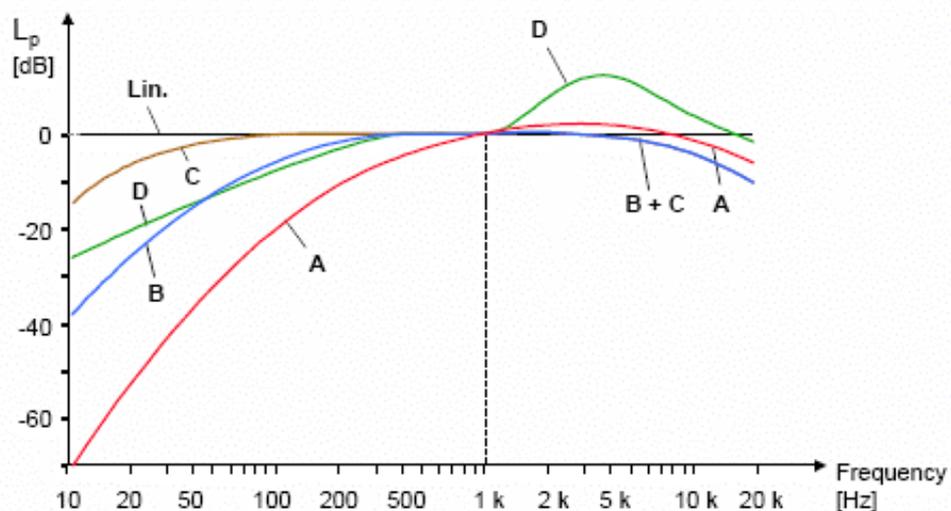


Figura 3.17 – Curvas de ponderação A, B, C e D.

O filtro ponderador A aproxima a resposta do sistema auditivo para sons com níveis sonoros “moderados”, que normalmente se verificam nas atividades do cotidiano da vida moderna, sendo o mais comumente recomendado para medições do ruído, por apresentar uma série de vantagens, tais como:

- fornecer valores que são bem correlacionados com a perda de audição por ruído;
- é facilmente implementado nos medidores de nível sonoro;
- fornece com resultado um número único;
- é utilizada na maioria das normas e legislações relativas ao ruído.

Filtros de 1/N Oitava

Os medidores de ruído ou vibração fornecem apenas níveis globais das grandezas envolvidas em faixas amplas de frequências que dependem de cada tipo de medidor. Para identificar cada um dos componentes de frequência de sinal expresso nestas faixas amplas pode-se realizar uma análise de frequência ou análise espectral. Os filtros utilizados nestes casos são do tipo passa-banda, ou seja, deixam passar só aqueles componentes do sinal do ruído ou vibração contidos em uma certa banda de frequência. Com relação à largura da banda os filtros podem ser:

- filtros de banda larga, com cortes somente de frequências muito altas e baixas, para medição de valores globais;
- filtros de banda larga do tipo 1/1 oitava e 1/3 oitava;
- filtros de banda estreita do tipo 1%, 0,1% e 0,1 Hz.

Os filtros de 1/n oitava são também conhecidos como filtros de banda percentual de constante, pois a largura da banda é sempre igual a uma porcentagem fixa da frequência central (ver Figura 3.18).

A análise com largura percentual constante é utilizada para comparar respostas dos sistemas mecânicos ou acústicos e permite que uma ampla gama de frequências possa ser plotada num único quadro.

Para identificar ruído ou nível de pressão sonora em função da frequência de um equipamento, por exemplo, motor elétrico. São muito utilizados filtros de 1/1 oitava e 1/3 oitava.

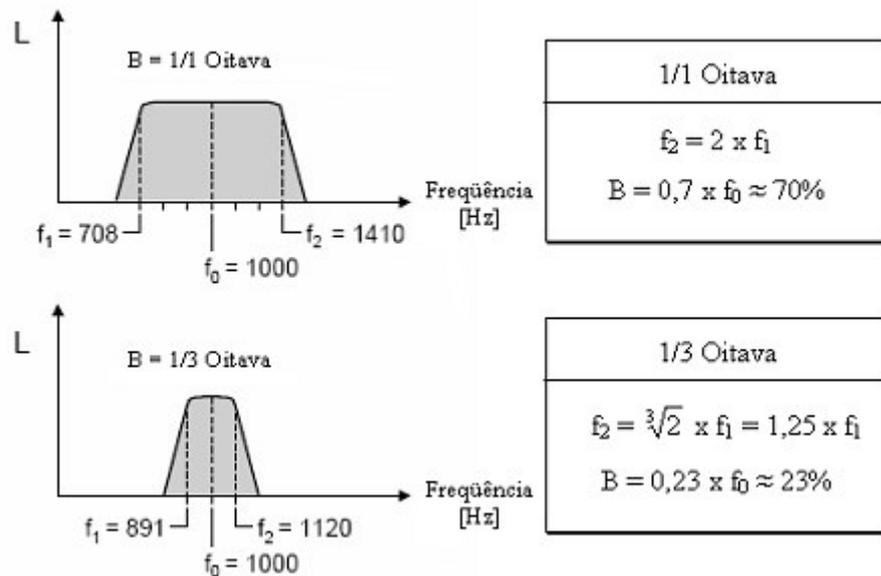


Figura 3.18 – Filtros de banda percentual constante: 1/1 oitava e 1/3 oitava.

3.7 Medição de Vibração em Máquinas Elétricas Girantes

Todos os componentes de um motor de indução possuem suas respectivas massas e rigidez e, portanto suas próprias frequências naturais, as quais deve-se evitar que sejam excitadas pelos esforços internos, pois quando houver uma coincidência entre frequência de excitação e frequência natural (ressonância) o resultado normalmente implica em ruído excessivo.

Mas, mesmo que as frequências das forças dinâmicas de excitação estejam afastadas das frequências de ressonância, vibrações severas poderão provocar vibrações que se propagam por toda a máquina. Vibrações severas induzem desgaste e fadiga que, com o tempo, poderão ser responsáveis por quebra dos equipamentos. Altos níveis de vibração também induzem altos níveis de ruído.

3.7.1 Tipo de aplicação da medição

A aplicação da medição de vibração em máquinas elétricas girantes pode ser para, (Silva, [13]):

- **aprovação e ou aceitação:** verificar se os níveis de vibração encontram-se dentro de padrões pré-estabelecidos em normas;
- **proteção:** exige apenas um alerta, ou desligamento da máquina, sob a presença de vibração em níveis perigosos;
- **análise e diagnóstico:** visa descobrir a causa da vibração excessiva da máquina, permitindo a sua correção;

- **monitoramento:** consiste em um acompanhamento contínuo da vibração da máquina, permitindo a previsão da ocorrência de danos.

3.7.2 Amplitude de um sinal de vibração

Quando se faz análise de sinais, é importante distinguir algumas maneiras diferentes de quantificar a amplitude do sinal e, entender o significado dessas maneiras de quantificação. A Figura 3.19 (Silva, [13]), mostra um sinal de vibração harmônico.

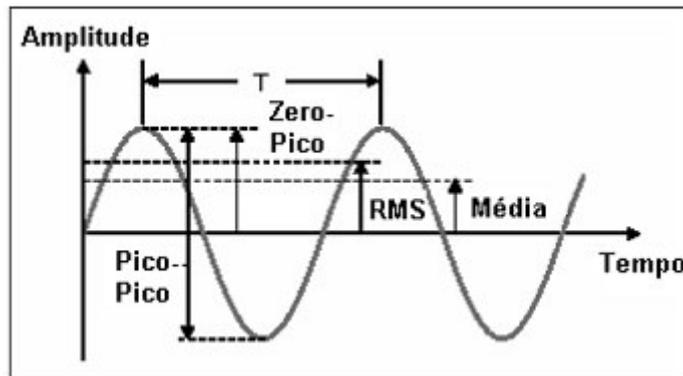


Figura 3.19 – Tipos de quantificação da amplitude dos sinais de vibração.

As formas mais comuns de quantificar a amplitude do sinal são:

- **amplitude zero-pico ou valor de pico:** valor medido de zero até o valor mais alto da onda. É útil na medição da resposta a choques mecânicos em sistemas mecânicos. Não tem relação com a história do sinal.
- **amplitude pico-pico ou valor pico-pico:** valor medido entre os extremos da onda (entre o pico mínimo e o pico máximo). É utilizada nas considerações de folgas em sistemas mecânicos, por exemplo, folga no mancal de deslizamento de um motor de indução. Não se relaciona com a história do sinal.
- **amplitude média ou valor médio:** média dos valores medidos em um intervalo de tempo. Possui relação com a história do sinal, porém não se relaciona com nenhuma grandeza física..
- **amplitude r.m.s. (“Root Mean Square”), valor eficaz ou valor médio quadrático:** está relacionado diretamente com a energia do sinal, ou, no caso de vibração, com sua capacidade destrutiva. Fornece também informação sobre a história do sinal.

3.7.3 Parâmetros de medição

São utilizados três parâmetros para medição e avaliação de vibrações: deslocamento, velocidade e aceleração.

Observa-se da Figura 3.20, que o deslocamento apresenta grandes amplitudes em baixas frequências e pequenas amplitudes em frequências mais elevadas. O comportamento da aceleração é justamente o contrário, ou seja, apresenta pequenas amplitudes em baixas frequências, porém grandes amplitudes em frequências mais elevadas.

A velocidade mantém um comportamento mais homogêneo tanto em baixas frequências quanto em frequências mais elevadas. Além disso, a energia cinética de vibração da máquina é diretamente proporcional ao quadrado da velocidade de vibração. Por estes motivos, a velocidade é geralmente o parâmetro mais usado para limite de severidade de vibração, (valor máximo admissível dentre todos os pontos de medição) de máquinas elétricas girantes, estabelecido em normas, e também para a análise espectral no diagnóstico de problemas que induzem vibrações na máquina.

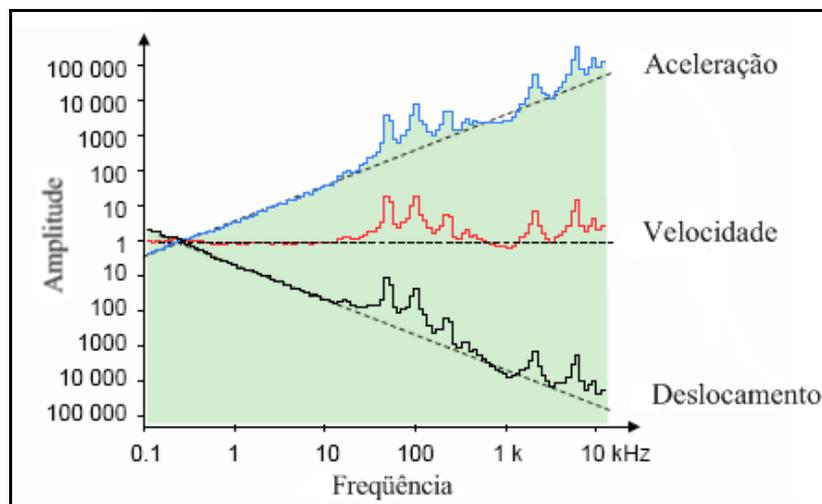


Figura 3.20 – Gráfico do comportamento do deslocamento, velocidade e aceleração com a variação da frequência.

Quando se trata de análise de problemas de vibrações em altas frequências, normalmente a aceleração é o parâmetro mais usado, devido à necessidade de trabalhar com valores mais facilmente mensuráveis. Este é o caso, por exemplo, da análise de problemas em rolamentos, que se manifestam inicialmente em frequências elevadas.

A medição de deslocamento é muito utilizada para quantificar a vibração relativa entre eixo e mancal de deslizamento hidrodinâmico.

3.7.4 Instrumentos de medição de vibração

Na cadeia de instrumentos de medição da vibração é bom estabelecer alguns conceitos importantes:

- **sensor** de vibração é qualquer instrumento sensível ao movimento oscilatório causado pelo funcionamento da máquina;

- **detector** de vibração é um sensor, capaz de alertar a presença de certos níveis de vibração, porém não necessariamente podendo quantificá-la;
- **transdutor** é um sensor capaz de fornecer um sinal elétrico proporcional à vibração, possibilitando a quantificação da vibração.

Os transdutores de vibração são classificados em transdutores relativos e transdutores absolutos. Os transdutores relativos, mostrados na Figura 3.21 (Silva, [13]), são os transdutores sem contato e medem o deslocamento relativo entre peças: são os **transdutores de deslocamento** (ou de proximidade).

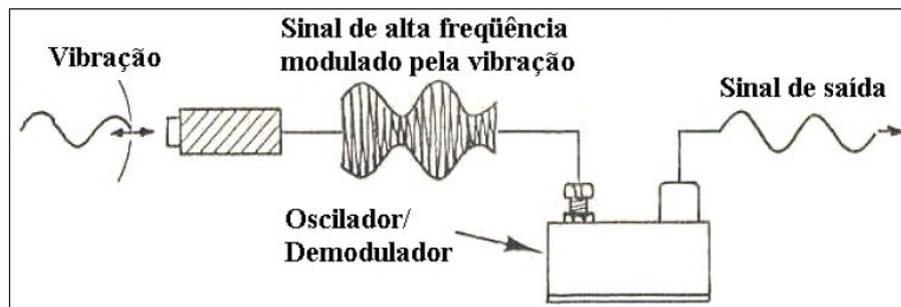


Figura 3.21 – Princípio de funcionamento de um transdutor de deslocamento.

Os transdutores absolutos ou sísmicos, mostrados na Figura 3.22, são os transdutores cujo princípio de funcionamento baseia-se no movimento de uma massa sísmica presa a uma mola. Ficam em contato direto com a máquina e medem o movimento real da mesma: são os **transdutores de velocidade** e os **transdutores de aceleração**.

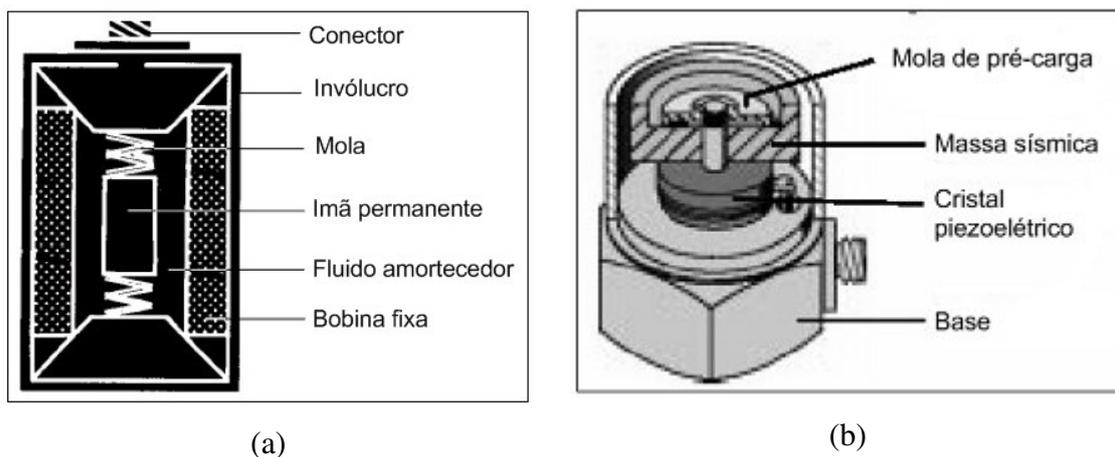


Figura 3.22 – Desenho esquemático: (a) transdutor de velocidade e (b) transdutor de aceleração.

Ainda, na cadeia de medição da vibração, deverão existir equipamentos capazes de: condicionar o sinal elétrico proveniente do transdutor, fornecendo um sinal compatível com as necessidades do amplificador de medida; transformar o sinal elétrico de saída em uma escala

de vibração; obter espectros da vibração no domínio da frequência, registrar (ou gravar) o sinal e/ou o espectro e apresentar os resultados relativos às medições feitas, como indicado na Figura 3.23 (Brüel & Kjaer [22]). Para isto podem ser utilizados pré-amplificadores, filtros, medidores de vibração (nível global), analisadores de espectro (ou de Fourier), coletores de dados, etc.

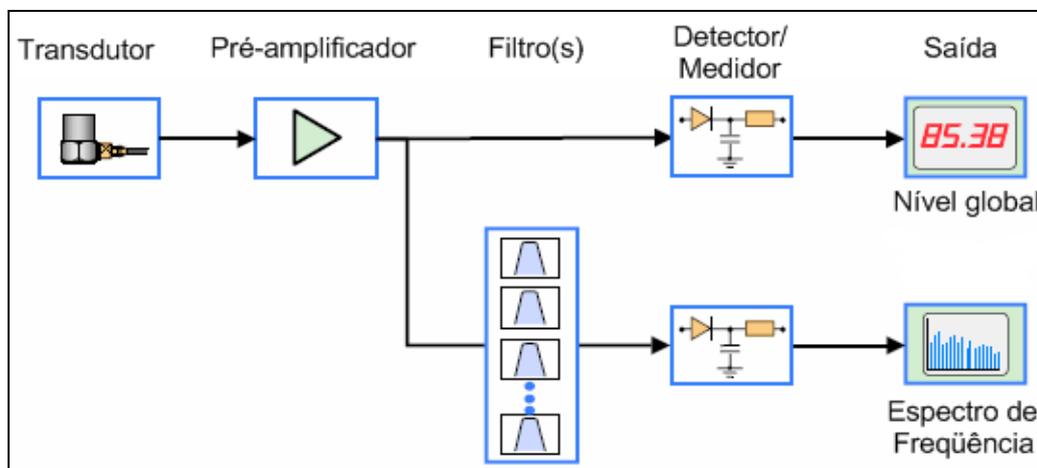


Figura 3.23 – Instrumentos necessário para análise de vibração.

3.8 Medição do Ruído em Motores de Indução

Para a medição do ruído em motores de indução é utilizado o medidor de pressão sonora como instrumento. Logo, a leitura do ruído é dada em nível de pressão sonora, obtida geralmente em dB ou dB(A). As medições devem ser feitas a uma distância definida da máquina a ser medida. Essa distância é geralmente 1 metro.

3.8.1 Procedimento de medição do nível de pressão sonora

O procedimento de medição do nível de pressão sonora de um motor de indução dever estar de acordo com as normas IEC 60034-9 [3] e ISO 3744 [23].

Basicamente, as condições de operação do ensaio devem seguir critérios abaixo:

- a máquina deve operar com tensão, frequência e velocidade nominais;
- a máquina deve ser ensaiada em sua respectiva posição de operação e com o regime de operação que gere o maior nível de ruído;
- o ensaio deve ser realizado a vazio, ou, mediante acordo com o cliente, em carga;
- máquinas aptas a mais do que uma velocidade devem ser avaliadas em toda sua faixa de velocidade;
- para minimizar os efeitos da vibração da máquina, que podem influenciar o nível de pressão sonora no recinto, esta deve ser montada sobre uma base elástica.

3.8.2 Superfície de medição

Para facilitar a localização das posições do microfone, é definida uma superfície de referência hipotética, que consiste numa caixa retangular tão pequena que inclua justo a fonte . As posições do microfone situam-se sobre a superfície de medição, de área S , normalmente distantes de um metro da superfície de referência, conforme mostrado na Figura 3.24.

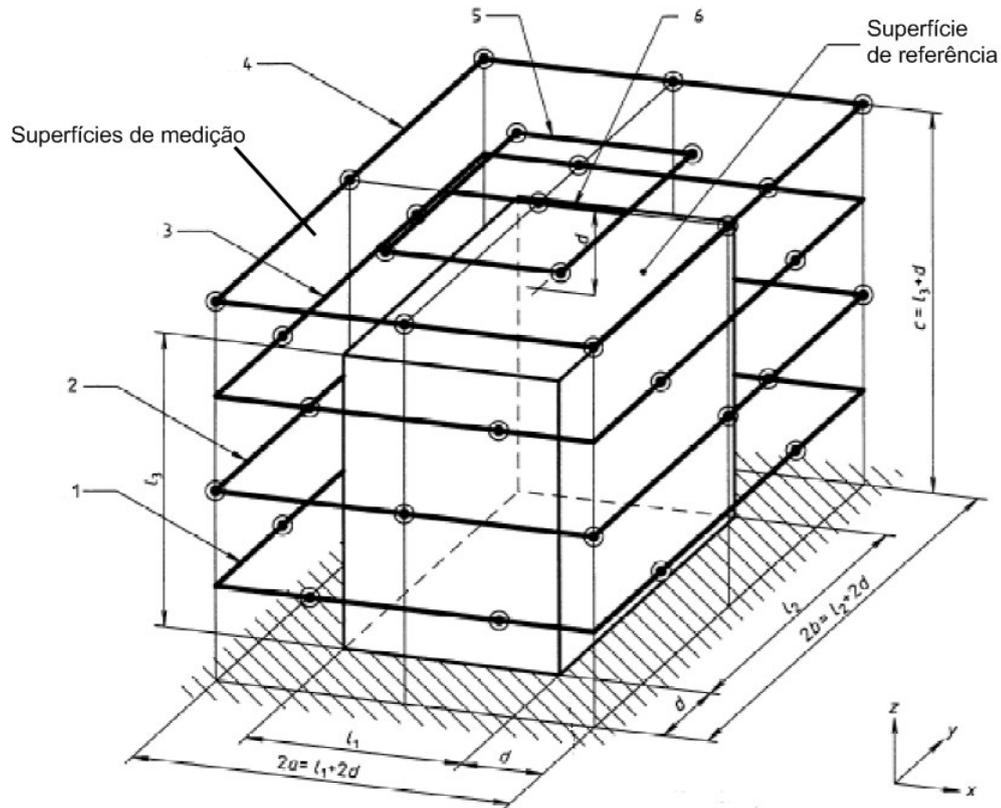


Figura 3.24 – Superfícies de referência e de medição.

A área S é obtida através da Equação (3.15);

$$S = 4(ab+bc+ca) \quad (m^2) \quad , \quad (3.15)$$

onde

$$a = 0,5.L_1 + d \quad , \quad (3.16)$$

$$b = 0,5.L_2 + d \quad ,$$

$$c = L_3 + d \quad ,$$

sendo $2a, 2b, 2c$ comprimento, largura e altura da superfície de medição;

L_1, L_2, L_3 comprimento, largura e altura da superfície de referência.

A medição do nível de pressão sonora pode ser feito utilizando oito pontos em um determinado plano ao redor do motor. A Figura 3.25 ilustra os pontos de medição.

A Figura 3.26 mostra a foto de um motor de indução em teste e realizando a medição do nível de pressão sonora utilizando como instrumento um medidor de nível de pressão sonora.

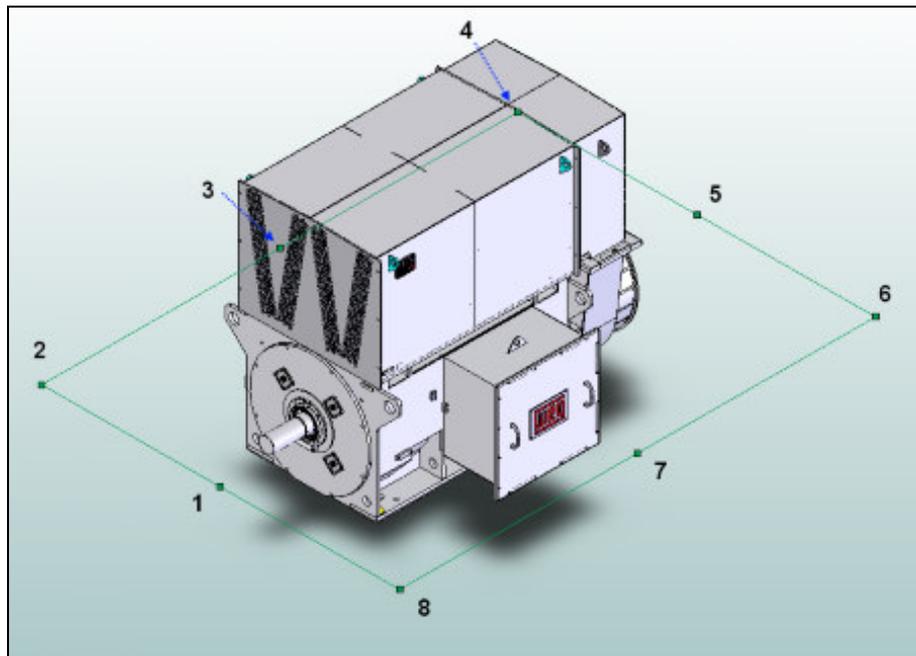


Figura 3.25 – Identificação dos pontos de medição no plano determinado.



Figura 3.26 – Foto da medição de nível de pressão sonora realizada no motor.

3.8.3 Correção para os níveis de pressão sonora do ambiente

Os resultados das medições em cada ponto medido devem ser corrigidos para os efeitos de um ruído de fundo (ambiente). O ruído de fundo, quando a máquina não está sob ensaio, deve ser determinado nos mesmos pontos de medição. As leituras em cada ponto, com a máquina sob ensaio, devem exceder aqueles valores lidos devido ao ruído de fundo no mínimo em 10 dB. Quando as diferenças forem menores do que 10 dB, as correções da Tabela 3.3 devem ser aplicadas.

Tabela 3.3 - Correções para determinação do nível de pressão sonora.

DIFERENÇA dB(A)	VALOR A SER SUBTRAÍDO DO VALOR MEDIDO dB (A) - K
< 6	Medição inválida
6	1,0
7	1,0
8	1,0
9	0,5
10	0,5
>10	0,0

3.8.4 Cálculo do nível de potência sonora

O nível de potência sonora, que caracteriza o ruído emitido pela fonte, deve ser calculado pela seguinte equação:

$$NWS = (NPS - K) + 10 \cdot \log\left(\frac{S}{S_0}\right) \quad dB(A) \quad , \quad (3.17)$$

onde, $S_0 = 1 \text{ m}^2$;

K correção para o efeito do ruído de fundo.

3.8.5 Espectro de ruído de motores de indução

A Figura 3.27 mostra o espectro em banda de 1/3 de oitava do nível de pressão sonora de um motor de indução, carcaça 355, potência de 746 kW e rotação de 3600 rpm. O espectro de um motor carcaça 560, com potência de 1940 kW e rotação de 3600 rpm é ilustrado na Figura 3.28. A Figura 3.29 mostra o espectro de um motor carcaça 800, como potência de 3500 kW e rotação de 745 rpm.

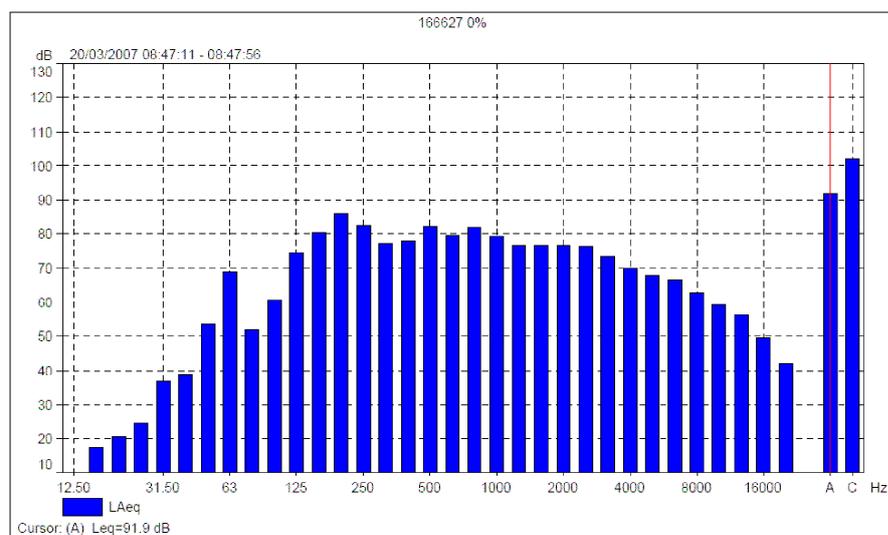


Figura 3.27 – Espectro do NPS em banda de 1/3 oitava motor de 746 kW.

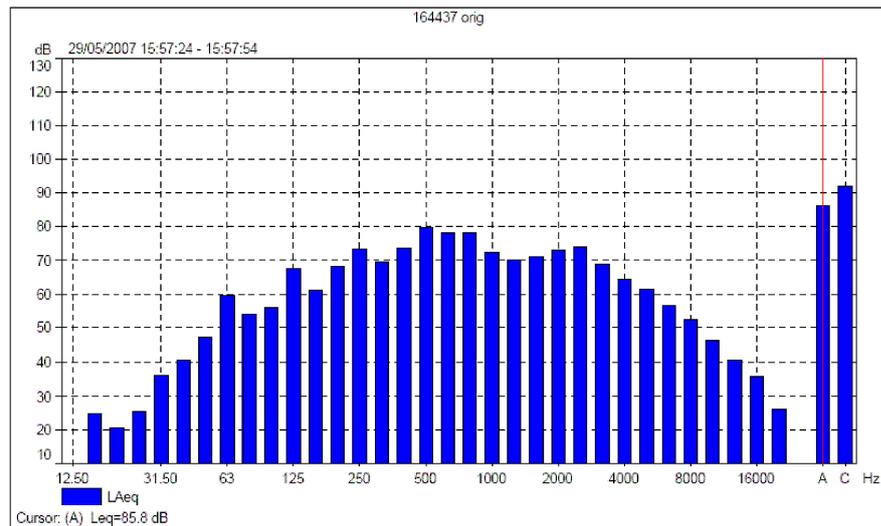


Figura 3.28 – Espectro do NPS em banda de 1/3 oitava motor de 1940 kW.

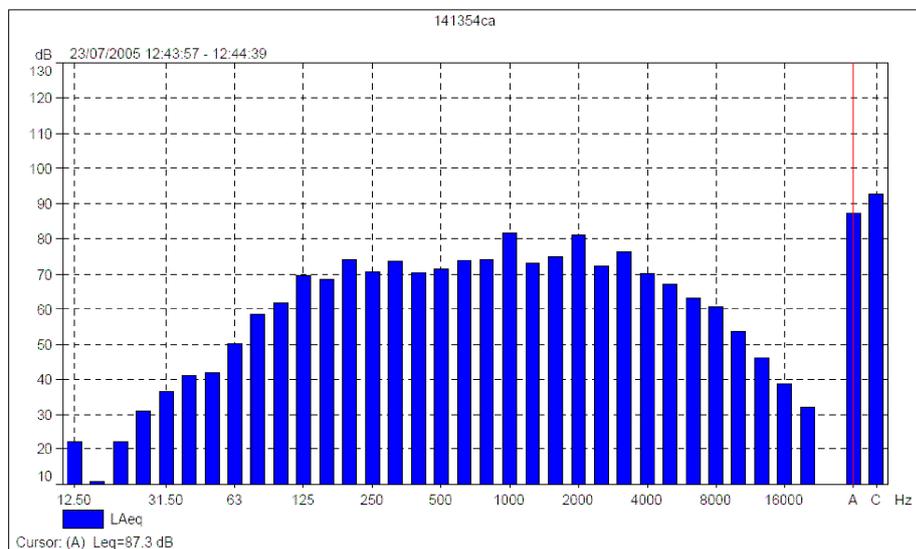


Figura 3.29 – Espectro do NPS em banda de 1/3 oitava motor de 3500 kW.

3.9 Conclusões

- Neste capítulo foram vistos os instrumentos mais apropriados para medição e análise de ruído e vibrações em motores de indução. Sendo estes, os instrumentos utilizados em todos os experimentos práticos realizados neste trabalho.
- Foi apresentado o procedimento de medição do nível de pressão sonora de acordo com as normas IEC 60034-9 [3] e ISO 3744 [23].

CAPÍTULO 4 - FONTES DE RUÍDO EM MOTORES DE INDUÇÃO

4.1 Introdução

As principais fontes de ruído nos motores elétricos podem ser classificadas em três categorias principais: de origem magnética, de origem mecânica e devido à ventilação (aerodinâmico). A razão de se separar o ruído total de um motor elétrico nessas três categorias é poder avaliar a influência de cada fonte isoladamente, a fim de se reduzir o ruído da fonte de maior intensidade.

Separando as principais fontes de ruído pode-se ainda identificar suas origens, como mostrado na Figura 4.1. O ruído de origem magnética tem como causas principais a geometria do pacote do estator e dentes, a combinação de ranhura, assimetria e tipo de enrolamento. O ruído de origem mecânica tem como causas principais o desbalanceamento e as vibrações geradas nos mancais. O ruído devido à ventilação se origina principalmente devido ao ventilador e do fluxo de ar (passagem de ar) pelo motor.

Este capítulo tem como objetivo apresentar as principais fontes de ruído em motores elétricos, os meios pelo qual o ruído é transmitido, o nível de ruído e a frequência do ruído. Serão também abordadas as equações relativas às suas principais fontes.

Todos os motores elétricos produzem ruído e a energia sonora aumenta conforme o aumento da potência do motor. Nos motores de grande porte e de alta rotação o ruído predominante é gerado pela grande quantidade de fluxo de ar necessário para refrigeração. Porém, para motores com baixa rotação o ruído proveniente do fluxo de ar e do ventilador pode ser excedido pelo ruído de origem magnética. Neste último caso o ruído gerado pode ser drasticamente aumentado se a frequência das forças de excitação estiverem próximas ou até mesmo coincidindo com a frequência natural de algum componente do motor.

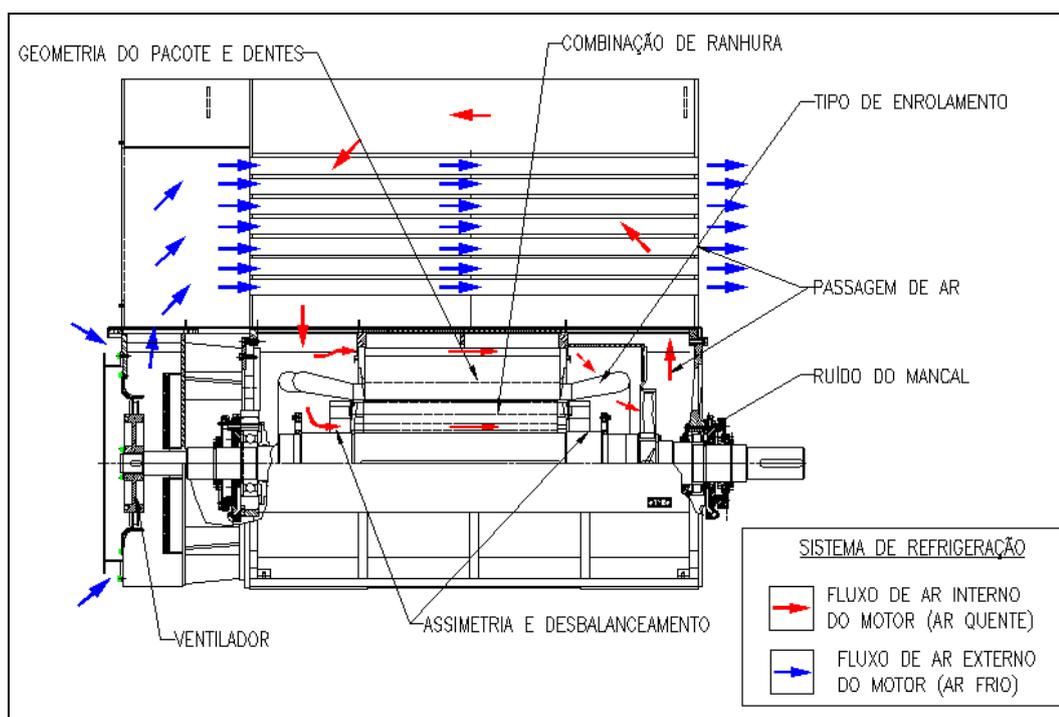


Figura 4.1 – Fontes de ruído em um motor de indução.

A resposta ressonante do pacote do estator e dentes com a frequência das ranhuras do rotor ou suas harmônicas podem produzir altos níveis de ruído, tornando inviável o seu controle depois de fabricado. É essencial que os problemas de ressonância mecânica sejam tratados durante a fase de projeto do motor.

4.2 Ruído de Origem Magnética

Uma maneira simples de identificar se uma vibração ou ruído em uma máquina elétrica girante é de origem eletromagnética ou mecânica, é através do desligamento da máquina. Quando a máquina opera sem carga, o rotor continuará a girar, mesmo após o desligamento da máquina, e levará um certo tempo até que desacelere totalmente. Isto ocorrerá principalmente se o rotor possuir uma grande inércia. Assim, em geral, se as vibrações ao desligar a máquina continuarem acontecendo, diminuindo lentamente de amplitude à medida que o rotor desacelera, é sinal que essas vibrações têm uma causa mecânica.

Caso contrário, se as vibrações ou ruído desaparecerem imediatamente ao desligar a máquina, é sinal que as vibrações são de origem magnética.

4.2.1 Ruído Magnético

A principal parcela de ruído magnético é gerada pela onda de força radial produzida por um campo magnético girante. Esta força é o meio pelo qual a potência é transferida do estator

para o rotor. Durante esta transferência a geração de algum nível de ruído é inevitável. Este problema é acentuado pelas harmônicas de indução no campo magnético. A deflexão do pacote do estator é aproximadamente proporcional ao quadrado da densidade de fluxo no entreferro. O número de ranhuras do estator e rotor são determinados pelo número de pólos, o tamanho do motor e a necessidade de minimizar o ruído. Se uma das várias frequências de excitação presentes em motor de indução coincide com a frequência natural dos dentes do estator ou do pacote de chapas, então ressonâncias podem ser provocadas. A frequência do ruído que surge desta ressonância é o dobro da frequência da rede, que é igual a 50 Hz ou 60 Hz, dependendo de cada país.

O ruído magnético é sem dúvida o mais difícil de ser avaliado, isto ocorre porque o campo magnético não emite ruído por ele mesmo, mas devido ao efeito da variação no campo magnético no pacote do estator laminado e onde está apoiado (carcaça).

Segundo Nau S.L. [19], é possível fazer uma distinção entre duas categorias de ruído, no que se refere ao som irradiado:

- ruído transmitido pelo ar;
- ruído transmitido pela estrutura.

O ruído transmitido pelo ar é gerado quando a coroa do pacote de chapas magnetizada é excitada a vibrações através das ondas de força radial no entreferro, geradas pelas harmônicas do campo (estas forças atuam em sentido radial) cujas amplitudes se distribuem em forma senoidal ao longo do perímetro do estator. O número de pares de pólos destas ondas senoidais, que determina a forma de vibração do pacote de chapas, é idêntico ao número de pares de pólos das ondas de força radial de excitação. As vibrações do pacote de chapas excitam o ar ambiente na mesma frequência de vibração, o que resulta numa irradiação do som através do ar. É importante também, num dado espectro de ondas de força radial em relação ao nível de ruído, a maneira como o pacote de chapas está acoplado à carcaça e qual o comportamento da vibração natural da própria carcaça.

O ruído transmitido pela estrutura surge das excitações na direção radial no entreferro, cuja ação da força, distribuída ao longo do perímetro, gera uma força de vibração girante com atuação resultante unilateral. Por outro lado, o ruído surge porque existem na máquina campos com origem no estator e rotor de mesmo número de pólos, mas com diferentes velocidades periféricas que, em seu deslocamento sobreposto, geram os momentos pendulares. Estas forças são transmitidas pela carcaça da máquina para a fundação. Se o sentido da força está fixo no espaço, então a amplitude do ruído transmitido através da estrutura é constante no tempo. Se, no entanto, o sentido gira, a amplitude está exposta a oscilações. A força de

vibração excita o rotor a vibrações de flexão que são transmitidas aos mancais. Se os mancais forem de deslizamento (hidrodinâmico), parte da vibração é amortecida, porém, se os mancais forem de rolamento, cujo coeficiente de amortecimento é muito baixo, a vibração será transmitida para a carcaça e conseqüentemente produzirá uma operação bastante ruidosa da máquina.

Modos de vibração do pacote de chapas

As ondas de forças radiais e tangenciais provocam deformações radiais e tangenciais nos pacotes de chapas do estator e rotor. Os pacotes de chapas são considerados como anéis homogêneos livres capazes de vibrar com a mesma forma e frequência de vibração das ondas de força. A Figura 4.2 mostra as deformações nos pacotes de chapas correspondentes aos modos de vibração $r = 0, 1, 2, 3, 4$ e 5 .

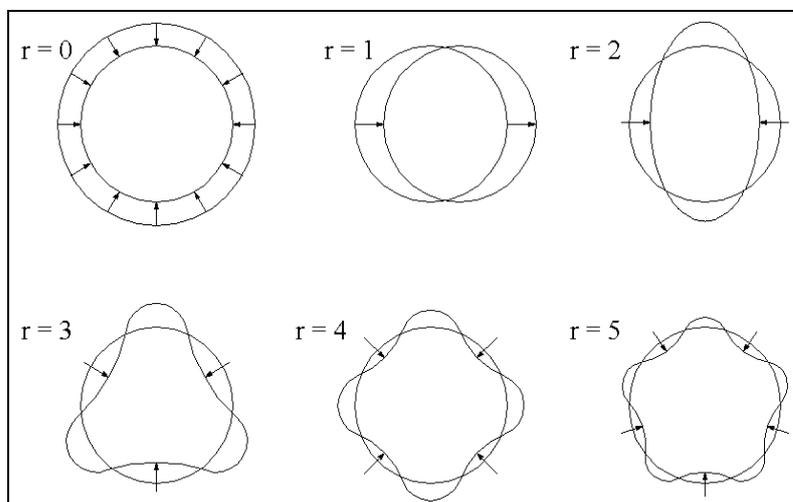


Figura 4.2 – Modos de vibração.

Para $r = 0$, a força correspondente não é uma onda girante, mas uma onda pulsante estacionária. A onda de força tangencial não deforma o pacote de chapas, mas fornece um momento que é sobreposto ao momento nominal, tendo como conseqüência uma operação ruidosa.

Para $r = 1$, existe uma força radial girante sobre o rotor e estator. Não existem deformações dos pacotes de chapa, somente são consideradas as flexões do rotor.

Para $r = 2$, este é o caso mais crítico para deformação, conseqüentemente, geração de ruído, pois o pacote de chapas é deformado elipticamente. Esta é a maneira mais fácil de deformar o pacote.

Para $r > 2$, os pacotes de chapas ficam sujeitos a pequenas deformação. A força muda de sentido a cada intervalo de π/r radianos ao longo da periferia do pacote de chapas. Quanto maior é o modo de vibração, menor são as respectivas deformações do pacote de chapas.

Ressonância dos dentes do estator

Ressonância dos dentes do estator tem sido motivo de grande preocupação em motores de baixa e média potência, de dois a quatro pólos. Estes motores são construídos com diâmetros externos do estator pequenos e com ranhuras do estator mais profundas do que em motores com polaridades maiores. Essa ranhura mais profunda causa dentes do estator mais longos, que têm relativamente baixas frequências de ressonância as quais, e quando excitadas pelas frequências de forças magnéticas, podem causar a ressonância dos dentes do estator. Quando isso ocorre, o nível de ruído do motor elétrico pode aumentar 10 dB, ou mais, quando operando sob carga. Observe a relação do comprimento do dente e a largura da coroa da chapa do estator na Figura 4.3.

Ruído excessivo do pacote do estator

Finley [27], descreveu que o ruído excessivo do pacote do estator é mais comum em motores seis pólos ou com velocidades de rotação menores. Isso ocorre devido ao fato da coroa do estator ter uma largura menor, quando comparada com um pacote do estator de um motor dois pólos, permitindo vibrações com grandes amplitudes. Esta condição ressoante é mais difícil de ser evitada dos diferentes modos de vibração do pacote de chapas. As larguras das coroas do estatores podem ser comparadas com o auxílio da Figura 4.3: para dois pólos (a) a coroa do estator tem largura de 140,6 mm, enquanto que para seis pólos (b) tem 87,6mm.

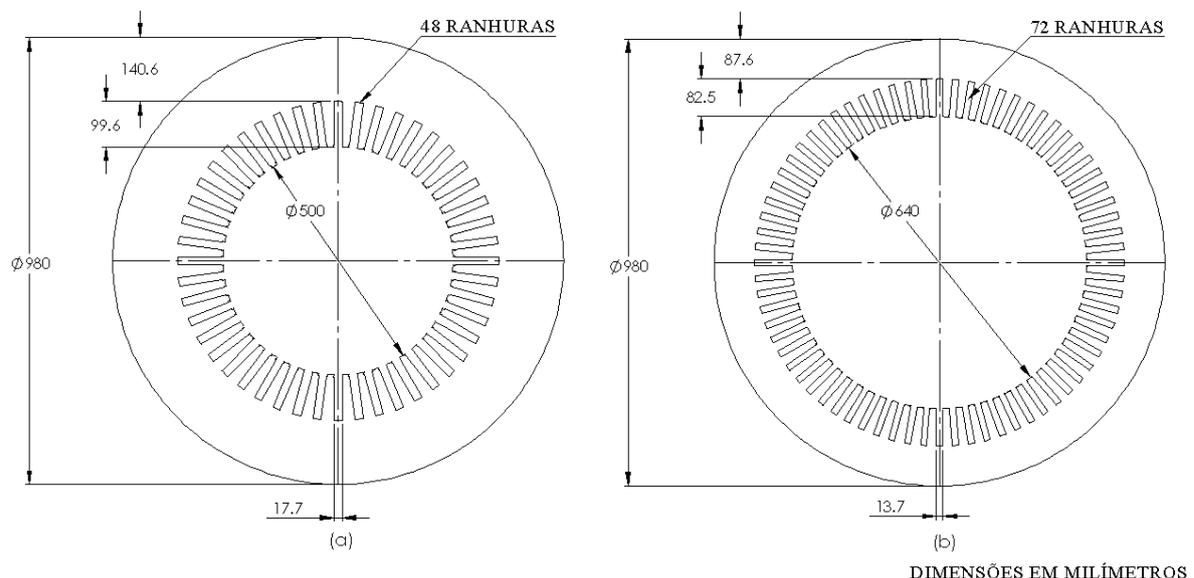


Figura 4.3 – Comparação da chapa do estator: (a) dois pólos e (b) seis pólos.

4.2.2 Assimetria e Desbalanceamento

O motor de indução, em sua grande maioria, pode ser considerado simétrico em ambos os sentidos, elétrico e mecânico. Os enrolamentos são balanceados entre fases e tomado um grande cuidado com a ranhura para assegurar que o rotor opere concêntrico com o diâmetro

interno do estator. Caso existam forças radiais associadas a um grande desbalanceamento magnético, estas podem causar vibrações excessivas e gerar ruído em alguns casos. Porém, assimetrias podem existir em um motor na direção axial devido a duas causas:

- forças pneumáticas devido à operação de um único ventilador ou de dois ventiladores de tamanhos diferentes dentro do motor;
- inclinação da ranhura do rotor ou estator.

Estes tipos de assimetrias na direção axial contribuem para o aumento da emissão do ruído de um motor de indução.

4.3 Ruído de Origem Mecânica

O ruído mecânico pode ser originado por três principais causas: desbalanceamento, ruído dos mancais e atrito entre as escovas e os anéis coletores.

O ruído gerado devido ao atrito entre escovas e anéis coletores não contribui significativamente no nível de ruído global de um motor elétrico.

4.3.1 Desbalanceamento

O ruído de desbalanceamento sempre ocorre na frequência de rotação do motor. O desbalanceamento pode surgir de duas maneiras. No primeiro caso, quando o centro de gravidade da massa girante está fora do centro do eixo de rotação, chamado de desbalanceamento estático. No segundo, mesmo o centro de gravidade coincidindo com o centro de rotação do rotor, forças dinâmicas podem ocorrer se o eixo de simetria não está paralelo com o eixo de rotação.

Um nível de desbalanceamento elevado ocasionará um elevado nível de vibração e conseqüentemente, de ruído. Porém ambas as formas de desbalanceamento podem ser corrigidas adicionando massas de balanceamento no rotor.

4.3.2 Ruído dos Mancais

Os mancais utilizados em motores de indução podem ser divididos em dois tipos: mancais de deslizamento e mancais de rolamento (elementos rolantes). O mecanismo de geração de ruído depende do modo de operação, da qualidade dos elementos rolantes, da folga interna e de uma correta lubrificação.

Mancais de Deslizamento

Este mancal consiste no princípio de deslizamento entre a superfície da bucha e do eixo que tem o diâmetro externo ligeiramente menor comparado com o diâmetro da bucha. Entre estas duas superfícies existe a camada de filme lubrificante que as separam e reduz o atrito entre elas.

O filme lubrificante em mancal de deslizamento é baseado na ação de bombeamento do óleo devido ao giro do eixo. Esta ação de bombeamento produz uma pressão entre as superfícies do eixo e casquilho, do mancal capaz de suportar altas cargas radiais. O ruído gerado por este tipo de mancal é causado principalmente quando há excessiva folga entre o eixo e o casquilho ocasionando a queda de pressão e possibilitando o contato entre as duas superfícies metálicas e também devido à insuficiente viscosidade do óleo, permitindo o contato metal-metal. No entanto, comparado com qualquer outra fonte de ruído gerada em um motor, o mancal de deslizamento pode ser considerado como muito silencioso.

Segundo Glew [20], medições feitas em uma série de motores de tamanhos médios e operando a 3000 rpm, mostraram que os motores com mancal de deslizamento são em torno de 3 dB mais silenciosos em frequências de 500 Hz e em torno de 6 dB mais silencioso em 8000 Hz, comparados com o mesmo tipo de motor com mancais de rolamento.

Mancais de Rolamento

O mancal de rolamento consiste em quatro componentes, enquanto que o mancal de deslizamento tem somente um conjunto. A Figura 4.4 mostra cada um destes componentes.



Figura 4.4 – Componentes do mancal de rolamento.

Os elementos girantes podem ter geometria cilíndrica, esférica ou cônica. A gaiola tem como uma das funções principais a de manter a posição relativa entre os elementos girantes.

O funcionamento do mancal de rolamento, como o próprio nome sugere, é a combinação de movimentos de deslizamento e rolamento. Um lubrificante é usado para reduzir o atrito de deslizamento e rolamento durante a operação. O tipo de lubrificante é o óleo que pode ser fornecido através da:

- a. lubrificação com graxa;
- b. lubrificação com banho de óleo;
- c. lubrificação do tipo “oil mist”.

O nível de ruído dos mancais de rolamento é considerado baixo em comparação com o ruído de origem magnética e aerodinâmica. Porém, quando são exigidos motores com nível reduzido de ruído, os mancais de rolamento podem ser uma significativa fonte de ruído e deve-se tomar muito cuidado durante a fase de projeto e manutenção. Rolamentos com lubrificação direta a óleo (itens b e c) são considerados mais silenciosos do que com lubrificação a graxa.

A origem do ruído em mancais de rolamentos e seu comportamento imprevisível estão relacionados completamente com o número de componentes e sua qualidade de fabricação. A combinação dos quatro componentes no rolamento produz cinco freqüências fundamentais de geração de ruído potencial, mais suas harmônicas devido às múltiplas imperfeições superficiais.

Um rolamento em ótimas condições de utilização pode produzir qualquer uma das cinco combinações de freqüências fundamentais de emissão de ruído (juntamente com várias harmônicas). A Figura 4.5 ilustra os parâmetros básicos de um típico rolamento rígido de esferas.

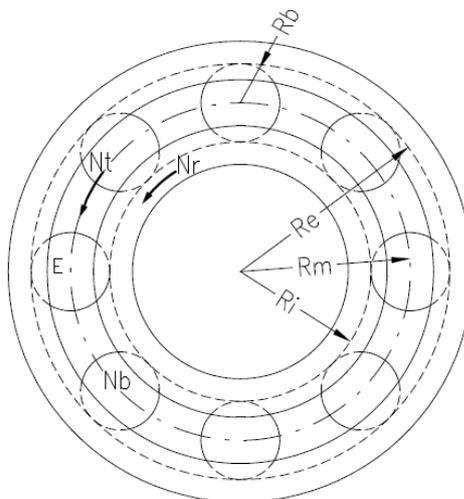


Figura 4.5 – Parâmetros básicos de um rolamento rígido de esferas.

Na Figura 4.5 têm-se:

Rm	raio médio de rotação dos elementos girantes;
Ri	raio da pista interna;
Re	raio da pista externa;
Rb	raio dos elementos girantes;
Nr	velocidade de rotação da pista interna (rpm);
Nt	velocidade de rotação dos elementos girantes (rpm);
Nb	velocidade de rotação dos elementos em seu próprio eixo (rpm);
E	quantidade de elementos.

Glew, [20], escreveu que o raio médio de rotação dos elementos girantes pode ser escrito como:

$$Rm = Ri + Rb \quad . \quad (4.1)$$

A velocidade de rotação dos elementos girantes em relação ao centro do eixo é dado por:

$$Nt = \frac{Nr \cdot Ri}{Ri + Re} \quad . \quad (4.2)$$

A velocidade de rotação dos elementos girantes em relação ao seu próprio eixo pode ser calculado por:

$$Nb = \frac{Re \cdot Nt}{Rb} \quad . \quad (4.3)$$

Logo, as frequências de emissão do ruído são:

1. devido ao desbalanceamento ou excentricidade do anel interno:

$$f_1 = \frac{Nr}{60} [Hz] \quad ; \quad (4.4)$$

2. devido às irregularidades ou imperfeições dos elementos girantes ou gaiola:

$$f_2 = \frac{Nt}{60} [Hz] \quad ; \quad (4.5)$$

3. devido ao giro dos elementos:

$$f_3 = \frac{Nb}{60} [Hz] \quad (4.6)$$

ou

$$f_3^1 = 2 \cdot f_3 [Hz] \quad , \quad (4.7)$$

caso uma imperfeição no elemento choque com os anéis interno e externo alternadamente;

4. devido a uma imperfeição na pista interna:

$$f_4 = \frac{E \cdot (Nr - Nt)}{60} [Hz] \quad , \quad (4.8)$$

caso haja muitas imperfeições no anel interno, as harmônicas de f_4 podem ser mais destacadas;

5. devido a uma imperfeição no anel externo:

$$f_5 = \frac{E \cdot Nt}{60} [Hz] \quad . \quad (4.9)$$

Como ilustração, para um rolamento rígido de esferas normal, a 3000 rpm, as frequências de ruído são:

$$\begin{aligned} f_1 &= 50 [Hz] & f_4 &= 240 [Hz] \\ f_2 &= 20 [Hz] & f_5 &= 160 [Hz] \\ f_3 &= 120 [Hz] \end{aligned}$$

Como estas frequências são muito baixas, elas não são detectadas pelo ouvido humano. No entanto, o ruído de rolamento que pode ser detectado ocorre em altas frequências devido às harmônicas das frequências fundamentais, causadas pelas imperfeições de fabricação do rolamento, grandes folgas internas e falhas na lubrificação.

Fazendo uma análise comparativa entre os tipos de rolamentos mais utilizados em motores elétricos, o que apresenta um menor nível de ruído em operação é o rolamento rígido de esferas devido ao seu reduzido atrito entre os componentes.

4.3.3 Radiação de ruído de placa vibrante

Algumas fontes sonoras podem ser apresentadas na forma de chapas finas ou painéis vibrantes. Para estes casos é preciso compreender a influência do carregamento do fluido e dos parâmetros estruturais na eficiência de radiação de tais estruturas, a fim de que se possam fazer estimativas teóricas da radiação sonora, e se possam aplicar medidas de controle de ruído.

Segundo Gerges [8], existem dois tipos de efeito a serem considerados: as excitações mecânicas localizadas, que ocorrem na estrutura da chapa, e a excitação distribuída, devida à presença do fluido circundante, que é uma excitação acústica (ou hidrodinâmica).

A radiação do ruído de uma placa finita ocorre devido à vibração da placa em seus modos de vibração (ondas estacionárias). Cada modo tem uma frequência natural associada e a forma de vibração ou modo é mostrado na Figura 4.6. Os contornos das placas são rígidos.



Figura 4.6 – Radiação do ruído de uma placa finita circundada por um plano rígido.

A potência sonora gerada W (Watt) por uma estrutura vibrante e dada por:

$$W = S \rho c \bar{V} \sigma_{rad} \quad [\text{W}] \quad . \quad (4.10)$$

A equação acima pode ser escrita em termos do nível de potência sonora NWS (em dB) como:

$$NWS = 20 \log V + 10 \log S + 10 \log \sigma_{rad} + 146,2 \quad [\text{dB}] \quad , \quad (4.11)$$

onde S é a área da superfície da estrutura;

ρ é a densidade do meio;

c é a velocidade do som;

\bar{V} é a velocidade média quadrática das vibrações da estrutura em espaço e tempo;

σ_{rad} é a eficiência de radiação.

Análise experimental

Com base na radiação de ruído de placa plana, foi realizado o ensaio experimental em um motor de indução de 1275kW, 3000 rpm e com sistema de refrigeração IC611 (trocador de calor ar-ar). O objetivo principal foi determinar os níveis vibração das chapas de aço do trocador de calor e direcionador de ar, mostrados na Figura 4.7.

O procedimento do experimento foi iniciado pela marcação e identificação dos pontos de medição no trocador de calor e no direcionador, como ilustrado na Figura 4.7. Com o motor operando a vazio, foram medidos os níveis de vibração em cada ponto marcado com o uso de um acelerômetro. Foi realizada também a medição do nível de pressão sonora global no motor e obtido o espectro de frequência em banda de oitavas.



Figura 4.7 – Pontos de medição no motor.

O resultado deste experimento pode ser visto na Figura 4.8, que apresenta os gráficos dos níveis de vibrações distribuídos na superfície da chapa do trocador de calor (a) e do direcionador de ar (b).

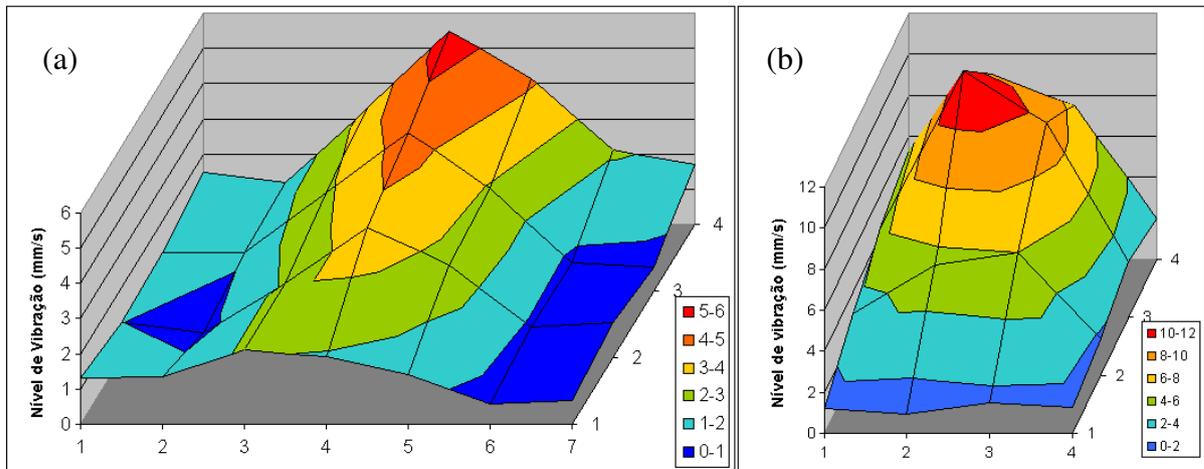


Figura 4.8 – Níveis de vibração medidos na chapa do trocador de calor (a) e direcionador de ar (b).

O nível de pressão sonora médio medido em oito pontos no motor foi de 81,4 dB(A). A Figura 4.9 mostra o espectro de frequência em banda de oitavas a um metro na lateral do motor, ou seja, direcionado ao trocador de calor.

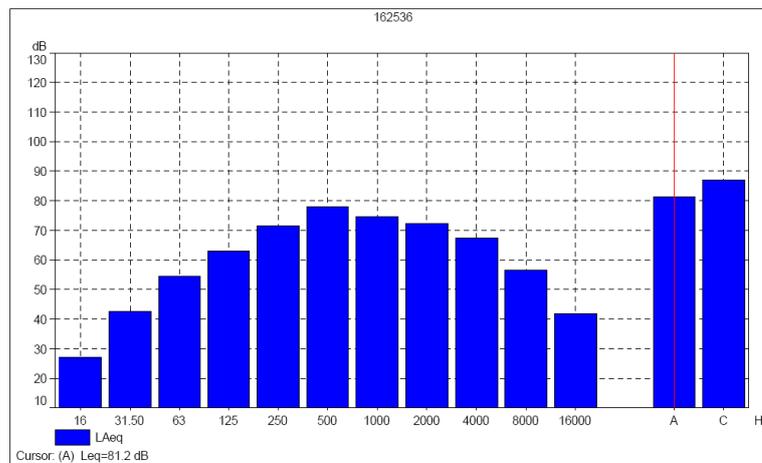


Figura 4.9 – Espectro do nível de pressão sonora em bandas de oitava.

A partir das Figuras 4.8 e 4.9 pode-se concluir que:

- no trocador de calor os níveis de vibração mais altos estão localizados no centro da chapa lateral e na parte superior do trocador, ou seja, regiões mais distantes das extremidades e do ponto de fixação do trocador na carcaça do motor. O nível máximo medido foi de 5,5 mm/s;
- no direcionador de ar, os níveis de vibração mais altos estão localizados na região semelhante ao do trocador de calor, porém, os níveis de vibração medidos foram mais altos, atingindo 12 mm/s;

- a radiação do ruído gerado da vibração da chapa do trocador de calor e direcionador de ar são fontes que influenciam no ruído global do motor de indução, portanto, formas de controle deste ruído devem ser analisadas.

4.4 Ruído de Origem Aerodinâmica

O motor de indução é um eficiente conversor de energia. Sua eficiência a plena carga ultrapassa 90%, exceto em motores muito pequenos. Já em motores com potência acima de 1000kW pode atingir valores maiores do que 95% de eficiência. Ainda assim esta pequena perda se apresenta como ruído, radiação eletromagnética e calor. Este último é responsável por grande parte das perdas, pois o calor tem que ser removido do motor e garantir que sua elevação de temperatura esteja compatível com a classe de temperatura de isolamento do material utilizado para fazer o isolamento das bobinas.

Os meios de retirada do calor estão sempre relacionados pela passagem de fluxo de ar pelas partes quentes do motor. Este fluxo de ar é gerado principalmente por ventiladores montados no próprio eixo do motor. Em motores grandes é requerido um alto volume de fluxo de ar e este volume é induzido para dentro e/ou expelido do motor a velocidades altas.

4.4.1 Ventiladores

Os ventiladores montados no eixo trabalham na mesma rotação do motor e são utilizados para gerar uma diferença de pressão necessária para produzir um fluxo de ar requerido. Proporcionam a transferência de energia do eixo para o fluido com uma determinada eficiência, consumindo nesse processo uma certa potência da fonte de energia.

O fluido impulsionado pelo ventilador percorre um determinado caminho no interior do sistema (motor). Este caminho, por sua vez, possui uma perda de carga e quanto maior ela for, mais difícil é impulsionar o fluido. O fluido impulsionado geralmente será o ar, que possui uma massa específica que varia conforme a temperatura e a altitude.

Os ventiladores podem ser divididos principalmente em dois tipos: de fluxo radial (centrífugos) e de fluxo axial.

Os ventiladores radiais podem ter rotores com pás (aletas) retas, curvadas para trás, ou curvadas para a frente. Cada um destes rotores tem uma característica operacional própria e aplicação específica. Algumas serão brevemente descritas a seguir.

O ventilador centrífugo de pás retas é um tipo comum, geralmente de custo mais baixo. Desenvolve pressões razoavelmente elevadas (até cerca de 500 mmH₂O). É um ventilador de baixa eficiência. Estas características induzem também um nível elevado de ruído (produzido por turbulência, alta velocidade do escoamento e aerodinâmica das aletas não-favorável). A

Figura 4.10 mostra à esquerda, um desenho de um ventilador radial; à direita, a sua curva característica (além das curvas de potência e eficiência). Note que a curva característica é ‘bem comportada’, que a potência deste rotor é sempre crescente com a vazão, e que sua eficiência máxima ocorre para valores relativamente baixos (< 50% da vazão máxima).

O ventilador centrífugo de pás curvadas para trás é o mais eficiente entre os centrífugos. Como a velocidade do escoamento é a menor e o canal formado pelas aletas tem a forma apropriada para o escoamento do gás através das pás, produz menores níveis de ruído. Entretanto, tem custo mais elevado que o ventilador radial. Os modelos mais sofisticados, de maior potência e responsabilidade, tem aletas com perfil aerodinâmico (um pouco mais eficientes, produzindo ruído menos intenso). O desenho e a curva característica típica estão mostrados na Figura 4.11.

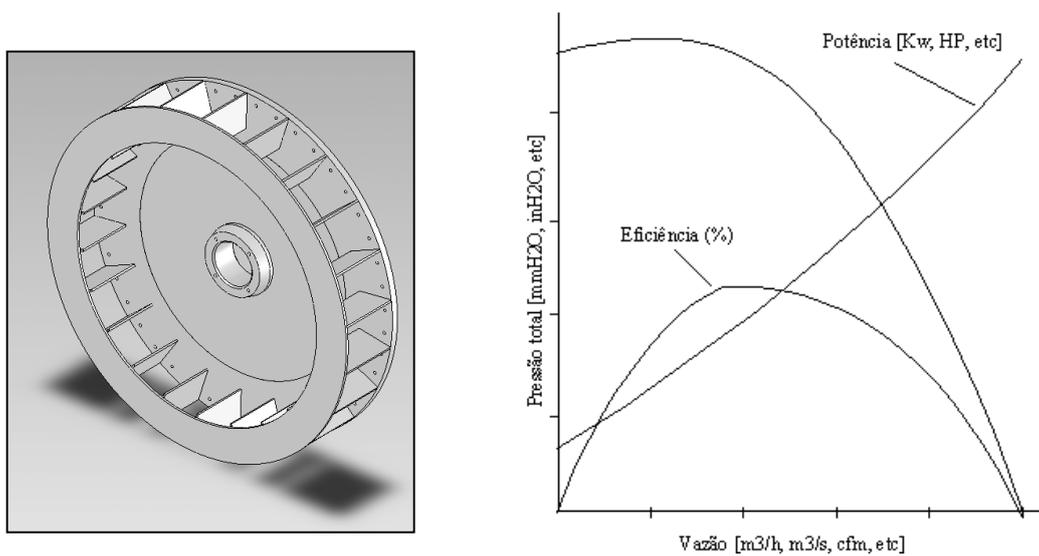


Figura 4.10 – Ventilador radial de pá reta: esquema construtivo e curva característica.

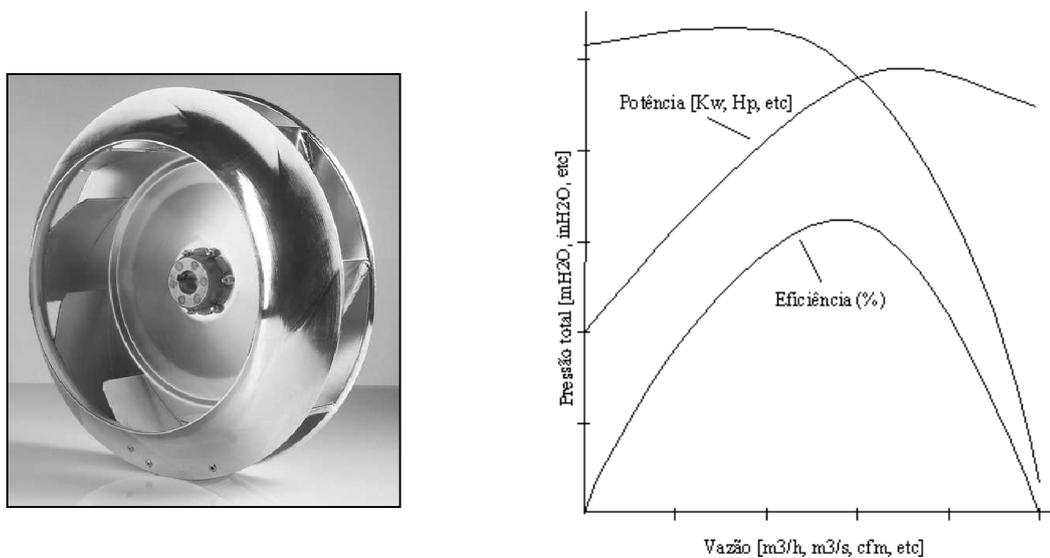


Figura 4.11 – Ventilador radial de pá para trás: desenho e curva característica.

Assim como o centrífugo com pás curvadas para trás, o ventilador centrífugo com pás curvadas para a frente é utilizado com gases isentos de particulado sólido. Uma das particularidades de sua curva característica é uma extensa faixa de pressão *quase constante*. Outra particularidade é a parte instável da curva característica, na faixa das baixas vazões. Um tipo muito comum de ventilador centrífugo radial é o *Sirocco*, que tem rotor largo e muitas aletas curtas. Para uma dada vazão e uma certa pressão total, o *Sirocco* é o menor entre os ventiladores centrífugos, operando em uma rotação mais baixa (o que é importante para minimizar a geração de ruído). Sua eficiência, entretanto, é menor que a do centrífugo de aletas curvadas para trás. O desenho e a curva característica típica estão mostrados na Figura 4.12.

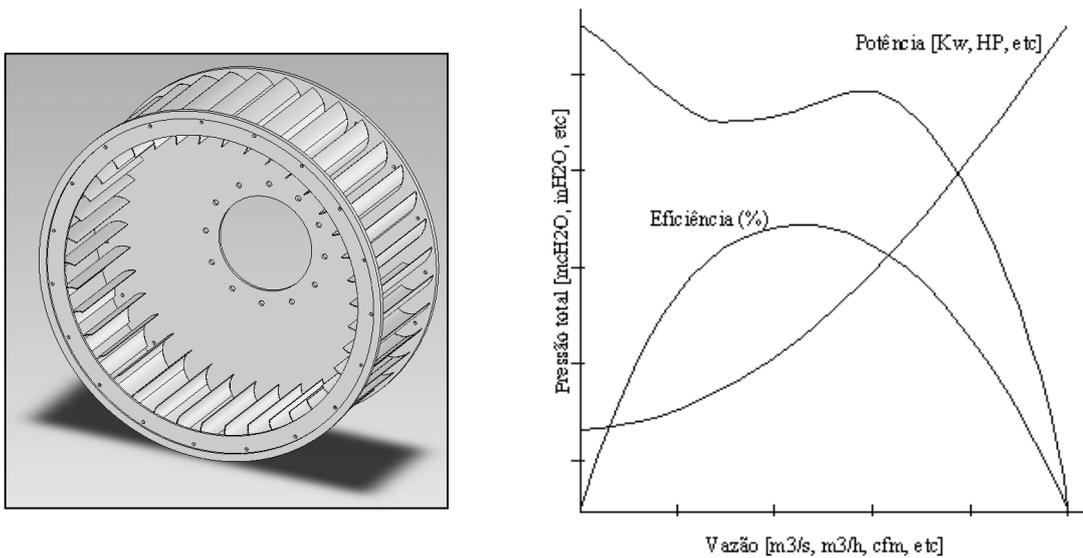


Figura 4.12 – Ventilador radial de pá para frente: desenho e curva característica.

Os ventiladores de fluxo axial, também chamado de ventiladores axiais, têm a característica de gerar grande vazão de ar e baixa pressão. Sua curva característica também apresenta uma região de instabilidade. A Figura 4.13 ilustra o desenho e a curva característica de um ventilador axial.

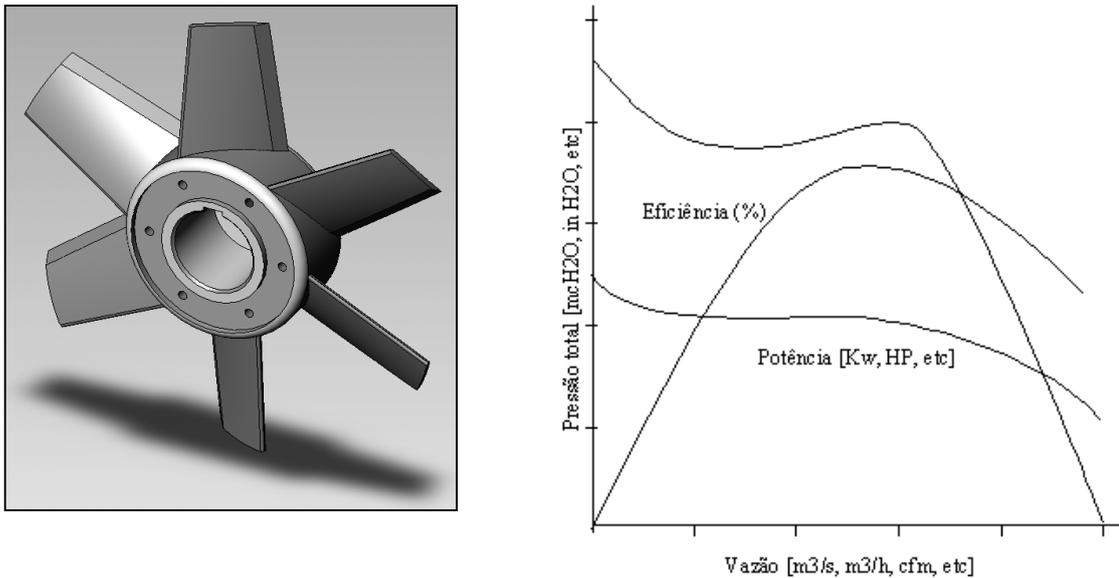


Figura 4.13 – Ventilador axial: desenho e curva característica.

Fontes de ruído em Ventiladores

Gerges [8], descreveu que os principais mecanismos de geração de ruído em ventiladores são:

- 1- ruído aerodinâmico do tipo banda larga, gerado em regiões de fluxo turbulento e vórtices. Este mecanismo de geração de ruído contribui com os componentes mais significativos para o ruído total. A presença de elementos estacionários nesse campo rotativo, tais como suportes próximos às pás do ventilador, pode aumentar o nível de ruído;
- 2- ruído causado pela passagem das pás próximas a elementos fixos (Figura 4.14). Está concentrado na frequência de passagem f_p e seus harmônicos $2f_p$, $3f_p$, etc, onde:

$$f_p = \frac{n_p \cdot n}{60} [Hz] \quad , \quad (4.10)$$

onde

f_p - frequência de passagem das pás (Hz);

n_p - número de pás;

n - velocidade de rotação (r/min).

- 3- ruído de origem mecânica, emitido por vibrações dos componentes estruturais e das pás, mostrado na Figura 4.14.

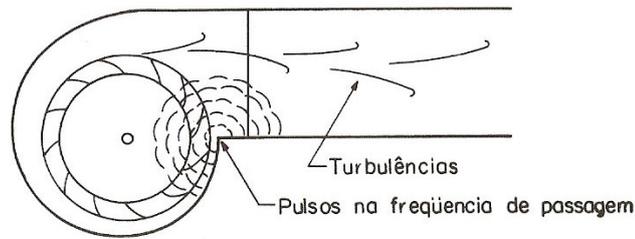


Figura 4.14 – Geração do ruído

Níveis de ruído dos ventiladores

O ventilador é a principal fonte de ruído e produz um espectro típico de ruído, mostrado na Figura 4.15[20]:

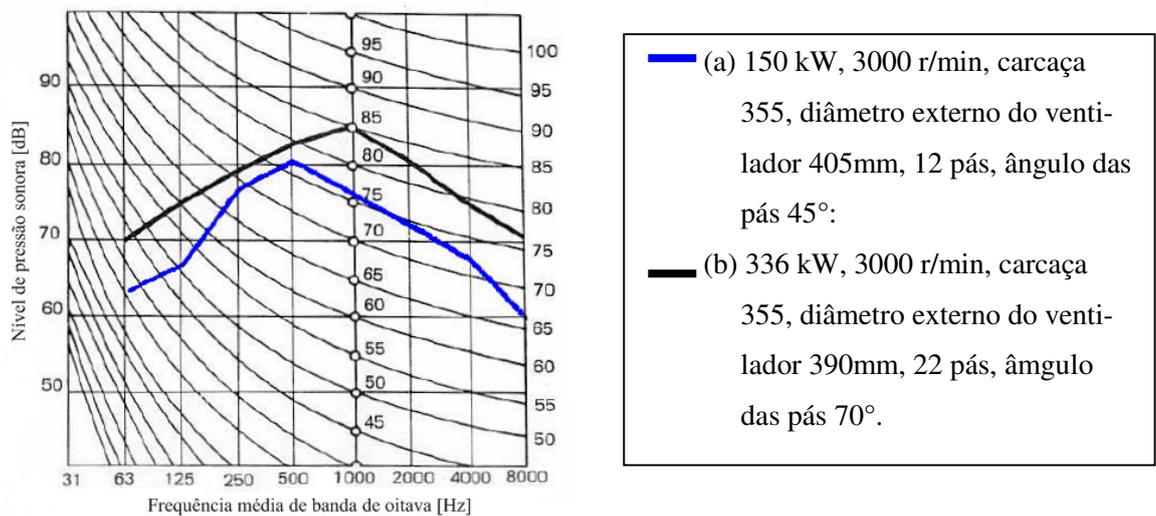


Figura 4.15 – Espectro de ruído de motor.

Utilizando a Equação (4.10) para o cálculo da frequência de passagem das pás dos ventiladores dos dois motores mostrados na Figura 4.15, temos: (a) 600Hz e (b) 1100 Hz. Como a frequência predominante de maior nível de ruído de cada motor coincide com a frequência de passagem das pás dos seus respectivos ventiladores, pode-se concluir que a fonte de ruído predominante são os ventiladores.

Como regra geral, se a velocidade periférica do ventilador exceder 50 m/s, todas as outras fontes de ruído podem ser desprezadas, pois o nível de potência sonora do ventilador excede 100 dB(A). O gráfico da velocidade periférica constante (Figura 4.16) mostra quando alto nível de ruído pode ser esperado. Ventiladores com diâmetro maior que 315mm a 3000 r/min e 262mm a 3600 r/min estão na área de ruído excessivo. Para rotação de 1500 r/min, o diâmetro do ventilador pode ser o dobro do ventilador a 3000 r/min, para atingir a mesma área de ruído excessivo.

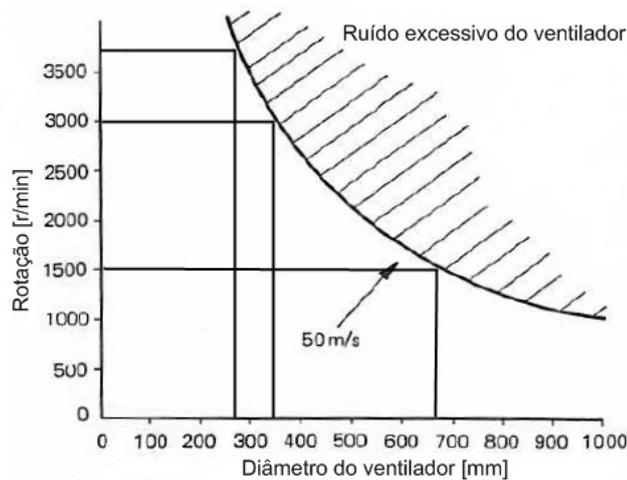


Figura 4.16 – Gráfico da velocidade periférica constante.

A maioria dos ventiladores axiais utilizados em motores acima de 100kW em 3000 r/min tem seu diâmetro externo maior que 400 mm, o que demonstra que todos os motores dois pólos de médio e grande portes possui nível de ruído elevado.

De acordo com Nau [22], na prática, a Equação (4.11) pode ser utilizada como um guia para estimar o nível de ruído emitido pelos ventiladores de um motor de indução:

$$NPS(A) = 24,4 \cdot \sqrt[3]{V_p} \quad [dB(A)] \quad , \quad (4.11)$$

onde: $NPS(A)$ é o nível de pressão sonora em dB(A);
 V_p é a velocidade periférica em m/s.

A Equação 4.11 é válida somente para motores fechados (TEFC – *Totally enclosed fan cooled*).

Predição do Nível de Potência Sonora em Ventiladores

Um dos trabalhos mais antigos sobre este tópico for desenvolvido por Beranek, Kamperman e Allen em 1955 [8]. Neste método o nível de potência sonora em cada banda de frequência de 1/1 oitava é dado por:

$$NWS = R + 77 + 10 \log KW + \log P_s \quad , \quad (4.12)$$

$$NWS = R + 25 + 10 \log Q_v + 20 \log P_s \quad , \quad (4.13)$$

$$NWS = R + 130 + 10 \log KW - \log Q_v \quad , \quad (4.14)$$

onde R é o fator para cada banda de 1/1 oitava dado na Tabela 4.1;
 P_s é a pressão estática (mca);
 KW é a potência do motor (kW);
 Q_v é a velocidade de fluxo de volume (m³/h).

Tabela 4.1 – Valores do fator R usado nas Equações (4.12), (4.13) e (4.14).

Frequências (Hz)	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
Radial: pás curvadas para trás	-4	-6	-9	-11	-13	-16	-19	-22
Radial: pás curvadas para frente	-2	-6	-13	-18	-19	-22	-25	-30
Radial: pás radiais	-3	-5	-11	-12	-15	-20	-23	-26
Axial	-7	-9	-7	-7	-8	-11	-16	-18
Fluxo misto	0	-3	-6	-6	-10	-15	-21	-27

Outro método desenvolvido por Graham em 1972 [21], é considerado o método mais geral para a maioria dos ventiladores mencionados na Tabela 4.1, pois inclui o efeito da frequência de passagem das pás. A equação de Graham é dada por:

$$NWS = K + \log \bar{Q} + 20 \log P_a + C \quad , \quad (4.15)$$

onde \bar{Q} é o fluxo de volume (m^3/h);

P_a e a pressão estática (kPa); $P_a > 0,125kPa$;

K é o fator para cada banda de 1/1 oitava, dado na Tabela 1.2;

C é o aumento do NWS na frequência de passagem (f_b).

O valor de K utilizado na equação é dado conforme a Tabela 4.2. A Figura 4.17 ilustra os tipos de ventiladores citados na tabela abaixo.

Tabela 4.2 – Valores do fator K usado na Equação (4.15).

Tipo de Rotor	Diâmetro	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	C
Radial, pá curvada para trás	Acima de 0.75m	80	80	79	77	76	71	63	55	3
	Abaixo de 0.75m	84	86	84	82	81	76	68	60	3
Radial, pás modificadas	Acima de 1.0m	93	90	88	88	83	78	75	74	5
	Abaixo de 1.0m	96	95	93	93	88	83	80	79	5
Radial, de pressão tipo A,B,C e D	Acima de 1.0m	93	87	90	87	85	80	78	77	8
	Entre 1 e 0.5m	103	96	96	93	93	88	86	85	8
	Inferior a 0.5m	111	105	106	98	92	87	86	81	8
Radial, tipo E	Acima de 1.0m	98	94	90	87	83	78	75	74	7
	Abaixo de 1.0m	101	106	100	91	88	85	80	86	7
Radial, pá curvada para frente	todos	95	91	86	81	76	73	71	68	2
Axial com guias	Acima de 1.0m	87	84	86	87	85	82	80	70	6
	Abaixo de 1.0m	85	87	91	91	91	89	86	80	6
Tubo axial	Acima de 1.0m	89	87	91	89	87	85	82	75	7
	Abaixo de 1.0m	88	89	95	94	92	91	85	83	7
Hélice	Todos	96	93	94	92	90	90	88	86	5

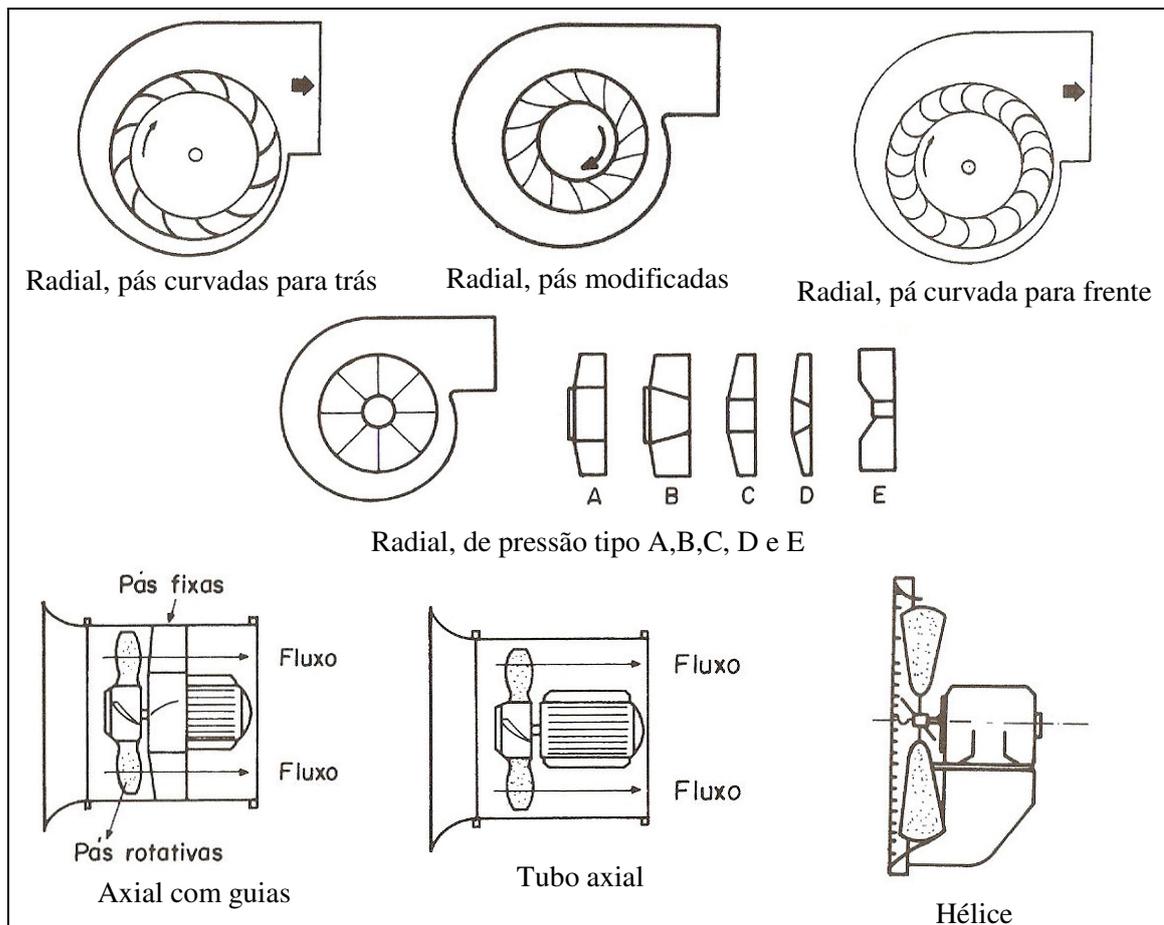


Figura 4.17 – Principais tipos de ventiladores.

Fatores que afetam o nível de ruído devido ao fluxo de ar

Um fluxo de ar controlado sobre extremidades (cantos), chapas, tubos, fios ou orifícios pode ser aproveitado para gerar diferentes sons. Porém, em equipamentos industriais como um motor de indução, estes tipos de sons gerados pelo fluxo de ar devem ser evitados.

O ruído gerado devido a um fluxo de ar é um assunto muito complexo, portanto serão feitas apenas observações gerais.

Abaixo estão alguns fatores das características do fluxo de ar que afetam a emissão de ruído:

- projeções estacionárias como suportes, reforços ou até mesmo a cabeça de bobina do estator, que estão alocadas muito próximas da periferia do ventilador, podem gerar um aumento no ruído de tom puro na frequência de passagem das pás do ventilador. A distância entre a periferia do ventilador e um obstáculo estacionário é crítico para o aumento do nível de ruído do motor;
- súbitas expansões e contrações no circuito de ar produzem não somente uma diferença de pressão como também emissão de ruído de vários tipos. Fluxo de ar através de telas

ou venezianas, por exemplo, pode gerar ruído de alta frequência, mas sua magnitude está relacionada com (c);

- (c) altas velocidades de ar desnecessárias são comuns em pequenos motores devido à necessidade de padronização do produto. As leis de transferência de calor demonstram que velocidades superficiais superiores a 10 m/s são desnecessárias. Como velocidades altas geram ruído excessivo, deve-se evitar por um ventilador superdimensionado;
- (d) obstáculos localizados no fluxo de ar estão propensos a produzir ruído devido ao vórtice gerado após o obstáculo. A frequência do ruído gerado está em função do diâmetro do obstáculo e da velocidade do ar e está relacionado pelo número de Strouhal que é aproximadamente constante para qualquer arranjo de obstáculos. Os tubos do trocador de calor ar-ar utilizados em motores fechados (IC611) é um exemplo de um potencial gerador de ruído desse tipo;
- (e) mudanças bruscas de direção do fluxo de ar do sentido axial para radial que passa através do rotor pelos canais axiais e muda de sentido para radial passando pelas barras de cobre pode causar ruído do tipo sirene que está usualmente à incômoda banda de frequência entre 2000 a 4000 Hz.

4.5 Espectro do Ruído dos Motores Elétricos

A característica do espectro de ruído de motores elétrico é de ser do tipo banda larga com componentes de tons puros. O ruído de banda larga é devido à passagem do fluxo turbulento do ar de refrigeração entre o rotor e as partes fixas do motor. Os tons puros são gerados na frequência de passagem das pás do ventilador.

O nível de potência sonora NWS em bandas de 1/1 oitava gerado por motores elétricos de 1HP até 500 HP é dado pela seguinte Equação (4.16), desenvolvida por Bolt-Beranek [8]:

$$NWS = K + 20\log(HP) + 15\log(N) - 7 \text{ [dB]} \quad , \quad (4.16)$$

onde N é a velocidade de rotação em r/min;

HP é a potência em HP;

K é uma constante que depende de cada banda de 1/1 oitava, sendo dada na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Fator K usado na Equação (4.16).

Frequências das Bandas de 1/1 Oitava (Hz)	31.5	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
Valor de K	7	9	13	15	16	16	14	7	0

A norma NEMA (*National Electrical Manufacturers Association*), publicou as Tabelas 4.4, 4.5 e 4.6 com respeito ao nível de potência sonora NWS em dB(A) para motores, em bandas de 1/1 oitava. Os valores destas tabelas podem ser representados pela relação matemática similar à de Beranek dada pela Equação (4.17):

$$NWS = m(10 \cdot \log HP) + b \text{ [dB(A)]} \quad , \quad (4.17)$$

onde m é uma constante (ver Tabela 4.6);

b é um nível em dB (ver Tabela 4.4).

Tabela 4.4 – Potência sonora de motores abertos e fechados.

Rotação (r/min)	Tipo de carcaça	Potência (HP)	Aberto dB(A)	TEFC dB(A)
3600	143T, 145T	3 a 2	76	87
	182T, 184T	7,5 a 5	80	91
	213T, 215T	15 a 10	82	94
	245T, 256T	25 a 20	84	96
	284T, 286T	40 a 30	86	98
	324T, 326T	60 a 50	89	100
	364T, 365T	100 a 75	94	101
	404T, 405T	150 a 100	98	102
1800	444T, 445T	250	101	104
	143T, 145T	0,5 a 2	70	70
	182T, 184T	3 a 5	72	74
	213T, 215T	7,5 a 10	76	79
	245T, 256T	15 a 20	80	84
	284T, 286T	25 a 30	80	88
	324T, 326T	40 a 50	84	92
	364T, 365T	60 a 75	86	95
1200	404T, 405T	125 a 100	89	98
	444T, 445T	200 a 150	93	102
	143T, 145T	0,5 a 1	65	64
	182T, 184T	1,5 a 2	67	67
	213T, 215T	3 a 5	72	71
	245T, 256T	7,5 a 10	76	75
	284T, 286T	15 a 20	81	80
	324T, 326T	25 a 30	83	83
900	364T, 365T	40 a 50	86	87
	404T, 405T	60 a 75	88	91
	444T, 445T	100 a 125	91	96
	143T, 145T	0,5 a 3/4	67	67
	182T, 184T	1 a 1,5	69	69
	213T, 215T	2 a 3	70	72
	245T, 256T	5 a 7,5	73	76
	284T, 286T	10 a 15	76	80
900	324T, 326T	20 a 25	79	83
	364T, 365T	30 a 40	81	89
	404T, 405T	50 a 60	84	89

Tabela 4.5 – Atenuação em dB, alta (A), média (M) e baixa (B).

Tipo		Frequência em (Hz)						
		125	250	500	1000	2000	4000	8000
Aberta 3600 (r/min)	A	-6	-2	-1	-4	-6	-10	-13
	B	-9	-5	-2	-5	-8	-12	-14
	C	-19	-11	-3	-5	-9	-15	-16
Aberta 1800 (r/min)	A	-10	-1	-3	-4	-6	-9	-19
	B	-12	-2	-4	-5	-6	-12	-19
	C	-19	-9	-5	-6	-8	-14	-19
TEFC 3600 (r/min)	A	-17	-8	-4	-4	-5	-9	-13
	B	-18	-11	-5	-5	-6	-10	-14
	C	-19	-13	-7	-5	-6	-12	-16
TEFC 1800 (r/min)	A	-12	-5	-3	-3	-6	-13	-19
	B	-15	-9	-5	-3	-7	-14	-20
	C	-16	-10	-8	-4	-8	-15	-22

Tabela 4.6 – Constantes m e b usados na Equação (4.17).

Modelo	Tipo	Rotação (r/min)	Potência (HP)	m	b	Interseção com 1 HP [dB(A)]	Nível mínimo acima da interseção [dB(A)]
60Hz, 3 fase	aberto	3600	3 a 250	1.35	13.5	67.0	76
60Hz, 3 fase	aberto	1800	2 a 200	1.25	12.5	63.0	70
60Hz, 3 fase	aberto	1200	1 a 125	1.30	13.0	63.5	65
60Hz, 3 fase	aberto	900	3/4 a 100	1.20	12.0	62.0	67
60Hz, 3 fase	TEFC	3600	3 a 250	0.90	9.0	84.0	86
60Hz, 3 fase	TEFC	1800	2 a 200	1.80	18.0	61.0	70
60Hz, 3 fase	TEFC	1200	1 a 125	1.80	18.0	57.5	64
60Hz, 3 fase	TEFC	900	3/4 a 100	1.40	14.0	65.0	68
DC	aberto	2500	3 a 250	1.40	14.0	74.5	81
DC	aberto	1750	2 a 200	1.50	15.0	65.0	72
DC	aberto	1150	1 a 125	1.60	16.0	57.0	63
DC	aberto	850	3/4 a 100	1.35	13.5	57.0	60

A equação de Beranek Equação (4.16) e a equação da NEMA Equação (4.17), são similares, mas é importante observar que o nível de potência sonora calculado pela equação de Beranek é dado em dB e o apresentado pela NEMA é dado em dB(A).

4.6 O Efeito dos Inversores de Frequência no Nível de Ruído do Motor

A utilização de inversor de frequência (VFD – *variable frequency drives*), para ajustar a velocidade de rotação do motor pode gerar um aumento no ruído magnético. Este aumento é um resultado de forças magnéticas adicionais que são geradas no motor pela maior frequência das harmônicas de tensão provenientes do VFD.

De acordo com Greiher [22], o aumento do ruído no motor quando alimentado por um *pulse-width-modulated* (PWM) inversor de frequência com frequências menores que 700 Hz está entre 7 a 15 dB(A). De acordo com a mesma referência, para frequências entre 700 Hz e 16 kHz, o aumento do ruído está entre 2 a 7 dB(A).

No caso de motores com variação de velocidade que possuem o ventilador acoplado ao eixo, reduzindo a velocidade altera-se o nível de ruído. O ventilador gera mais ruído em altas velocidades. Para velocidades abaixo da velocidade nominal do motor haverá uma queda do nível do ruído do ventilador como: 10 dB em 75% da rotação nominal, 20 dB em 50% da rotação nominal e 30dB a 25% da rotação nominal do motor de acordo com a Equação (4.11). Para estes casos, e até mesmo em casos onde o ventilador não está acoplado no eixo, deve-se levar em consideração a influência do ruído magnético.

4.7 O Efeito da Carga no Ruído do Motor

A maioria das normas conhecidas especifica que o nível de ruído de motores de indução seja conduzido através de teste sem carga aplicada.

O teste de nível de ruído com o motor em carga não é normalmente disponível devido ao alto custo, pois é muito difícil determinar o ruído proveniente do motor sem sofrer alguma interferência devido ao ruído gerado pelo equipamento de teste com carga. Outra justificativa é que a diferença entre o ruído do motor com carga e sem carga normalmente é tão pequena que torna o investimento por parte dos fabricantes de motor injustificável.

Se o ruído irá diminuir ou aumentar com a carga depende principalmente da relação de magnitude de duas fontes principais de ruído: ventilação e ruído magnético.

Se o ruído predominante é causado pela ventilação e as outras fontes de ruído estão pelo menos 10 dB abaixo dela, então o nível de ruído total será reduzido com o aumento da carga. Este caso é muito comum em motores de 2 a 4 pólos.

Se o ruído de ventilação e o ruído magnético estão próximos, com uma diferença de no máximo 5 dB entre eles, então o ruído com carga será maior do que o ruído sem carga.

A Tabela 4.7 mostra o acréscimo esperado, sobre condição sem carga, do nível de potência sonora em dB(A) de acordo com a norma IEC 60034-9 [3].

Tabela 4.7– Máximo aumento esperado, sobre a condição sem carga, do nível de potência sonora em dB(A), ΔL_{WA} em dB, condição de carga nominal, de acordo com a norma IEC 60034-9 [3].

Rated output, P_N kW	8 pole	6 pole	4 pole	2 pole
$1,0 < P_N \leq 11$	8	7	5	2
$11 < P_N \leq 37$	7	6	4	2
$37 < P_N \leq 110$	6	5	3	2
$110 < P_N \leq 400$	5	4	3	2
$400 < P_N \leq 2200$	4	3	2	2
$2200 < P_N$	4	3	2	1

NOTE 1 This table gives the maximum expected increase at rated load condition to be added to any declared no-load value.

NOTE 2 The values apply to both 50 Hz and 60 Hz supplies.

4.8 Conclusões

- As principais fontes de ruído foram classificadas em três categorias de acordo com sua origem: magnética, mecânica e aerodinâmica.
- O ruído de origem magnética é provocado pela vibração do pacote de chapas do rotor ou do estator. Esta vibração é causada pela ressonância, ou seja, coincidência da frequência de excitação com a frequência natural de alguma parte ou componente do rotor e/ou estator, tais como os dentes e a coroa do rotor ou estator.
- O ruído de origem mecânica causada pelos mancais é considerado baixos quando comparados ao ruído causado pela ventilação em motores de alta rotação. Os mancais de deslizamento são os mais silenciosos quando comparados aos de rolamento.
- A radiação do ruído originado pelas vibrações das chapas externas do motor, principalmente em espessura de chapa menores, conforme apresentado na análise experimental do Item 4.3.3, pode influenciar no ruído global do motor.
- Em motores de rotação elevadas a fonte de ruído predominante é a aerodinâmica, ou seja, o ruído gerado pelos ventiladores acoplados no eixo e do fluxo de ar no motor.

CAPÍTULO 5 - CONTROLE DO RUÍDO

5.1 Introdução

O controle do ruído é uma tecnologia multidisciplinar que visa obter um nível aceitável em determinado ambiente, consistente com os aspectos econômicos, operacionais, legais, médicos, psicológicos e culturais.

O nível de ruído aceitável para determinado ambiente é normalmente recomendado por normas e legislações. A análise econômica é de fundamental importância, pois caso a solução proposta seja muito cara ela provavelmente não será implantada. Deve-se sempre levar em consideração os aspectos operacionais da máquina ou equipamento em questão; por exemplo, ao se propor o enclausuramento de um motor elétrico, deve-se prever a clausura com aberturas para possibilitar uma adequada ventilação interna desta, a fim de evitar o superaquecimento do motor elétrico.

O entendimento físico das fontes geradoras de ruído e a dinâmica dos motores (vistos no Capítulo 4), junto com as principais técnicas de controle, é a melhor ferramenta para especificação, projeto e solução do problema de ruído em motores de indução.

Neste capítulo serão abordadas as principais técnicas de controle de ruído proveniente de cada fonte de ruído mostrado no capítulo anterior. Como a fonte de ruído predominante nos motores de indução é causada pela ventilação, será dado um destaque especial para o controle de ruído desta fonte.

Serão abordadas também, as principais normas e legislações referentes ao problema de ruído de motores elétricos.

5.2 Meio de Transmissão do Ruído

Todo problema de controle de ruído envolve uma fonte sonora, a trajetória de transmissão e o receptor. As fontes sonoras são das mais diversas naturezas e incluem: máquinas, equipamentos e processos industriais, atividades de serviços e de lazer, etc.

A trajetória de transmissão inclui invariavelmente o ar, estruturas sólidas (paredes, divisórias, tubulações) e até mesmo líquidos.

O receptor é normalmente o ser humano. Afinal, se há um problema de ruído é porque alguém está sendo incomodado por ele.

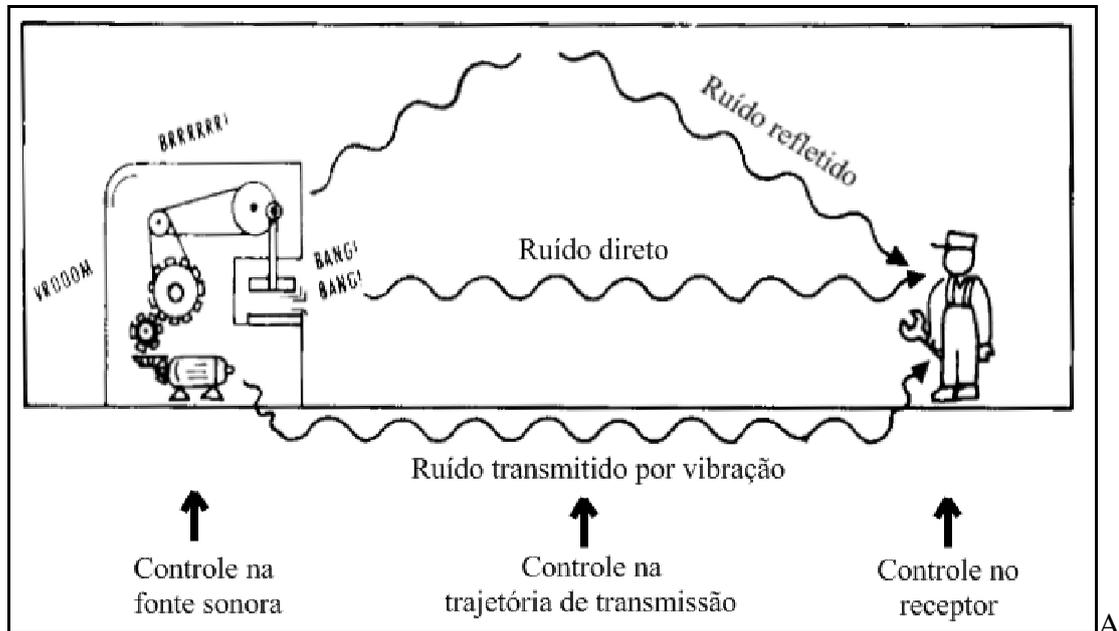


Figura 5.1 – Meios de transmissão do ruído e formas de controle.

O método mais eficaz consiste em controlar o ruído na fonte, ou seja, eliminar ou minimizar a geração de ruído na sua origem. Porém, na maioria das situações, um problema de ruído só aparece depois que a fonte foi instalada. Nesses casos, muitas vezes se torna inviável (devido ao custo elevado) a troca da fonte por uma mais silenciosa. Assim, o controle de ruído normalmente recai sobre a trajetória de transmissão, onde são comuns soluções do tipo enclausuramento da fonte, barreiras acústicas, tratamento de absorção sonora, silenciadores, etc. Já a atuação junto ao receptor normalmente só é viável no ambiente de trabalho e por meio do equipamento de proteção individual (EPI).

5.3 Normas e Legislações para Avaliação do Ruído para Motores de Indução

Cada país, através de seus órgãos normalizados e agências reguladoras, procura estabelecer métodos para quantificar e avaliar o impacto produzido pelo ruído. Esses métodos tentam modelar as características complexas da audição e da psicologia humana com relação ao ruído. Diferentes métodos têm sido desenvolvidos para diferentes situações, tais como: ruído comunitário, ruído ambiental e ruído industrial.

No Anexo A, Bistafa [10], apresenta as principais características das legislações relativas a limites de tolerâncias para o ruído nos ambientes de trabalho de vários países. Constam também do quadro níveis de ruído a partir dos quais devem ser tomadas medidas administrativas e de engenharia, e medidas de monitoramento auditivo.

As normas de ruído, em geral, estabelecem os limites do Nível de Potência Sonora e não os limites do Nível de Pressão Sonora, pois o Nível de Pressão Sonora dependerá das características do ambiente em que a máquina irá operar. Já o Nível de Potência Sonora não depende do ambiente, sendo uma característica intrínseca da máquina. Uma vez conhecidas as características do ambiente, o Nível de Pressão Sonora poderá ser determinado, a qualquer distância da máquina, a partir do seu Nível de Potência Sonora.

A norma NBR 7565 [28], especifica os limites máximos de Nível de Potência Sonora permitidos para máquinas elétricas girantes, na escala de ponderação A (dB(A)). Esta norma se aplica para máquinas de uma única rotação, não superior a 3750 RPM, potência inferior a 6300 kVA (geradores de corrente alternada) ou 6300 kW (motores e geradores de corrente contínua), e método de resfriamento IC01 e IC41 (de acordo com a NBR 5110, máquinas auto-ventiladas, com livre circulação pelo interior da máquina ou sobre o seu invólucro).

A Tabela 5.1 reproduz a tabela da Norma NBR 7565 dos limites máximos do nível de Potência Sonora na escala de ponderação A, da máquina funcionando em vazio.

Tabela 5.1 - Limites do Nível de Potência Sonora de máquinas elétricas girantes recomendados pela norma NBR 7565 (funcionamento em vazio).

Graus de Proteção				IP22	IP44	IP22	IP44	IP22	IP44	IP22	IP44	IP22	IP44	IP22	IP44
Velocidade Nominal [rpm] - n				n ≤ 960		960 < n ≤ 1320		1320 < n ≤ 1900		1900 < n ≤ 2360		2360 < n ≤ 3150		3150 < n ≤ 3750	
Faixas de Potências Nominais, P				Nível de Potência Sonora dB(A)											
Geradores		Motores													
CA [kVA]	CC [kW]	kW	cv												
P ≤ 1,1	P ≤ 1,1	P ≤ 1,5		71	76	75	78	78	80	80	82	82	84	85	88
1,1 < P ≤ 2,2	1,1 < P ≤ 2,2	1,5 < P ≤ 3,0		74	79	78	80	81	83	83	86	85	88	89	91
2,2 < P ≤ 5,5	2,2 < P ≤ 5,5	3,0 < P ≤ 7,5		77	82	81	84	85	87	86	90	89	92	93	95
5,5 < P ≤ 11	5,5 < P ≤ 11	7,5 < P ≤ 15		81	85	85	88	88	91	90	94	93	96	97	99
11 < P ≤ 22	11 < P ≤ 22	15 < P ≤ 30		84	88	88	91	91	95	93	98	96	100	99	102
22 < P ≤ 37	22 < P ≤ 37	30 < P ≤ 50		87	91	91	94	94	97	96	100	99	103	101	104
37 < P ≤ 55	37 < P ≤ 55	50 < P ≤ 75		90	93	94	97	97	99	98	102	101	105	103	106
55 < P ≤ 110	55 < P ≤ 110	75 < P ≤ 150		94	96	97	100	100	103	101	105	103	107	104	108
110 < P ≤ 220	110 < P ≤ 220	150 < P ≤ 300		97	99	100	103	103	106	103	108	105	109	106	110
220 < P ≤ 630	220 < P ≤ 630	300 < P ≤ 860		99	101	102	105	106	108	106	110	107	111	107	112
630 < P ≤ 1100	630 < P ≤ 1100	860 < P ≤ 1500		101	103	105	108	108	111	108	112	109	112	109	114
1100 < P ≤ 2500	1100 < P ≤ 2500	1500 < P ≤ 3400		103	105	108	110	110	113	109	113	110	113	110	115
2500 < P ≤ 6300	2500 < P ≤ 6300	3400 < P ≤ 8600		105	108	110	112	111	115	111	115	112	115	111	116

Silva [12] apresentou a Tabela 5.2, mostrando uma lista de normas nacionais e internacionais relacionadas com o nível de ruído em motores elétricos.

Tabela 5.2 – Normas nacionais e internacionais [12].

Normas internacionais		
IEC	<i>International Electrotechnical Commission</i>	
IEC 34-9	2003	Rotating Electrical Machines – Noise Limits
IEC 60651	1993	Sound Level Meters
IEC 60804	1993	Integrating-averaging sound levels meters
IEC 61672		Sound Level Meters (will replace IEC 60651 and IEC 60804).
ISO	<i>International Standard Organization</i>	
ISO 354	1985	Acoustics: Measurement of sound absorption in a reverberation room.
ISO 3740	2000	Acoustics - Determination of sound power levels of noise sources - Guidelines for the use of basic standards
ISO 3741	1999	Acoustics - Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure - Precision methods for reverberation rooms
ISO 3742	1988	Acoustics; determination of sound power levels of noise sources; precision methods for discrete-frequency and narrow-band sources in reverberation rooms
ISO 3743-1	1994	Acoustics; determination of sound power levels of noise sources; engineering methods for small, movable sources in reverberant fields; part 1: comparison method in hardwalled test rooms
ISO 3744	1994	Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure – Engineering methods in an essentially free field over a reflecting plane.
ISO 3745	1977	Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources sources using sound pressure – Precision methods for anechoic and semi-anechoic rooms.
ISO 3746	1995	Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure – Survey methods using an enveloping measurement surface over a reflecting plane
ISO 1680/1	1986	Test code for measurement of airborne noise emitted by rotating electrical machinery – Part I: Engineering method for free-field conditions over a reflecting plane
ISO 1680/2	1986	Test code for measurement of airborne noise emitted by rotating electrical machinery – Part II: Survey method.
ISO 1996/1	1982	Assessment of Environmental Noise; Basic quantities and procedures.
ISO 1996/2	1987	Assessment of Environmental Noise; Aquisition of data pertinent to land use
ISO 1996/3	1987	Assessment of Environmental Noise; Application of noise limits;
ISO 3891	1978	Acoustics – Procedure for describing aircraft noise heard on the ground.
ISO 9613/1	1993	Acoustics – Attenuation of sound during propagation outdoors. Calculation of the absorption of sound by the atmosphere.
ISO 9613/2	1996	Acoustics – Attenuation of sound during propagation outdoors. General method of calculation.
NEMA	<i>National Electrical Manufacturers Association</i>	

NEMA MG1	2006	Motors and Generators
<i>IEEE</i>		
IEEE std 85	1973	Test procedure for airborne sound measurements on rotating electrical machinery.

Normas Nacionais

<i>NBR</i>	<i>Norma Brasileira Registrada</i>	
NBR 7094	1996	Máquinas Elétricas Girantes – Motor de Indução – Especificação
NBR 7565	1992	Máquinas Elétricas Girantes – Limites de Ruído
NBR 7566	1982	Máquinas Elétricas Girantes – Nível de Ruído Transmitido através do Ar – Método de Medição num Campo Livre sobre um Plano Refletor.

5.4 Controle do Ruído em Motores de Indução

A magnitude relativa do ruído de um motor depende do seu tipo, grau de proteção, método de resfriamento e do número de pólos. Em um caso individual ou até mesmo em vários casos genéricos, a magnitude relativa e frequência de cada fonte de ruído de um motor precisa ser estabelecida para avaliar a atenuação potencial.

Glew [20], apresentou em seu trabalho ensaios experimentais comparativos do nível de ruído em motores de indução sem e com sistemas de atuação do ruído para motores abertos e fechados, comprovando a eficiência da redução do ruído utilizando silenciadores.

Nau [22], apresentaram o efeito do nível de ruído de um motor de indução acionado por inversor de frequência. Para frequências menores que 700 Hz o aumento do ruído está entre 7 a 15 dB(A) e para frequências entre 700 Hz e 16 kHz, está entre 2 a 7 dB(A).

Hansen [29], fez um estudo sobre a engenharia de controle do ruído, onde cita as principais técnicas para se fazer a redução do ruído, tais como: utilização de silenciadores revestidos com materiais fono-absorvedores e redução do ruído originado pela vibração de grandes estruturas. Mostra várias configurações de silenciadores e distribuição de células absorvedoras para atenuar ruído de alta frequência, baixa frequência ou ambos.

Gerges [31], publicou um estudo identificando as fontes de ruído em equipamentos industriais e seus mecanismos de geração. Fontes de ruído como: motores elétricos, superfícies vibrantes e ventiladores serão abordados neste capítulo.

Nau [19], apresentou um estudo sobre análise teórica e experimental sobre as causas do aumento do ruído acústico de origem magnética em motores de indução trifásicos devido à excentricidade. O ruído acústico de origem magnética aumenta significativamente em motores com grandes excentricidades, ou seja, acima de 30%. Acima desta excentricidade, o ruído aumenta mais do que 4 dB(A).

Lopes [30], em seu estudo sobre o uso de materiais porosos em filtros acústicos, analisa a propagação sonora no interior do material poroso e identifica quais os parâmetros dominantes e quais componentes do filtro devem receber estes materiais para atenuar com eficácia o ruído gerado numa respectiva faixa de frequência.

Smeaton [32], apresentou a Tabela 5.3, relacionando as principais fontes de ruído do motor de indução com suas causas e possíveis formas de controle.

Tabela 5.3 – Fontes de ruído e controle em motor de indução [32].

Fonte do Ruído	Causa	Componente causando o ruído	Formas de controle do ruído
Mecânica	Impacto	Mancal de deslizamento	Corrigir folga axial do eixo, reduzir folga entre eixo e casquilho, modificar ranhuras de óleo.
		Rolamento	Reduzir folga radial, pela pré-carga, reduzir tolerâncias do eixo e tampa; a frequência natural da tampa não pode ser a mesma da frequência do rolamento.
	Atrito (Fricção)	Porta-escovas e escovas Chapas soltas Mancal de deslizamento Rolamento	Apertar o porta-escovas, alterar a frequência natural, polir anel coletor Melhorar a fixação das chapas Aumentar folga, aumentar viscosidade do óleo, Aumentar pré-carga de pressão, alterar tipo de graxa.
	Desbalanceamento	Rotor	Balanceamento mecânico é necessário.
Aerodinâmica	Instabilidade	Mancais	Alterar ranhuras de óleo nos mancais, alterar viscosidade.
	Modulação	Efeito de sirene	Deslocar os canais radiais do rotor axialmente ou fazer tratamento acústico nas superfícies internas.
		Pás do ventilador	Alterar o número de pás do ventilador, remover obstáculos estacionários do fluxo de ar, ou usar ventilador direcional aerodinâmico.
Turbulência	Ventilador	Reprojetar o ventilador e caminho do fluxo de ar, adicionar fitros acústicos ou tratamento acústico na passagem da ventilação.	
Magnética	Radial Variação da direção do campo de força radial	Entreferro Ranhuras do rotor e estator	Corrigir excentricidade do rotor ou estator. Ranhuras inclinadas do rotor e estator, usar ranhuras fechadas para o rotor e semi-fechadas para o estator.
		Harmônicas de dissimetria devido a altas harmônicas na corrente do estator	Reduzir dissimetria pela melhor projeto do circuito magnético; evitar ressonância da coroa do rotor, especialmente nos modos menores onde a irradiação sonora é maior.

5.4.1 Redução do Ruído Magnético

O ruído magnético é a fonte mais difícil de ser atenuada. Alguns formas de controle do ruído magnético estão descritas a seguir:

- a. alterar o desenho da ranhura do estator ou a quantidade de ranhuras do rotor para alcançar uma grande margem de diferença entre a frequência das forças radiais e a frequência de ressonância da coroa e dos dentes. Através da mudança do tamanho da ranhura do estator a frequência ressonante da coroa e dos dentes serão alteradas, enquanto que alterando a quantidade de ranhuras do rotor irá alterar a frequência da força radial e o modo de vibração. Como regra geral pode-se adotar o seguinte critério para evitar a coincidência com o modo de vibração:

$$|N1 - N2| \neq 2p \pm r \quad , \quad (5.1)$$

onde $N1$ número de ranhuras do estator;

$N2$ número de ranhuras do rotor;

$2p$ número de pólos;

r módulo de vibração.

- b. construir a relação de um grande comprimento de pacote de chapas ou tamanho de carcaça para reduzir a densidade do campo magnético do entreferro. A força aplicada nos dentes da chapa do estator é proporcional ao quadrado da densidade de fluxo.

5.4.2 Controle do Ruído de Origem Mecânica

Balanceamento e limite de vibração

É de grande importância que o rotor de um motor elétrico, por ser um componente dinâmico, seja o mais simétrico possível. Para isso é fundamental obter um alto nível de balanceamento dinâmico. Recomenda-se testar o rotor na mesma velocidade de rotação que o motor irá operar.

Medições de vibração devem ser conduzidas de acordo com norma IEC 60034-14, com a magnitude dos limites de vibração não excedendo o grau B. Em motores com baixo nível de ruído especificado, os níveis de vibração recomendados devem estar abaixo deste nível, grau B.

Radiação do ruído em superfície vibrante

Segundo Gerges, [8] e Hansen.[29], podem ser consideradas as seguintes considerações para atenuação do ruído gerado por vibrações de superfícies:

- atenuar a velocidade de vibração através da aplicação de amortecimento, ou afastamento da frequência de ressonância. Isto pode ser feito modificando a distribuição da massa ou da rigidez do sistema;
- afastar a frequência crítica para valor maior, por exemplo, através da diminuição da espessura da chapa;

- usar chapa perfurada ou tela; isto permite o cancelamento das regiões de compressão e rarefação nos dois lados da chapa;
- diminuir o raio ou o perímetro da seção transversal da estrutura;
- reduzir das áreas das estruturas vibrantes.

Mancais

Mancais de deslizamento

Como vimos no capítulo anterior, o mancal de deslizamento pode ser considerado como silencioso quando comparado com as outras fontes de ruído de um motor de indução. Portanto, a atenuação do ruído dos mancais de deslizamento não irá interferir significativamente no nível de ruído global de um motor de indução.

Os mancais de deslizamento são ideais para aplicação em motores onde o nível de ruído exigido seja muito baixo.

Para garantir baixos níveis de vibração e ruído, a principal meta está em assegurar adequada lubrificação das superfícies em contato através da lubrificação hidrodinâmica. Isto implica em dimensionar um mancal de tal forma a conseguir-se um equilíbrio adequado entre a pressão no mancal, a viscosidade do lubrificante e as rotações de operação, de tal forma a manter um filme de lubrificação espesso e evitar sua ruptura. Quando as características de operação do eixo são oscilatórias, haverá ruptura do filme lubrificante. Nestes casos, pode-se utilizar lubrificação pressurizada, a fim de se eliminar a excitação alternada de atrito seco/fluido, característica de mancais de deslizamento inadequadamente lubrificados. Para certos tipos de movimento e condições de carga, é possível manter um filme lubrificante adequado por meio de ranhuras nas superfícies do mancal.

Mancais de rolamento

Como vimos no capítulo anterior o ruído gerado pelos mancais de rolamento são inferiores a outras fontes, tal como o ruído magnético e ruído aerodinâmico. Segundo Gerges [8], os meios mais importantes para a redução do ruído gerado por rolamentos são:

- a. uso de elementos girantes (rolos, esferas) e das pistas interna e externa com maior precisão e acabamento superficial, quando possível.
- b. utilização de uma pré-carga axial para garantir o contato entre os componentes (pista externa, elementos girantes e pista interna), evitando assim folgas internas, movimentos desordenados e vibração entre os componentes. A Figura 5.2 compara o nível de pressão sonora nos rolamentos com o uso da pré-carga axial constante;

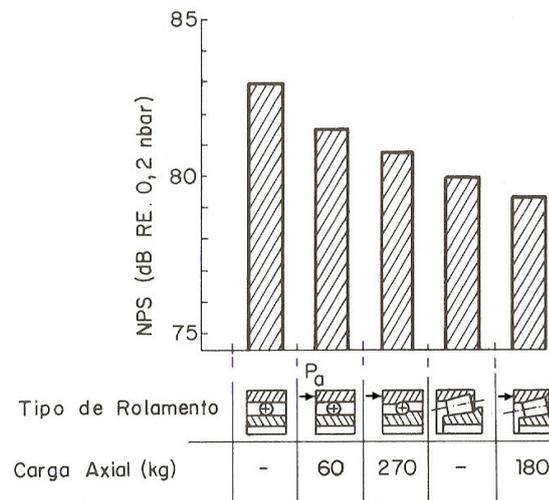


Figura 5.2 – Efeito da pré-carga axial no nível de ruído.

- c. uso de rolamentos com grande número de elementos girantes, para redução das vibrações causadas pela variação de rigidez cada vez que estes elementos passam na posição da carga;
- d. uso de lubrificação adequada e eliminação do efeito de corrosão ou erosão química do material.

5.4.3 Controle do ruído aerodinâmico

Em geral, para reduzir o ruído proveniente do fluxo de ar de refrigeração do motor, podem ser tomadas as seguintes considerações durante a fase de projeto:

- projeto de ventilador com diâmetro menor;
- redução das perdas de cargas internas no motor para reduzir a necessidade de ventilação;
- projeto de tampas dos motores com perdas de carga menores;
- evitar componentes que causam mudanças bruscas na direção do fluxo de ar.

Controle de ruído em ventiladores

Sistemas de movimentação de ar (ventiladores e exaustores) devem funcionar perto do ponto de eficiência máxima. A curva de desempenho do ventilador ou exaustor é determinada de acordo com o procedimento normalizado, por exemplo, como a especificação da *Air Movement and Control Association (ACM)* dos EUA.

A seleção dos parâmetros de funcionamento: velocidade, tipo de ventilador, diâmetro, etc, para obter a eficiência máxima, significa também alcançar baixo nível de ruído, além de economia de energia

O funcionamento de um ventilador (no ponto a) fora do ponto de eficiência máxima (ponto b) é dado pelas seguintes equações (Lei de Som para Rotores):

$$Q_a = Q_b \left(\frac{d_a}{d_b} \right) \left(\frac{N_a}{N_b} \right) \quad , \quad (5.2)$$

$$PT_a = PT_b \left(\frac{d_a}{d_b} \right)^2 \left(\frac{N_a}{N_b} \right)^2 \quad , \quad (5.3)$$

$$W_a = W_b \left(\frac{d_a}{d_b} \right)^5 \left(\frac{N_a}{N_b} \right)^3 \quad , \quad (5.4)$$

$$NWS_a = NWS_b + 70 \log \left(\frac{d_a}{d_b} \right) + 50 \log \left(\frac{N_a}{N_b} \right) \quad , \quad (5.5)$$

onde Q é a vazão do fluxo de ar;

PT é a pressão total;

W é a potência;

NWS é o nível de pressão sonora;

d é o diâmetro do ventilador;

N é a velocidade de rotação (rpm);

a e b são os pontos da curva de desempenho do ventilador.

O nível de potência sonora de um ventilador funcionando num ponto qualquer (ponto a) pode ser calculado a partir do nível de potência sonora no ponto de eficiência máxima (ponto b) usando a Equação (5.5).

O ruído dos ventiladores é proporcional à quinta potência da velocidade da extremidade das pás, ventiladores grandes operando a baixas rotações são preferíveis aos pequenos de alta rotação.

Determinação da vazão de ar

Os motores elétricos transformam energia elétrica em energia mecânica, apesar dessa transformação ter alto nível de rendimento ocorrem perdas durante este processo. Estas perdas na sua grande maioria se apresentam na forma de geração de calor. Para poder refrigerar o motor e manter a temperatura dentro de nível aceitáveis para sua classe de isolamento é necessária uma determinada vazão de ar. Esta vazão pode ser calculada a partir da Equação (5.6).

$$Q = \frac{H}{\rho \cdot C_p \cdot \Delta T} \quad , \quad (5.6)$$

- onde Q a vazão de ar necessária (m^3/s);
 H a taxa de geração de calor ou somatório de perdas (W);
 ΔT diferença entre a temperatura máxima e temperatura no ambiente externo ($^{\circ}\text{C}$);
 ρ a densidade do ar (em torno de $1,2 \text{ kg}/\text{m}^3$);
 C_p o calor específico do ar (em torno de $1,010 \text{ m}^2/\text{s}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Através da Equação (5.6), pode-se observar que as perdas totais de um motor estão diretamente relacionadas com a vazão de ar. Portanto, reduzindo-se essas perdas reduz-se a vazão de ar, que por sua vez requer um ventilador de diâmetro menor e nível de ruído menor.

Existem outras recomendações importantes para a redução de ruído gerado pelos ventiladores:

- em motores unidirecionais e alta rotação (1500 a 3600 r/min), utilizar ventiladores radiais com pás para trás ao invés de ventiladores radiais de pá reta;
- na montagem dos ventiladores na entrada e saída para minimizar ruído devido ao aparecimento de vórtices e escoamento turbulento conforme mostrado na Figura 5.3. A área ao redor do ventilador axial é tão importante quanto sua hélice;

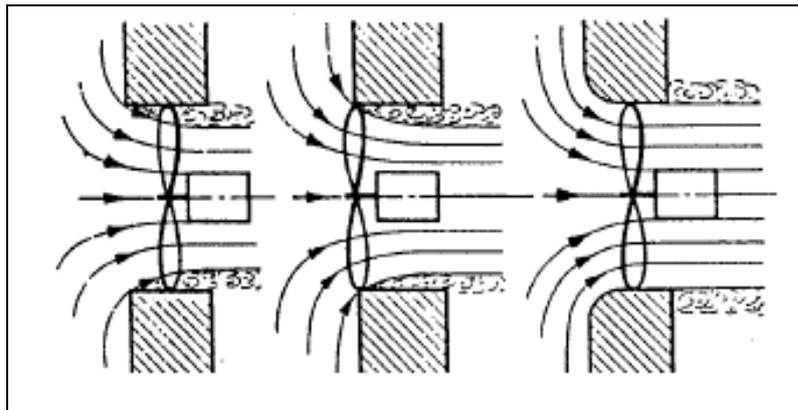


Figura 5.3 – Área de entrada e saída dos ventiladores axiais.

- utilizar perfil de hélice – os perfis tipo aerodinâmicos do tipo asa são os mais recomendados para a redução do ruído (vide Figura 5.4).

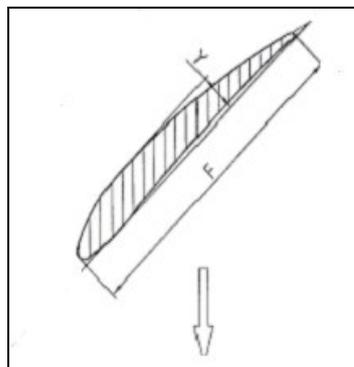


Figura 5.4 – Perfil aerodinâmico do tipo asa.

5.4.4 Importância do ruído gerado pelo ventilador

Em motores de alta rotação, o ruído gerado pelo ventilador é o ruído predominante.

Gerges [8], apresentou um gráfico comparativo do espectro do nível de pressão sonora de um motor de 400 HP com e sem ventilador (ventoinha) conforme mostrado na Figura 5.5.

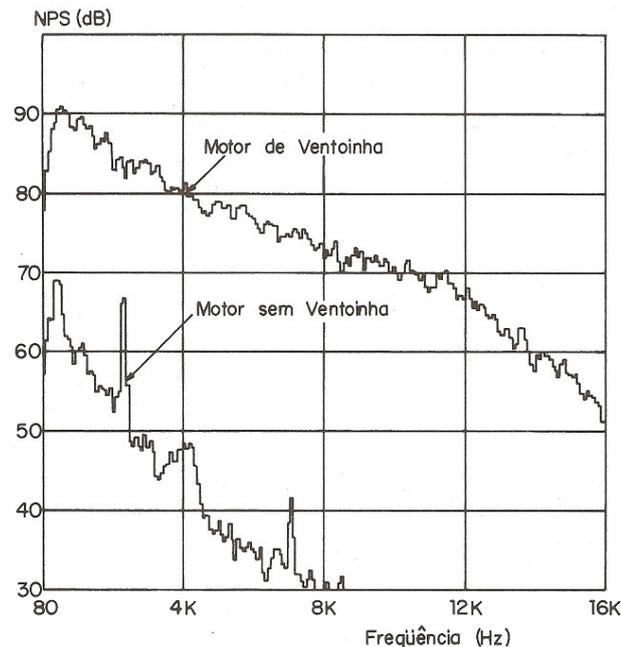


Figura 5.5 – Espectro do NPS de motor de 400 HP, com e sem ventoinha.

5.5 Controle do Ruído na Trajetória de Transmissão

A maneira mais eficiente de redução do ruído é atuando diretamente na fonte. Porém, para o ruído de origem aerodinâmica produzido pelo ventilador o controle de ruído feito na trajetória de transmissão pode ter um resultado expressivo.

O ventilador pode ser considerado como uma fonte pontual irradiando som em todas as direções. O método mais utilizado para este tipo de atenuação é com o uso de silenciadores ou também chamado de atenuadores de ruído colocados na entrada e saída de ar do motor elétrico.

5.5.1 Circuito de Ventilação

A maioria dos fabricantes de motores possui três diferentes tipos de circuito de circulação de ar interno ao motor. Estes tipos de circulação podem ser utilizados tanto para motores abertos (IC01) como fechados (IC611).

1. circuito de ventilação misto com fluxo axial, mostrado na Figura 5.6;

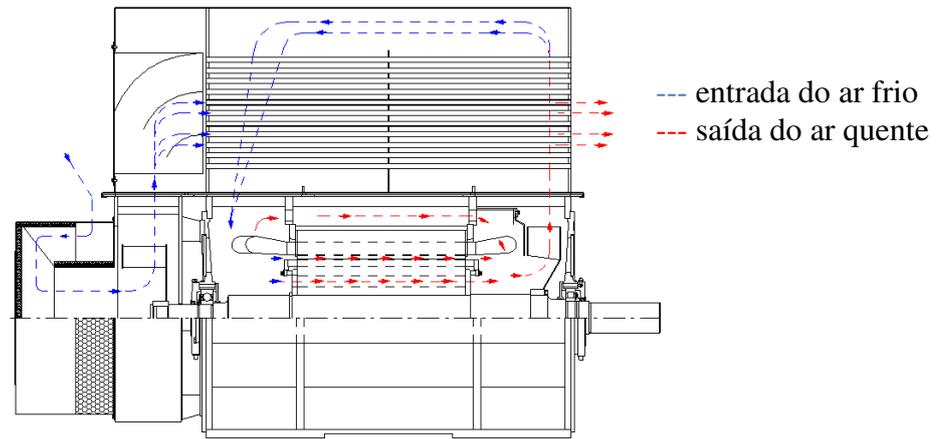


Figura 5.6 – Circuito de ventilação misto com fluxo axial.

2. circuito de ventilação misto com fluxo radial, conforme Figura 5.7;

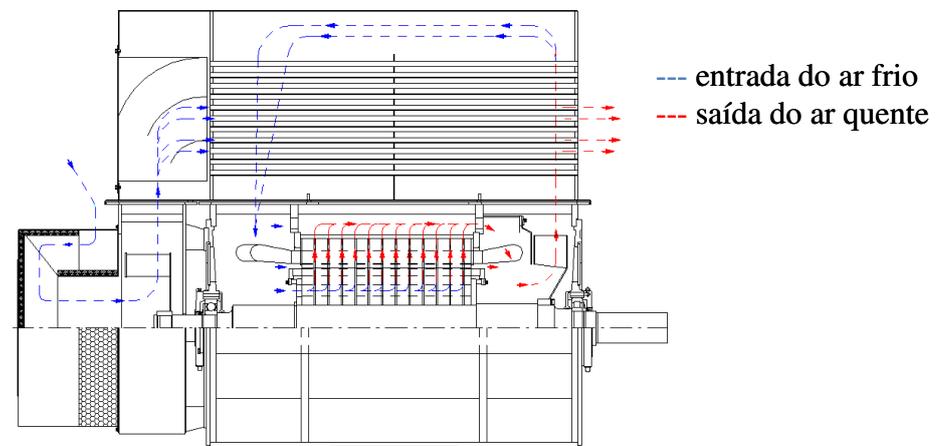


Figura 5.7 – Circuito de ventilação misto com fluxo radial.

3. circuito de ventilação bilateral com fluxo radial, ilustrado na Figura 5.8.

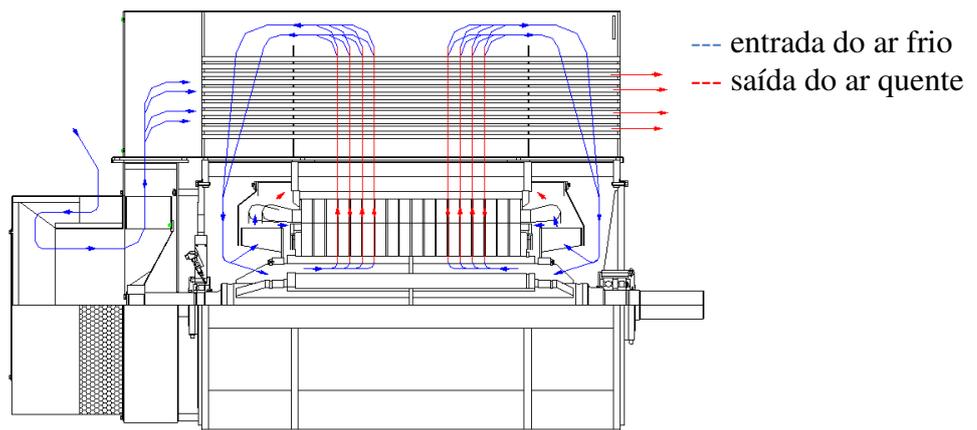


Figura 5.8 – Circuito de ventilação bilateral com fluxo radial.

Nestes casos todo o ruído gerado dentro do motor é transmitido para o lado externo através dos caminhos de entrada e saída de ar de refrigeração. Ainda que difícil de ser atenuado na fonte, o ruído emitido pode ser facilmente reduzido através de silenciadores ou também chamados de atenuadores de ruído na entrada e saída do ar.

O ruído interno gerado varia dependendo de cada tipo de circuitos de ventilação descritos acima. No caso do circuito de ventilação misto com fluxo axial a principal fonte de ruído é o ventilador interno, que na maioria dos casos são dos ventiladores do tipo centrífugos.

Para o circuito de ventilação misto com fluxo radial, além do ventilador interno há uma outra fonte de ruído gerada pelos canais radiais do rotor. Em motores com alta rotação (dois pólos), os canais radiais do rotor devem estar desalinhados em relação aos canais radiais do estator com objetivo de reduzir o ruído de sirene gerado pela alta velocidade periférica do rotor. A Equação (5.7) demonstra qual é a velocidade tangencial máxima do rotor para que se possam utilizar canais alinhados:

$$V_{tr} = \frac{\pi \cdot D_r \cdot n_r}{60} \quad , \quad (5.7)$$

onde $V_{tr} < 42$ (m/s), canais radiais alinhados (coincidentes);

$V_{tr} > 42$ (m/s), canais radiais desalinhados (não coincidentes);

V_{tr} Velocidade tangencial do diâmetro externo do rotor (m/s);

D_r Diâmetro externo do rotor (m);

n_r Velocidade de rotação nominal do rotor (r/min).

No circuito de ventilação bilateral com fluxo radial o ruído principal é gerado pelos ventiladores localizados em cada lado do rotor e pelos canais radiais do rotor.

Para motores fechados (IC611) os ventiladores internos e os canais radiais, quando existentes, estão num circuito de ventilação fechado, ou seja, o nível de ruído gerado por estas fontes é transmitido para o meio externo através da chapas da carcaça, trocador de calor e tampas; parte deste ruído é absorvido por estes componentes até chegar no receptor. Portanto o ruído predominante para motores fechados é originado pelo ventilador externo, pois o circuito de ventilação (entrada e saída de ar) estão ligados diretamente ao meio externo.

A magnitude do ruído gerado por estes circuitos de ventilação está relacionada diretamente com o diâmetro externo do(s) ventilador(es), com o diâmetro do rotor e rotação com a frequência dominante de tom puro. A frequência dominante de tom puro pode ser determinada através da Equação (4.10).

5.5.2 Isolamento do Ruído

O isolamento de ruído fornecido por paredes, pisos, divisórias ou partições, é apenas uma maneira de atenuar a transmissão de energia sonora de um ambiente para outro.

Durante a fase de projeto e construção de partições, ou paredes de isolamento acústico, é de fundamental importância levar em consideração as faixas de frequências para as quais se deseja projetar. Nas diversas faixas de frequências existem parâmetros variáveis que permitem determinar o nível de ruído transmitido.

Conforme indica a Figura 5.9, quando o som incide sobre uma superfície, uma parte da energia sonora é refletida, enquanto que a outra parte se decompõe em duas parcelas: a energia sonora absorvida pela superfície e a energia sonora transmitida pela superfície.

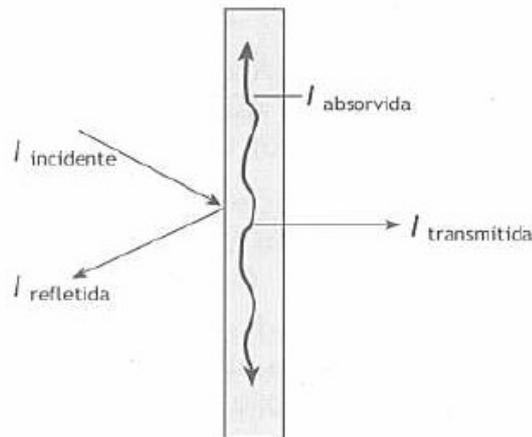


Figura 5.9 – Balanço energético do som que incide sobre uma superfície.

Uma medida da capacidade de uma superfície em absorver som é dada pelo *coeficiente de absorção sonora* (α), definido conforme a Equação (5.8):

$$\alpha = \frac{I_{\text{absorvida}}}{I_{\text{incidente}}} = \frac{I_{\text{incidente}} - I_{\text{refletida}}}{I_{\text{incidente}}} = 1 - \frac{I_{\text{refletida}}}{I_{\text{incidente}}}, \quad (5.8)$$

sendo $I_{\text{absorvida}}$ é a intensidade sonora absorvida; ou seja, a energia sonora absorvida por unidade de tempo (energia sonora/tempo=potência sonora), e por unidade de área da superfície (potência sonora/área=intensidade sonora);

$I_{\text{refletida}}$ é a intensidade sonora do som refletido;

$I_{\text{incidente}}$ é a intensidade sonora do som incidente.

Perda de Transmissão

A perda de transmissão pode ser calculada através da Equação (5.9) que relaciona logaritmicamente a energia sonora transmitida com a energia incidente em uma parede:

$$PT = 10 \cdot \log\left(\frac{1}{\tau}\right) \quad [\text{dB}], \quad (5.9)$$

onde τ é o coeficiente de transmissão sonora.

O coeficiente de transmissão sonora (τ) pode ser representado da seguinte forma:

$$\tau = \frac{I_{transmitida}}{I_{incidente}} \quad (5.10)$$

O ambiente no qual a intensidade sonora transmitida se propaga pode ser o ar livre ou outro recinto.

5.5.3 Silenciador Resistivo

O silenciador resistivo é essencialmente uma câmara revestida internamente com material fonoabsorvente poroso ou fibroso e a atenuação do ruído consiste na conversão de energia sonora em calor, gerado pelo atrito das partículas oscilantes do fluido (ar) nos poros do material absorvente. Tais silenciadores são usados na saída e/ou entrada de ventiladores, exaustores, etc, para redução de ruído de médias e altas frequências.

Os silenciadores resistivos, além de serem revestidos internamente com materiais de absorção acústica, em alguns casos podem apresentar células divisoras paralelas do mesmo material. A presença das células divisoras tem por objetivo colocar maior parte de energia sonora em contato com os materiais absorventes. A Figura 5.10 mostra configurações típicas de silenciadores.

A eficiência de atenuação de um silenciador resistivo depende dos seguintes fatores:

- características acústicas dos materiais do revestimento usado e sua fixação e proteção;
- espessura e comprimento dos materiais absorventes usados;
- formas e dimensões dos espaços de passagem do ar.

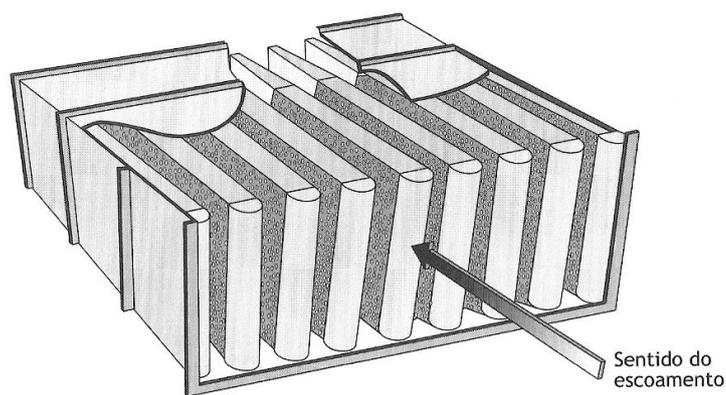


Figura 5.10 – Configuração típica de um silenciador resistivo.

Segundo Bistafa [10], a perda de transmissão pode ser obtida pela fórmula empírica mostrado na Equação (5.11)

$$PT = 1,05\alpha^{1,4} L \frac{P}{S} \quad [\text{dB}] \quad (5.11)$$

onde	PT	Perda de transmissão (dB);
	α	Coefficiente de absorção sonora de Sabine do material de revestimento;
	L	Comprimento do duto (m);
	P	Perímetro da seção transversal do duto (m);
	S	Área da seção transversal do duto (m ²).

A Equação (5.11) tem as seguintes restrições:

- para dutos de seção retangular, a menor dimensão da seção transversal deve estar entre 15 a 45 centímetros;
- a razão de altura/largura da seção transversal deve ficar entre 1 a 2;
- a velocidade do fluxo de ar deve ser ≤ 15 m/s;
- o coeficiente de absorção sonora tem que ser $\alpha \leq 0,8$;
- estimativa de atenuação com incerteza em torno de 10%.

5.5.4 Silenciador tipo câmara revestida internamente (*Plenum*)

São câmaras de grande volume. O interior da câmara é revestido com materiais de absorção sonora, atenuando energia sonora principalmente do campo direto incidente e das múltiplas reflexões, mostrado na Figura 5.11. Há ainda o efeito reativo causado pelas discontinuidades entre as áreas de entrada/saída dos dutos e da câmara. Um outro efeito causado por mudanças de área nas entradas e nas saídas, alterando velocidades de fluxo, é a geração de ruído aerodinâmico.

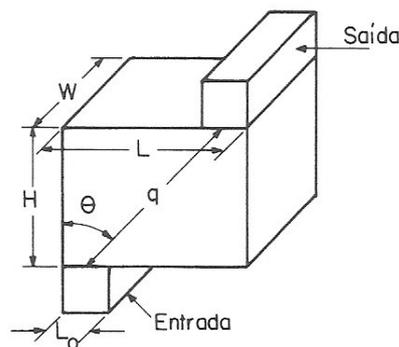


Figura 5.11 – Silenciador tipo câmara forrada.

O espaço da câmara ainda pode ser dividido, aumentando o efeito da atenuação. A perda de transmissão da câmara pode ser estimada por meio da Equação (5.12) [8]:

$$PT = 10 \log \left[S_o \left(\frac{L}{2\pi q^3} + \frac{1 - \alpha_t}{S_i \cdot \alpha_t} \right) \right] \quad [\text{dB}] \quad , \quad (5.12)$$

onde S_o é a área de saída (m²);

- S_l é a área com revestimento (m^2);
 α_t é o coeficiente de absorção do material do revestimento à incidência aleatória;
 q é a distância entre os centros da entrada e da saída, diagonal (m).

Os dois termos da Equação (5.12) são devido ao campo acústico; o primeiro termo devido ao campo acústico direto e o segundo termo devido ao campo acústico reverberante. Nas frequências mais baixas, devido ao efeito reativo da câmara de expansão, o qual não é levado em consideração na Equação (5.12), a atenuação real é geralmente de 5 a 10 dB maior do que a medida em laboratório.

5.6 Materiais Para Absorção de Ruído

Os materiais de absorção sonora podem ser usados para revestimento interno das paredes dos ambientes e/ou dutos, e são a parte principal interna dos silenciadores resistivos. Os materiais de absorção acústica são normalmente porosos (espuma) ou fibrosos (lã de vidro, lã de rocha, algodão, etc.).

5.6.1 Materiais Porosos e Fibrosos

Nos materiais porosos, a energia acústica incidente entra pelos poros e dissipa-se por reflexões múltiplas e atrito viscoso, transformando-se em energia térmica (Figura 5.12).

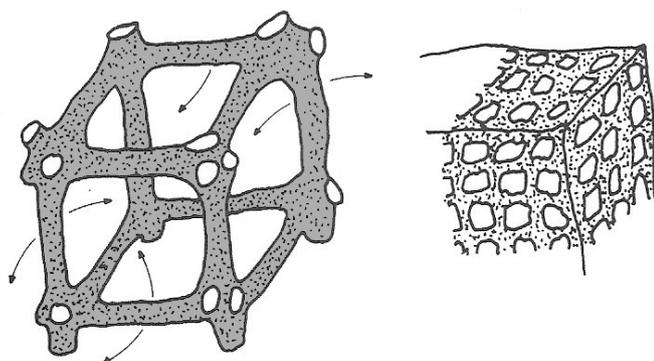


Figura 5.12 – Ilustração de um material poroso.

Nos materiais fibrosos, a energia acústica incidente entra pelos interstícios das fibras, fazendo-as vibrar junto com o ar, dissipando-se assim por transformação em energia térmica entre as fibras excitadas (Figura 5.13).

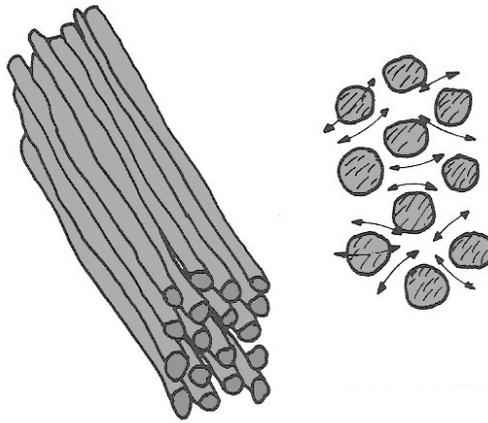


Figura 5.13 – Ilustração de um material fibroso.

Tanto para material poroso quanto para material fibroso, é essencial que o material admita a passagem de um fluxo de ar, o que terá como consequência a possibilidade da propagação de ondas acústicas pelo ar dos poros ou interstícios do material poroso ou fibroso.

A escolha de um material de absorção acústica, além dos coeficientes de absorção e da frequência do ruído, depende também de: custo, características em altas temperaturas, peso e volume em relação ao espaço disponível, rigidez mecânica, fixação mecânica e aparência e pintura.

5.6.2 Tipos de Materiais de Absorção Acústicas

Os três tipos de materiais de absorção acústica mais usados são:

A. Espuma de polímeros

A espuma de polímeros com poros abertos é um excelente material de absorção. Por não ser um material fibroso, não existem erosões (separação de fibras) na presença de vibrações e/ou fluxo de fluido, ilustrado na Figura 5.14. Todavia, devido aos poros abertos, pode existir a contaminação com óleo ou outras impurezas ou tendem a bloquear os orifícios com o passar do tempo. Outra característica indesejável é a inflamabilidade das espumas, sendo necessário usar aditivos retardantes de fogo, que tem como consequência, a piora das características mecânicas e/ou acústicas, além da diminuição da vida útil do material. Outra característica indesejável é a emissão de gases tóxicos em altas temperaturas que ocorrem por ocasião de incêndios, sendo a faixa normal de temperatura no uso de espumas com retardantes entre -40°C a $+100^{\circ}\text{C}$.

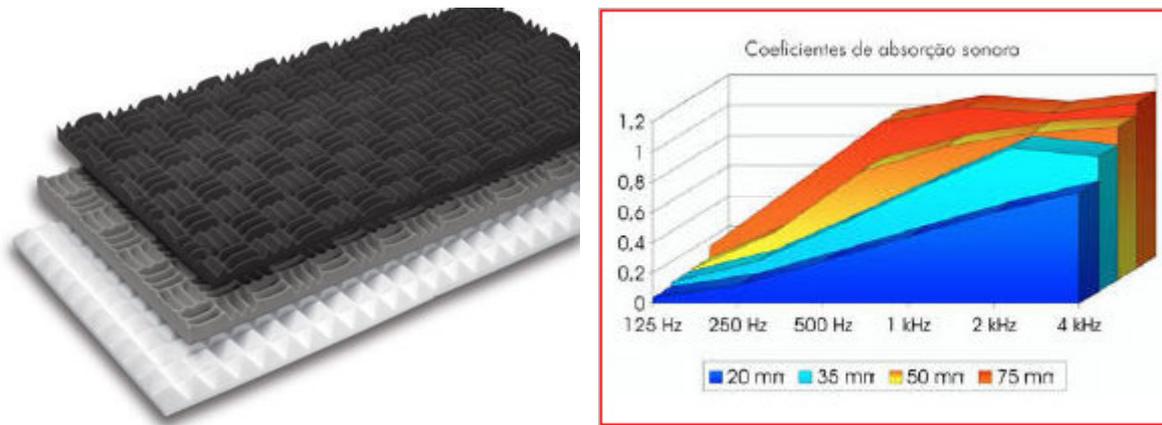


Figura 5.14 – Ilustração do material poroso e gráfico do coeficiente de absorção sonora.

B. Lã de Vidro

A lã de vidro (mostrada na Figura 5.15), é um material que existe sob muitas formas em termos de disponibilidade comercial no Brasil: painéis, mantas, feltros, cordões ou aplicado por processo de jateamento. Suas propriedades acústicas são bem conhecidas e previsíveis. Usualmente os diâmetros das fibras podem variar de 2 a 15 μm e a densidade aparente, dos feltros, mantas e painéis, é de 10 a 100 kg/m^3 . Para melhoria da resistência à vibrações e fluxo de fluidos pode ser usado processo de selamento com resina. Entretanto o selamento faz com que o material se torne combustível, limitando suas características quanto ao alastramento superficial de fogo. A temperatura de trabalho de lã de vidro vai até 450 $^{\circ}\text{C}$; é possível atingir tal limite de temperatura utilizando resina fenólica com aditivo anti-chama. A fibra de vidro sem resina poderá resistir até 540 $^{\circ}\text{C}$, dependendo da sua composição química e seu diâmetro.

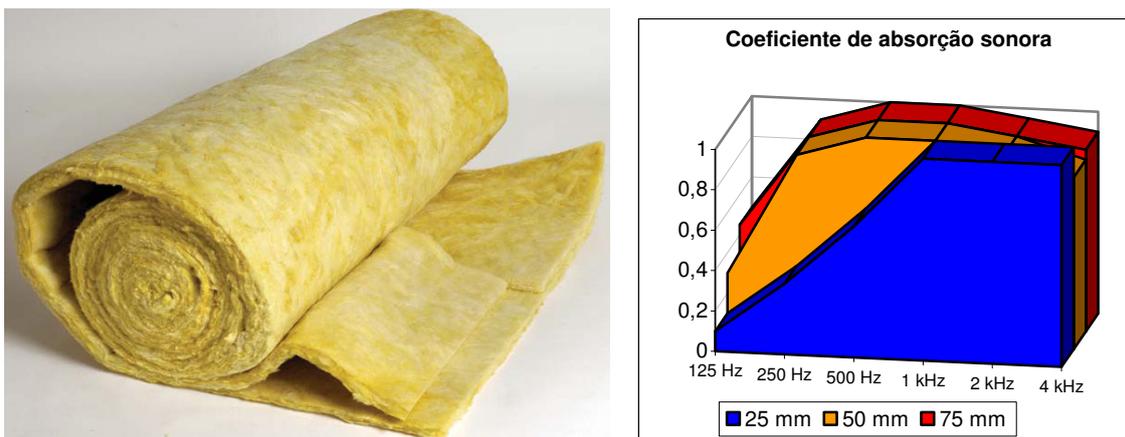


Figura 5.15– Ilustração do material fibroso e gráfico do coeficiente de absorção sonora.

C. Lã de Rocha

A lã de rocha é obtida pela fusão de diversos tipos de rocha e/ou escória a uma temperatura de cerca de 1500 $^{\circ}\text{C}$, para a obtenção de fibras que são posteriormente

aglutinadas por uma resina para formar uma manta ou painel. Este material é considerado incombustível.

A curva do coeficiente de absorção sonora versus frequência desloca-se tanto vertical como horizontalmente, dependendo das características físicas e construtivas do material. A Figura 5.16 demonstra os efeitos de alguns fatores na curva de absorção sonora de materiais porosos e fibrosos. A figura também ilustra o efeito da aplicação de tinta nesses materiais.

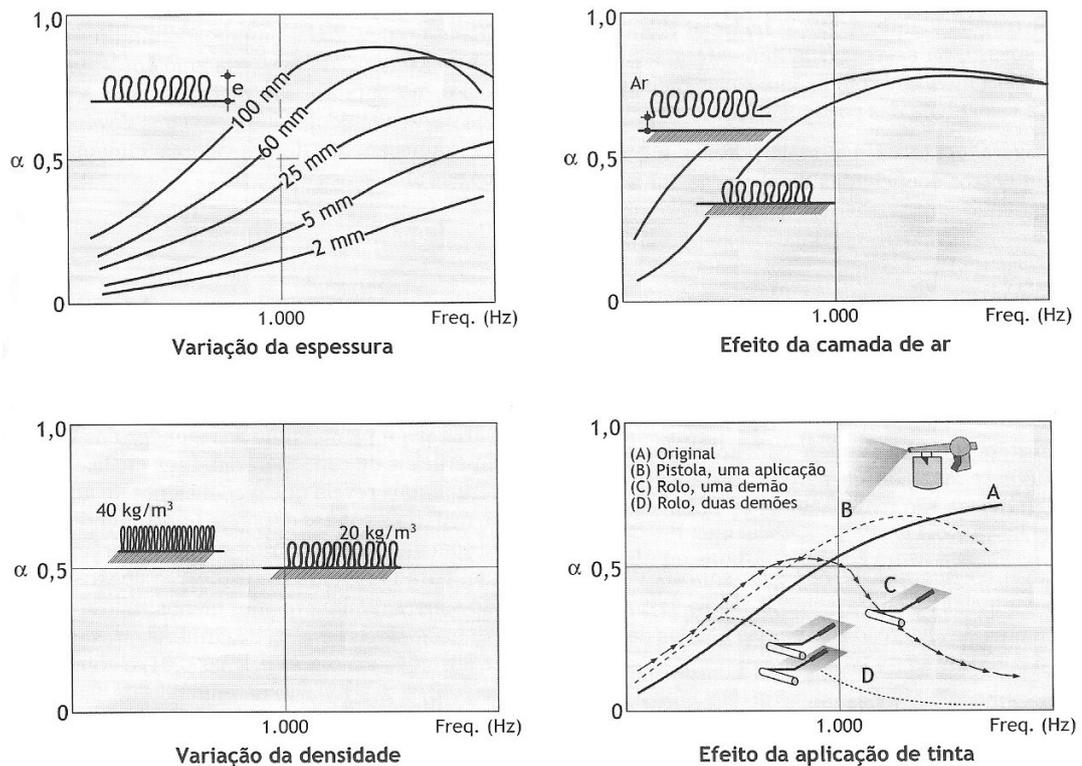


Figura 5.16 – Fatores que influenciam a absorção sonora de materiais porosos e fibrosos.

A eficácia dos materiais porosos e fibrosos é maior quando estes se localizam em regiões onde a velocidade das partículas é maior. A Figura 5.17, ilustra o comportamento da pressão sonora e da velocidade das partículas entre duas paredes de um recinto. Observa-se que, junto às paredes, a pressão sonora é máxima, enquanto que a velocidade das partículas é mínima – as moléculas de ar não se movimentam junto a uma parede rígida. A velocidade das partículas é máxima onde a pressão sonora é mínima. Isso ocorre a uma distância da parede igual a $\frac{1}{4}$ do comprimento de onda do som incidente, conforme indicado na Figura 5.17.

Uma alternativa para aumentar a eficiência dos materiais porosos e fibrosos seria instalar o material afastado $\frac{1}{4}$ da superfície ao invés de se aumentar a espessura do material, que é uma solução com maior custo.

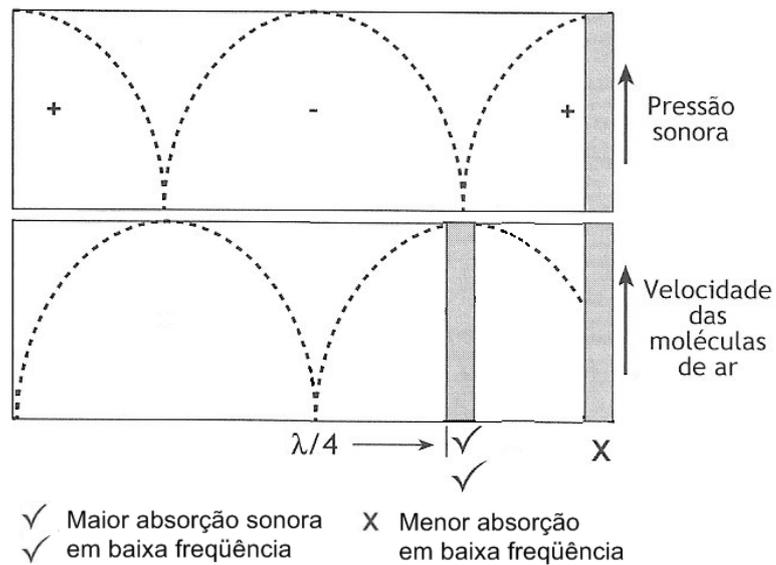


Figura 5.17 – Comportamento da pressão sonora e velocidade das moléculas de ar entre duas paredes de um recinto.

5.6.3 Dispositivos Especializados de Absorção Sonora

Em alguns casos é necessário aumentar a absorção numa faixa específica de frequências. Nesses casos, pode-se recorrer a dispositivos especializados de absorção sonora. A Figura 5.18 ilustra alguns desses dispositivos, juntamente com suas curvas de absorção sonora. Observar que tais curvas são qualitativas e visam dar uma idéia do comportamento desses dispositivos quanto às suas características de absorção sonora.

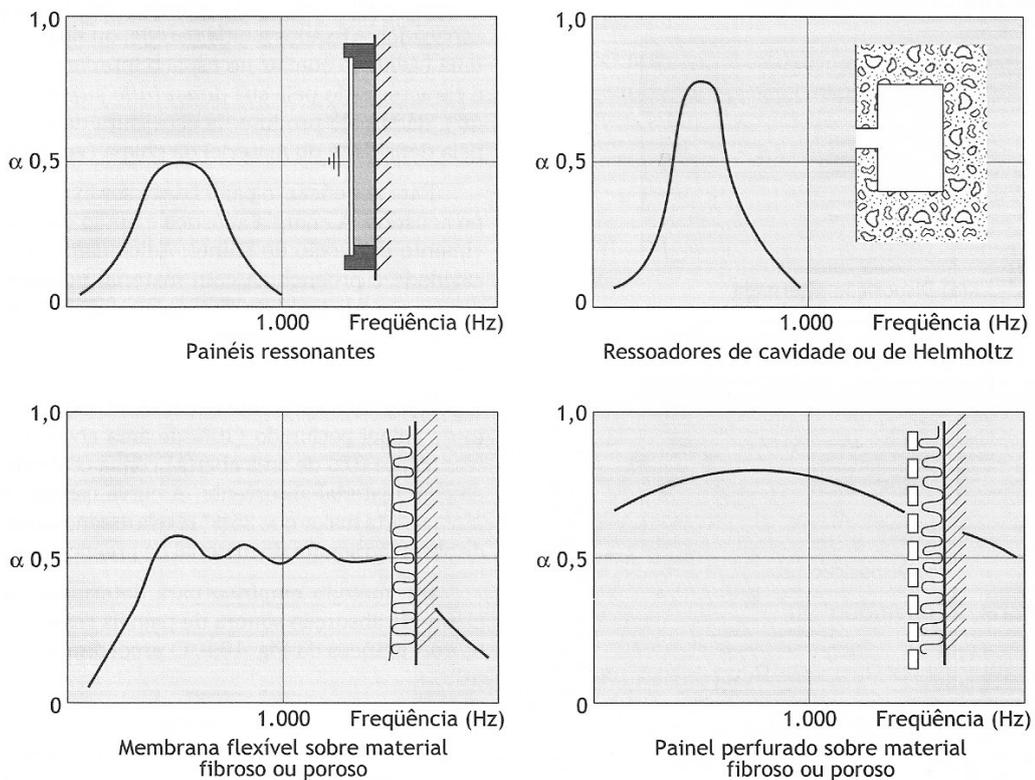


Figura 5.18 – Dispositivos especializados de absorção sonora.

5.7 Conclusões

- Para redução do ruído gerado pela ventilação é necessário fazer um correto dimensionamento térmico, para determinar a vazão de ar necessária para resfriar o motor. Pois, quanto maior a vazão, maior será o ventilador e conseqüentemente haverá aumento no nível de ruído.
- O estudo apresentado para redução do ruído gerado pela ventilação, resultou no desenvolvimento de atenuadores de ruído utilizados no Capítulo 6. Principalmente utilizando várias soluções juntas, tais como, silenciadores resistivos e de câmara forrada internamente, material absorvedor de ruído com características específicas e painel perfurado sobre o material absorvedor de ruído.
- Com o estudo apresentado no Capítulo 5 e 6, pode-se fazer uma lista de pontos importantes a serem verificados durante a fase de projeto de uma máquinas de indução, quando exigido baixo nível de ruído.

CAPÍTULO 6 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO CONTROLE DE RUÍDO

6.1 Introdução

Como vimos no capítulo anterior, em motores com altas rotações o ruído predominante é proveniente do sistema de refrigeração, ou seja, do fluxo de ar necessário para refrigerar o motor e dos ventiladores.

Este capítulo tem como finalidade mostrar um estudo sobre atenuadores de ruído aplicados em motores elétricos. Neste estudo foram feitos protótipos de atenuadores de ruído e submetidos a testes comparativos através de ensaios experimentais.

Os ensaios experimentais foram realizados em motores de indução com diferentes métodos de refrigeração: motor aberto auto ventilado e motor fechado com trocador de calor ar-ar. Também foi realizado ensaio experimental com materiais de alta absorção sonora aplicados em atenuadores de ruído para motores de indução.

6.2 Influência do Método de Refrigeração do Motor de Indução no Nível de Ruído

Existem vários métodos de refrigeração usados em motores de indução. A norma IEC 60034-6 classifica estes métodos de acordo com: disposição do circuito de refrigeração, fluido de resfriamento primário, método de circulação do fluido de resfriamento primário, fluido de resfriamento secundário e o método de circulação do fluido de resfriamento secundário.

Entre todos os métodos de refrigeração, pode-se destacar os três métodos mais utilizados:

Motores abertos (auto ventilado) - IC01

O fluido de resfriamento primário é o ar do ambiente. O ar (frio) entra no motor, faz a troca térmica direta e sai novamente para o ambiente. Ver esquema de refrigeração do motor aberto na Figura 6.1.

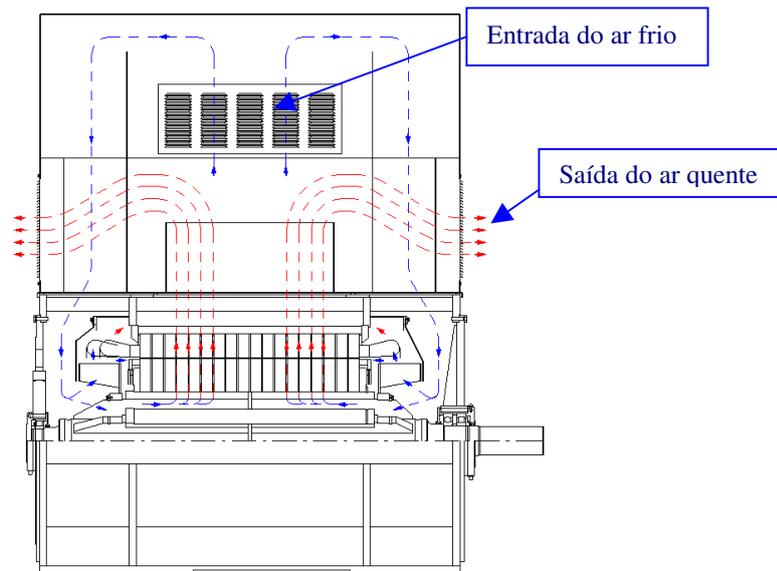


Figura 6.1 – Circuito de resfriamento do motor aberto.

Motores fechados com trocados de calor ar-ar - IC611

Este método de resfriamento é caracterizado por possuir dois fluidos de resfriamento e um trocador de calor com tubos (aletas) para fazer a troca térmica. O fluido primário que está circulando internamente no motor, passa pelo lado externo dos tubos do trocador e não entra em contato com o ar externo que passa por dentro dos tubos do trocador de calor. A Figura 6.2, mostra o esquema de refrigeração.

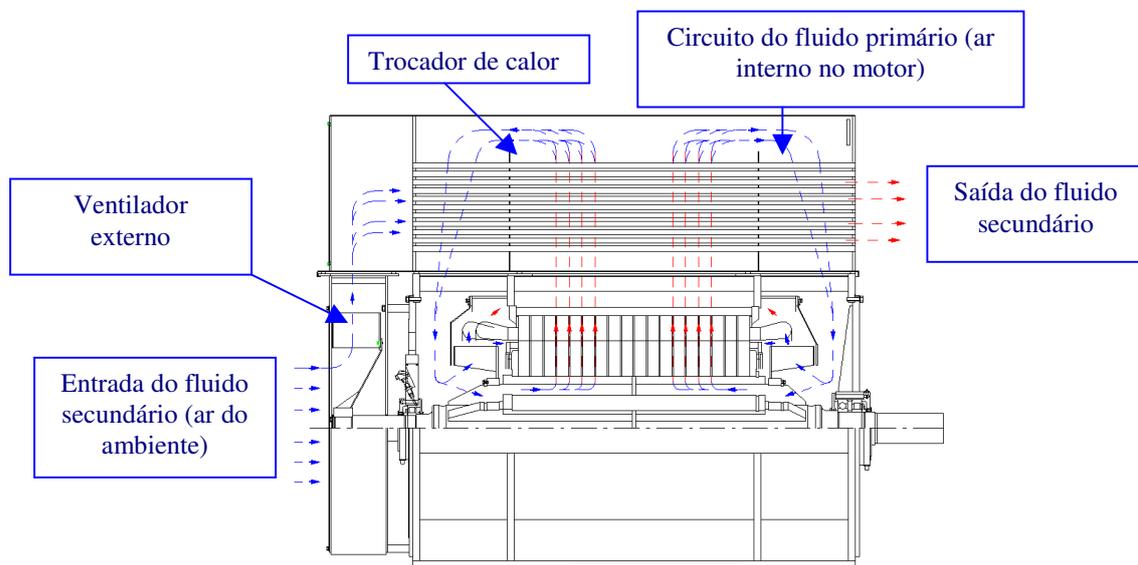


Figura 6.2 – Circuito de resfriamento do motor fechado com trocador de calor ar-ar.

Motores fechados com circulação de água - IC81W

Método de resfriamento que consiste na circulação do fluido primário (ar) internamente ao motor e que possui como fluido secundário a água. A Figura 6.3 representa este circuito de resfriamento.

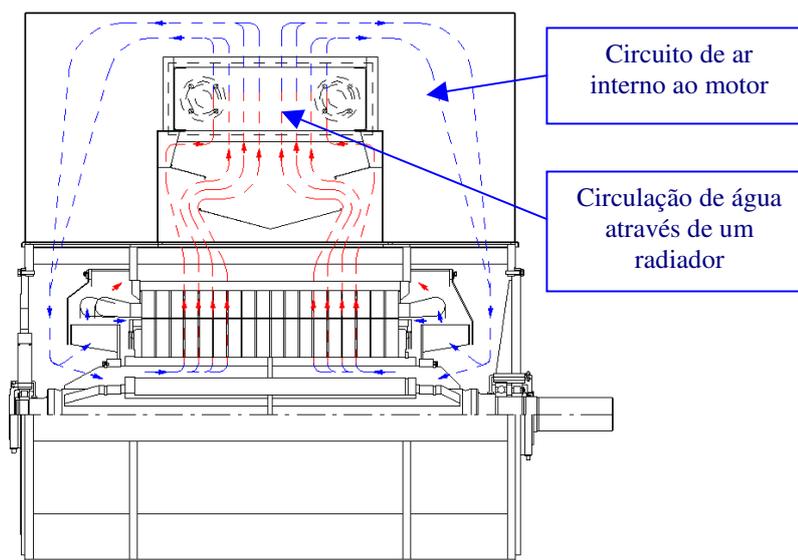


Figura 6.3 – Circuito de resfriamento do motor fechado com circulação de água.

Comparando estes três métodos de resfriamento, o motor que apresenta maior nível de ruído é o aberto e auto ventilado, pois o ruído gerado internamente no motor é transmitido para o meio externo através das aberturas existentes no motor, ou seja, a entrada e saída do sistema de circulação de ar.

O ruído gerado pelo método de resfriamento com trocador de calor ar-ar ocorre principalmente devido ao ventilador externo, cujo ruído é transmitido pelas aberturas existentes no motor de entrada e saída do ar externo. O nível de ruído médio nestes motores pode, em alguns casos, superar o ruído dos motores abertos, pois para refrigeração do motor é necessário um sistema de trocador de calor eficiente, para isso é necessária uma vazão de ar elevada no circuito de ar externo (secundário); conseqüentemente ventilador com diâmetro maior é utilizado.

O método de resfriamento com circulação de água é o que apresenta o menor nível de ruído, por ser um motor fechado o nível de ruído gerado é decorrente da intensidade sonora transmitida através das chapas da carcaça e da caixa de ventilação do motor. Desta maneira parte da energia emitida pelas fontes de ruído internamente ao motor é retida pelas chapas.

A Figura 6.4 mostra um gráfico comparativo do resultado da medição do nível de ruído de motores ensaiado com os três métodos de resfriamento apresentado. O ensaio experimental foi realizado de acordo com a norma IEC 60034-9/2003, onde o nível de ruído foi medido em 8 pontos ao redor do motor, a um metro de distância. Os três motores apresentam a mesma rotação 3000 rpm.

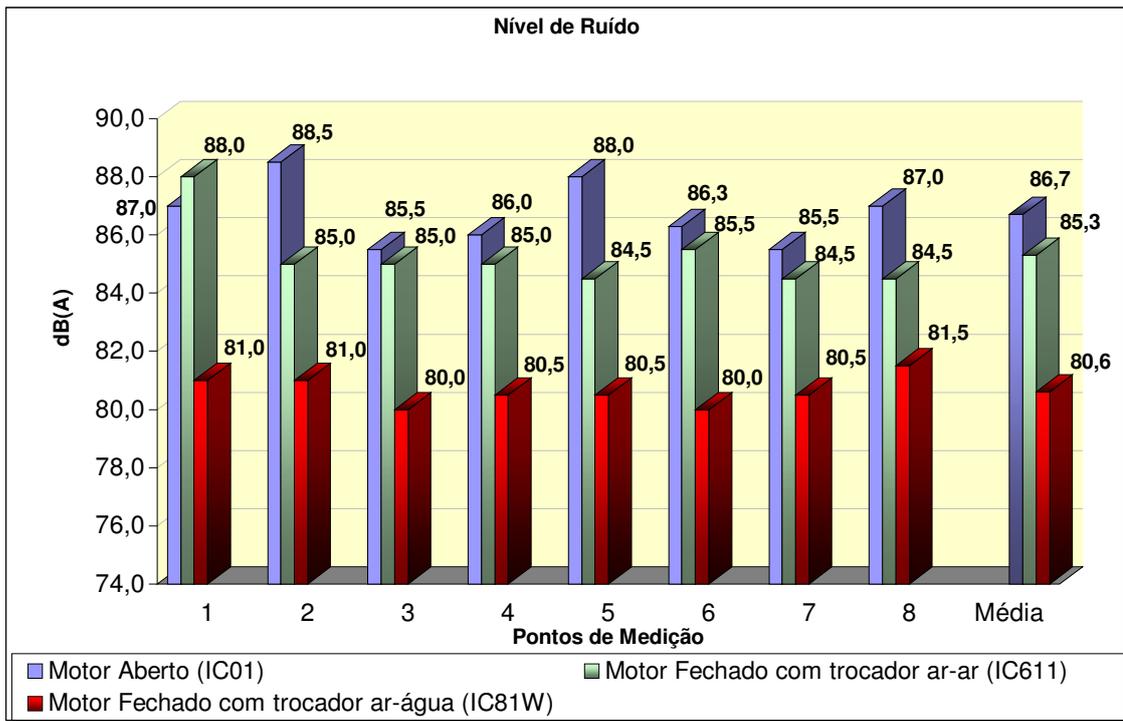


Figura 6.4 – Comparativo do nível de ruído entre os três métodos de resfriamento.

6.3 Procedimento de medição do nível de pressão sonora.

Todos os ensaios experimentais mostrados neste capítulo foram realizados de acordo com a norma IEC 60034-9 [3] (Máquinas elétricas girantes – Limite de Ruído) e norma ISO 3744/1994 [26] (*Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure*).

O procedimento para medição do ruído é feito conforme descrito no Capítulo 3.

Os instrumentos utilizados para a medição foram: uma régua de um metro de comprimento e um medidor de nível de pressão sonora modelo 2250 (fabricante Brüel & Kjaer). A Figura 6.5 mostra a localização dos oito pontos de medição.

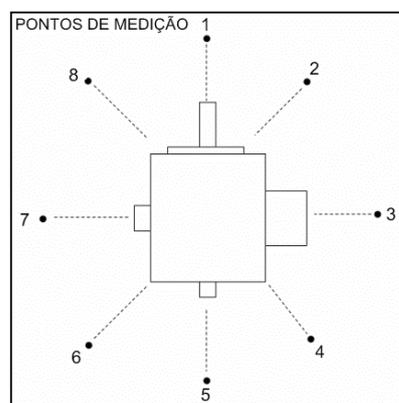


Figura 6.5 – Pontos de medição ao redor do motor.

6.4 Controle do ruído para motores fechados com trocador de ar-ar (IC611)

6.4.1 Comparativo entre dois motores com e sem tratamento do ruído

Foi realizado ensaio experimental com o objetivo de determinar o nível de ruído de motores fechados (IC611) de alta rotação para verificar a atenuação do nível de ruído médio entre um motor padrão (sem tratamento do ruído) e outro com atenuadores de ruído localizados na entrada e saída de ar externo (ver Figura 6.6).

Os atenuadores utilizados são do tipo silenciadores resistivos revestidos internamente com material fonoabsorvente poroso.

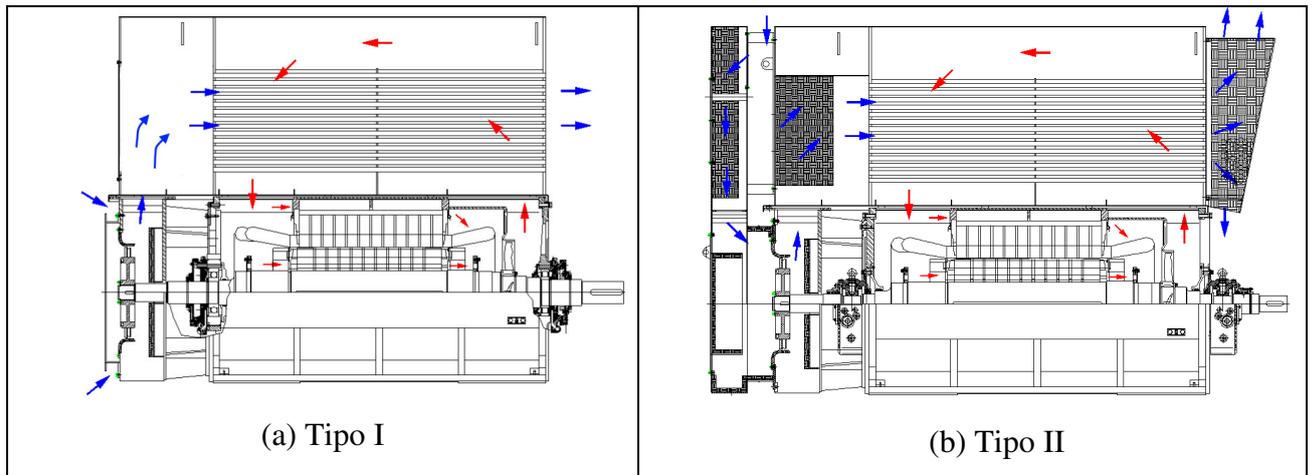


Figura 6.6 – Desenho esquemáticos dos motores ensaiados: (a) motor padrão sem atenuadores de ruído; (b) motor com atenuadores de ruído na entrada e saída de ar externo.

A Figura 6.7 mostra a medição do nível de pressão sonora do motor com atenuadores de ruído.



Figura 6.7 – Foto da medição do nível de pressão sonora do motor.

A Tabela 6.1 mostra os dados dos motores.

Tabela 6.1 – Dados dos motores.

Dados dos motores	Tipo I	Tipo II
Designação/Carcaça	MGF / 630	MGF / 630
Potência	2800 kW	2900 kW
Frequência/Rotação	50 Hz / 3000 rpm	50 Hz / 3000 rpm
Canais Radiais	Com canais radiais	Com canais radiais
Tipo do Ventilador interno	Axial	Axial
Nº pás / Diam. Interno	12 / 500mm	12 / 500mm
Tipo do ventilador externo	Radial pá para trás	Radial pá para trás
Nº pás / Diam Externo	11 / 410mm	11 / 450mm
Elevação temp. do estator	64,7 °C	68,1 °C

O gráfico polar da Figura 6.8 ilustra os valores obtidos do nível de ruído em dB(A) em cada ponto de medição para cada motor.

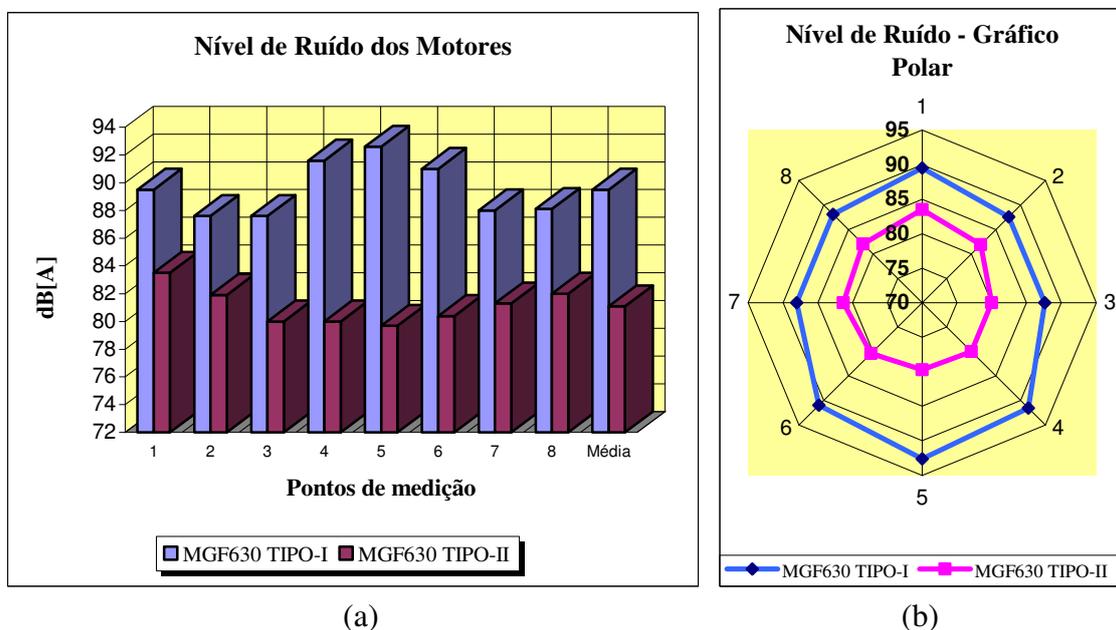


Figura 6.8 – (a) Gráfico do nível de ruído medido; (b) Gráfico polar do nível de ruído medido.

Pode-se observar que houve uma atenuação significativa em todos os oito pontos de medição, devido à presença dos atenuadores na entrada e saída de ar. A maior atenuação do ruído ocorreu nos pontos 4,5 e 6, que correspondem à parte traseira do motor, ou seja, o ruído proveniente do ventilador externo foi muito bem atenuado na entrada de ar. A Figura 6.9 mostra exatamente os valores quantitativos da atenuação do ruído ocorrida com a utilização dos atenuadores. A diferença média do nível de ruído entre os dois motores foi de 8,4 dB(A).

Da Figura 6.8 (a) as médias dos NPS dos pontos de medição para os motores Tipo I e II foram respectivamente 89,5 e 81,1 dB(A). Transformando em nível de potência sonora, através da Equação (3.17), para os motores Tipo I e II são obtidos os valores, 109,1 e 100,7

dB(A), respectivamente. De acordo com a norma NBR 7565 (Tabela 5.1), o NWS limite para estes motores é de 115 dB(A).

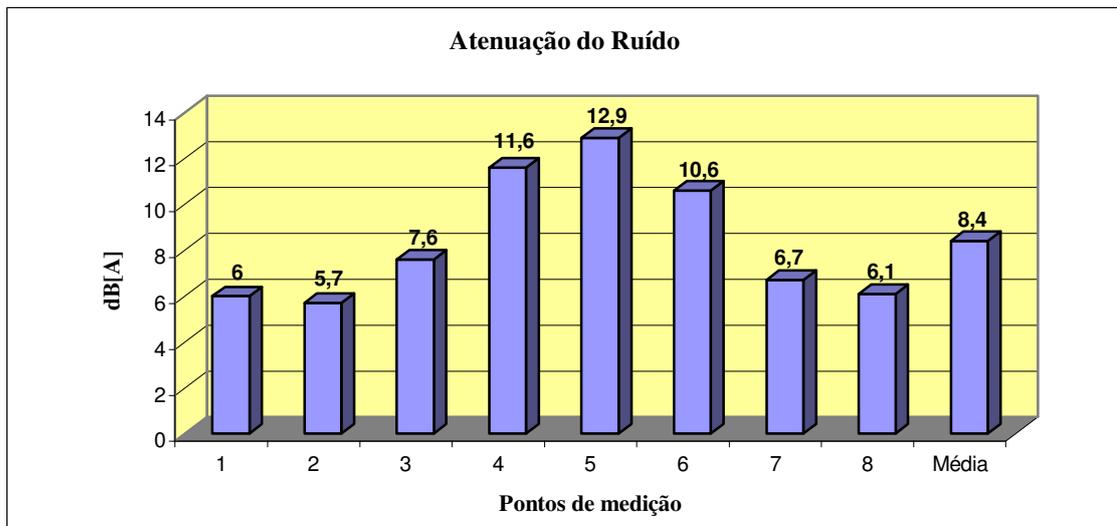


Figura 6.9 – Gráfico da atenuação do ruído entre os motores ensaiados.

6.4.2 Comparativo entre três motores com e sem tratamento do ruído

Análise experimental foi realizada em motores fechados com trocador de calor ar-ar, semelhante ao ensaio anterior, porém o comparativo foi realizado com três motores: padrão (sem tratamento de ruído), com atenuador de ruído na entrada de ar e com atenuadores de ruído na entrada e saída de ar conforme mostrado na Figura 6.10.

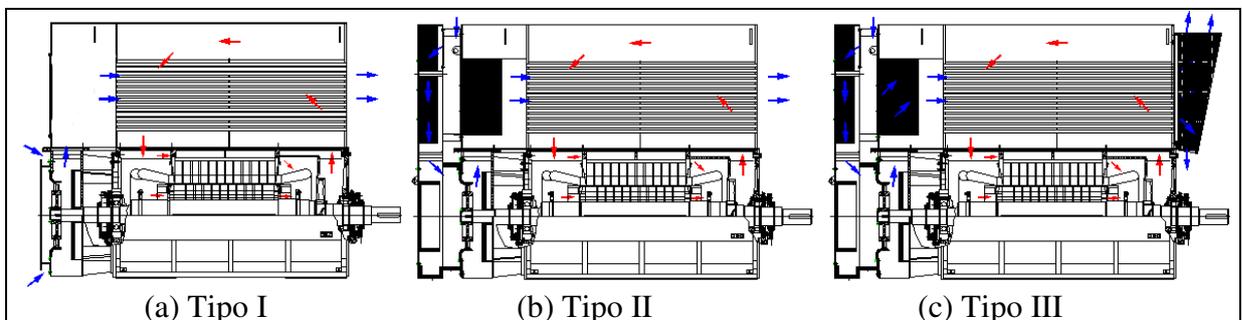


Figura 6.10 – Motores ensaiados: (a) Tipo I – sem atenuador; (b) Tipo II – com atenuador na entrada de ar; (c) Tipo III – com atenuadores na entrada e saída de ar.

Os dados dos motores são mostrados na Tabela 6.2.

Tabela 6.2 – Dados dos motores para análise experimental.

Dados dos motores	Tipo I	Tipo II	Tipo III
Designação/Carcaça	MGF / 450	MGF / 450	MGF / 450
Potência	760 kW	1500 kW	932.5 kW
Frequência/Rotação	50 Hz / 3000 rpm	50 Hz / 3000 rpm	50 Hz / 3000 rpm
Canais Radiais	Com canais radiais	Com canais radiais	Com canais radiais
Tipo do Ventilador interno	Axial	Axial	Axial
Nº pás / Diam. Interno	12 / 400	12 / 400	12 / 400

Tipo do ventilador externo	Radial pá para trás	Radial pá para trás	Axial
Nº pás / Diam Externo	11 / 400	16 / 450	20 / 450

Os resultados do nível de ruído medidos nos oito pontos distintos obtidos em cada motor ensaiado estão representados no gráfico da Figura 6.11.

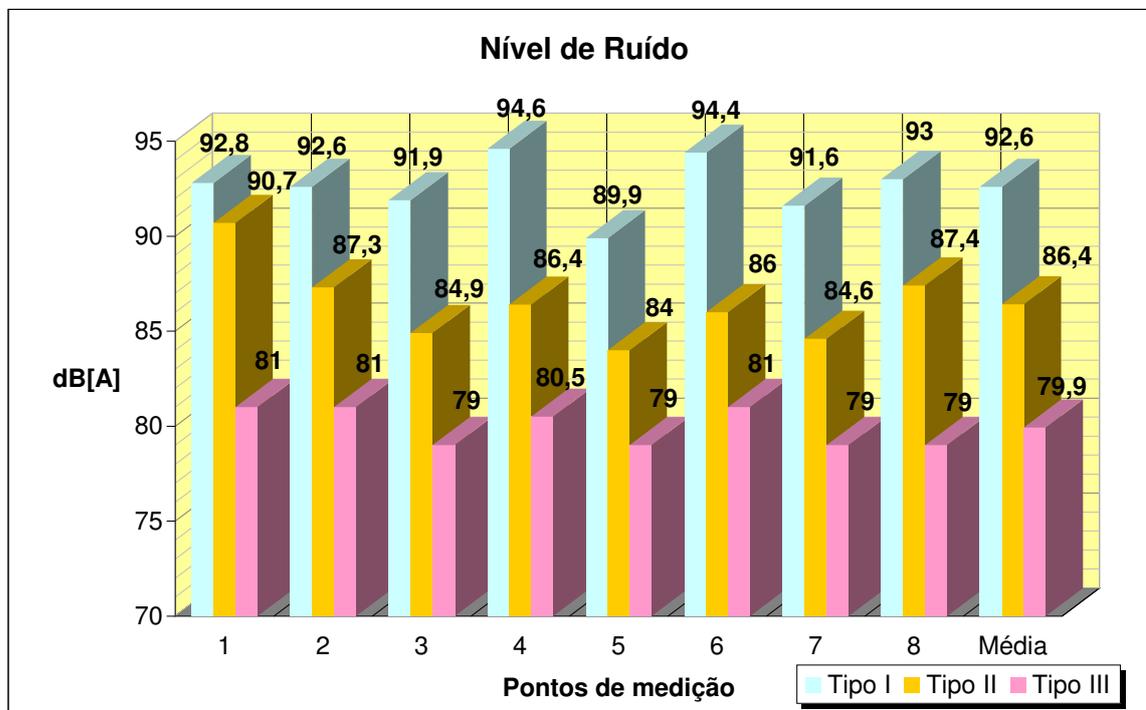


Figura 6.11 – Comparativo do nível de ruído entre os motores ensaiados.

Do gráfico da Figura 6.11 pode-se comprovar a eficiência dos atenuadores de ruído utilizados nos motores e destacando os seguintes resultados:

- a média do nível de ruído entre o tipo I e III foram de 92,6 e 79,9 dB(A), ou seja, a atenuação foi de 12,7 dB(A);
- o ponto 1 representa a ponto na parte frontal do motor (conforme Figura 6.5) a atenuação do ruído entre os motores sem atenuador (tipo I e II) e com atenuador (tipo III) ficou em média 11 dB(A);
- o tipo III a diferença entre os pontos com o maior e o menor nível de ruído foi de 2 dB(A), enquanto o tipo I e II foi de 4,7 e 6,7 dB(A) respectivamente;
- transformando em nível de potência sonora, através da Equação (3.17), o Tipo I, II e III ficam com 110,7, 105,7 e 98,7 dB(A) respectivamente. De acordo com a norma NBR 7565 (Tabela 5.1), o NWS limite para estes motores é de 112 dB(A).

Os resultados das medições também podem ser representados em um gráfico polar (Figura 6.12), facilitando a visualização e identificação do nível de ruído em cada ponto localizado ao redor do motor.

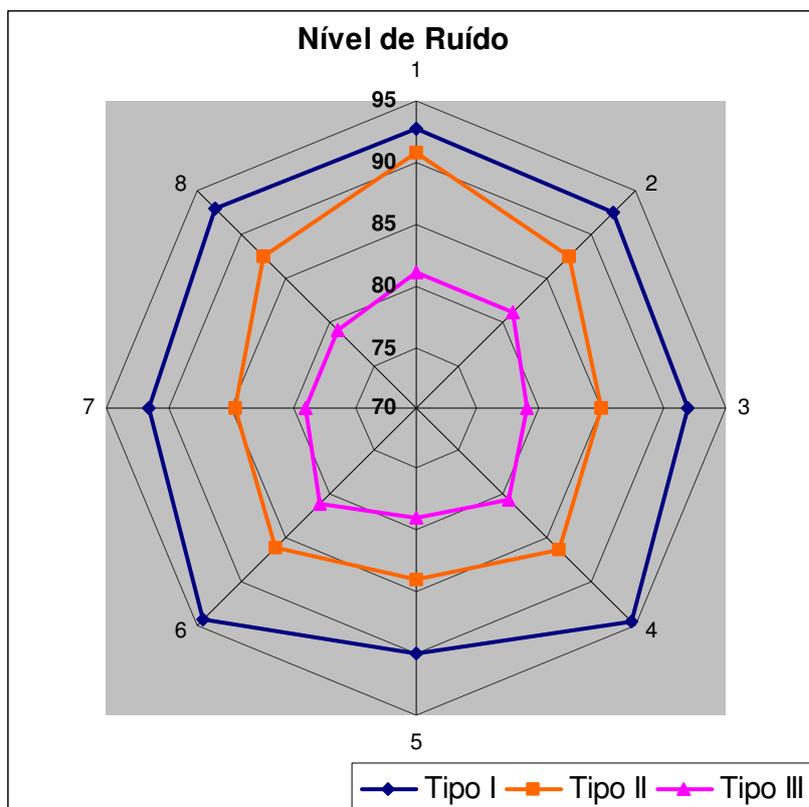


Figura 6.12 – Gráfico polar representando o nível de ruído pontual.

6.5 Controle do ruído para motores abertos e auto ventilados (IC01)

Este ensaio experimental tem como objetivo fazer análise comparativa do efeito da atenuação de ruído entre motores abertos e auto ventilados, entre a caixa de ventilação utilizada atualmente pelo fabricante um o protótipo de caixa de ventilação, desenvolvido a partir dos conceitos apresentados no capítulo anterior. Apresentar os resultados da medição e fazer a avaliação quantitativa do nível de ruído considerando as duas caixas. A Tabela 6.3 mostra os dados da máquina ensaiada.

Tabela 6.3 – Dados do motor para análise experimental.

Modelo/Carcaça	MGA / 355
Potência	450 kW
Frequência/Rotação	50 Hz / 3000 rpm
Grau de proteção	IP23 (IEC)
Designação	IC01
Tipo do Ventilador interno	Radial de pás curvadas para trás
Nº pás / Diam. Externo	11 / 400 mm
Frequência de passagem das pás	550 Hz

O sistema de circulação de ar está representado na Figura 6.13.

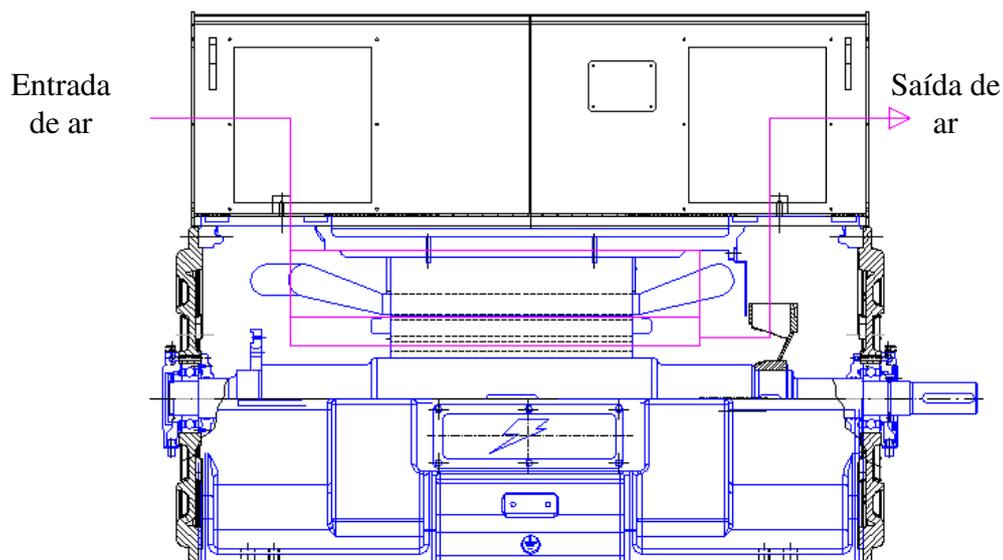


Figura 6.13 – Representação esquemática da circulação de ar no motor.

Descrição do experimento:

Foram realizados dois ensaios para determinação do nível de ruído e espectro em frequência do ruído, no ponto onde o ruído é maior. Os dois ensaios foram realizados com o mesmo motor, ou seja, a mesma fonte de ruído.

O primeiro ensaio foi realizado com a caixa de ventilação utilizada atualmente pelo fabricante montada no motor, denominada de Caixa A. A Figura 6.14 ilustra o desenho em corte desta caixa.

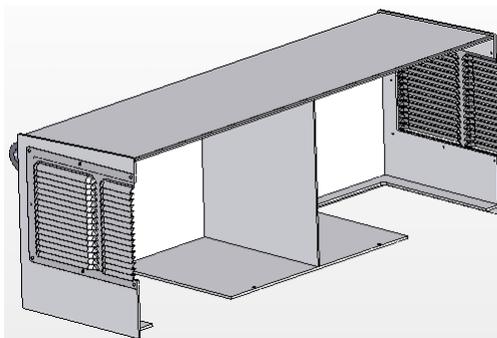


Figura 6.14 – Desenho em corte da caixa de ventilação do primeiro ensaio.

O segundo ensaio foi realizado com o protótipo da caixa de ventilação desenvolvido, denominada de Caixa B.

O protótipo foi construído com dois atenuadores de ruído modular do tipo silenciador resistivo, com várias células de absorção, colocados na entrada e saída do ar no motor. A Figura 6.15 (a) mostra o desenho desta caixa com os atenuadores de ruído e (b) o atenuador

desenvolvido com base nos conceitos dos silenciadores resistivos com várias células de absorção.

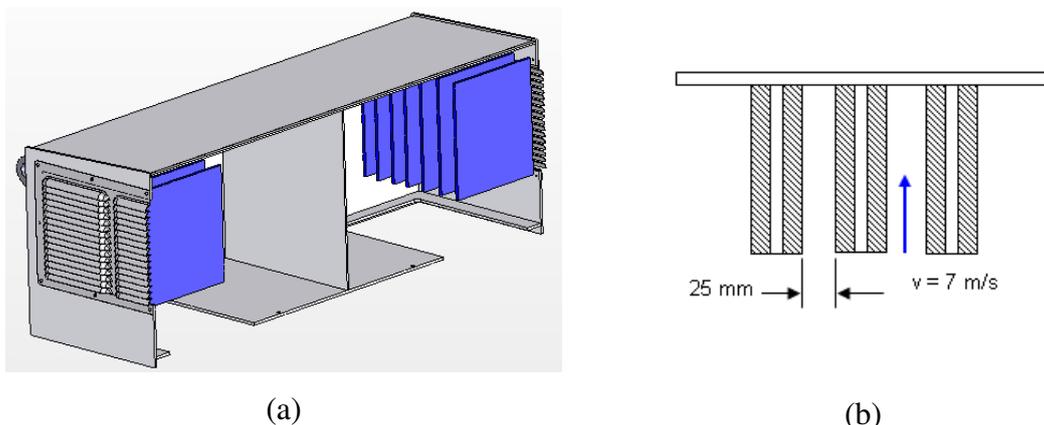


Figura 6.15 – (a) desenho em corte da caixa de ventilação com os atenuadores de ruído; (b) desenho esquemático da célula de absorção.

A distância entre as células absorvedoras foi projetada para que a velocidade de ar de passagem seja de 7 m/s. Este cuidado foi tomado para garantir que não haverá ruído de passagem de ar, que ocorre geralmente com velocidade superior a 10 m/s e também para não produzir um aumento exagerado na perda de carga do sistema. A Figura 6.16, ilustra fotos destas células absorvedoras construídas para o teste.



Figura 6.16 – Fotos do atenuador de ruído modular com células de absorção do ruído.

A Figura 6.17 mostra o gráfico de absorção sonora do material utilizado (Armaflex), fornecido pelo fabricante do material.

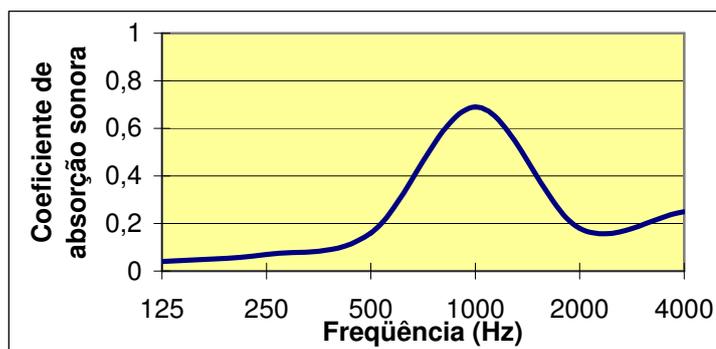


Figura 6.17 – Coeficiente de absorção sonora.

Resultado dos ensaios

A Figura 6.18 mostra o espectro do nível de ruído em bandas de 1/3 de oitavas em dB(A) do motor ensaiado com a caixa A, ou seja, sem nenhum tratamento do ruído. O ruído foi medido no ponto 1, localizado na parte dianteira do motor.

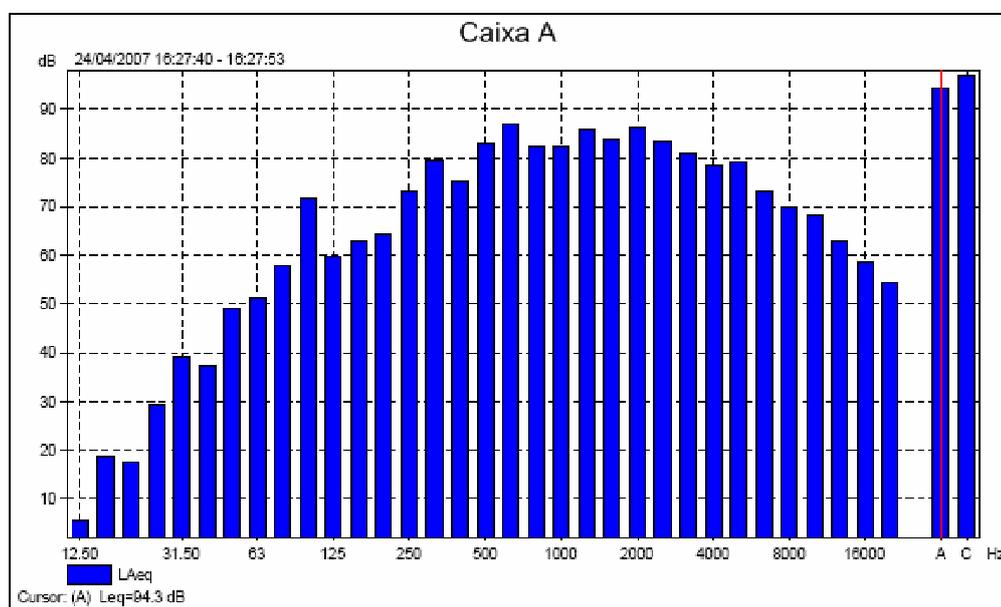


Figura 6.18 – Espectro do ruído do motor com a caixa A em bandas de 1/3 de oitava.

A Figura 6.19 mostra o espectro do nível de ruído em bandas de 1/3 de oitavas em dB(A) do motor ensaiado com a caixa B medido no ponto 1, localizado na parte dianteira do motor.

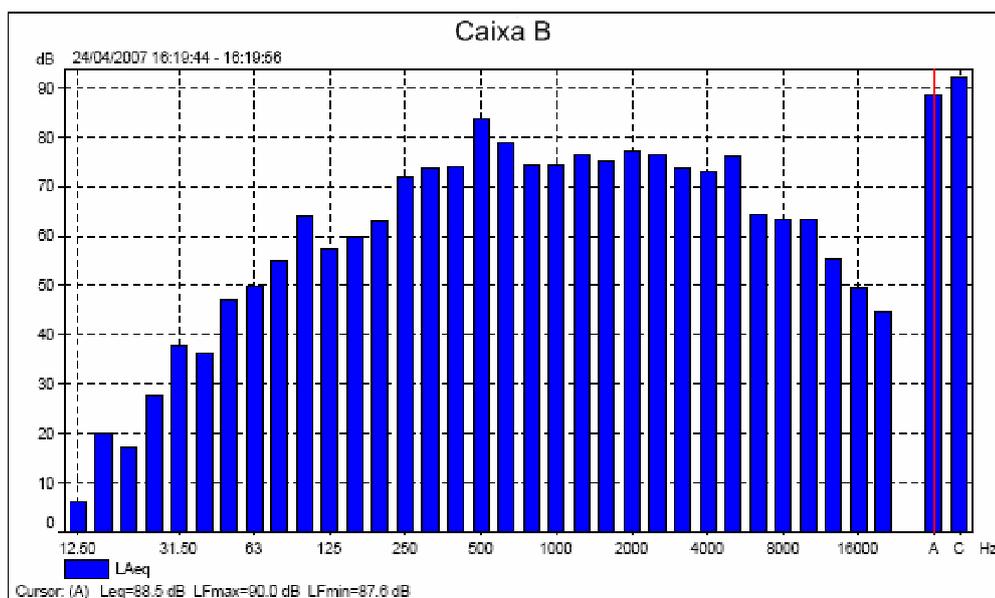


Figura 6.19 – Espectro do ruído do motor com a caixa B em bandas de 1/3 de oitava.

O gráfico da Figura 6.20 ilustra o comparativo do nível de ruído pontual em dB(A) medido ao redor do motor para cada caixa.

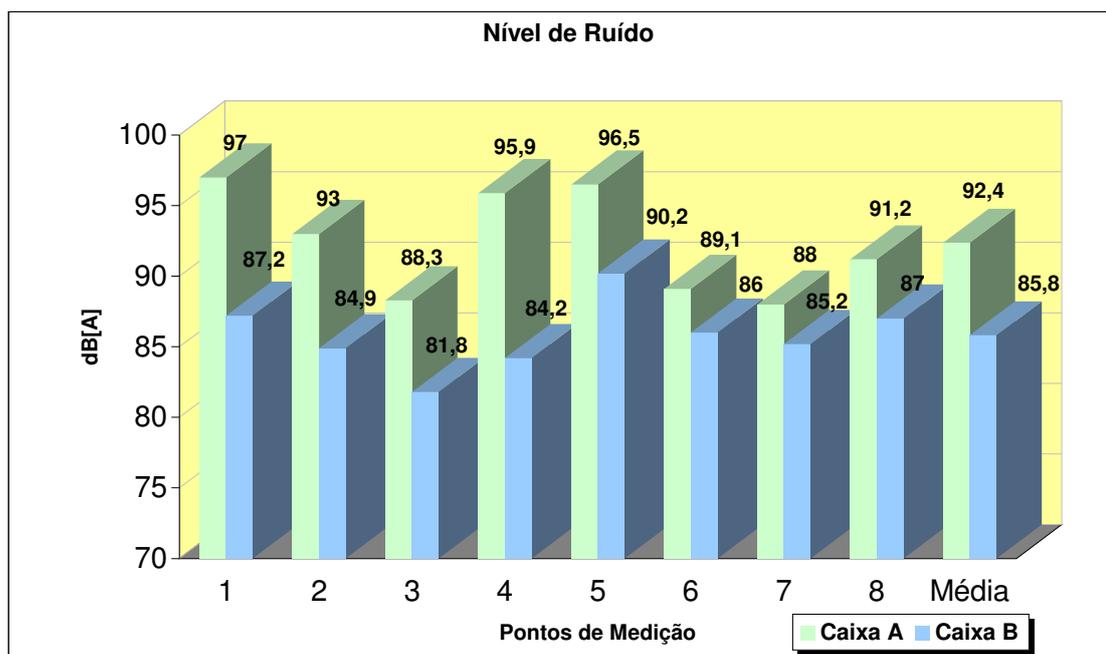


Figura 6.20 - Gráfico comparativo do nível de ruído em cada ponto das caixas A e B.

A Figura 6.21 mostra o gráfico polar do nível de ruído pontual em dB(A) medido ao redor do motor para cada caixa.

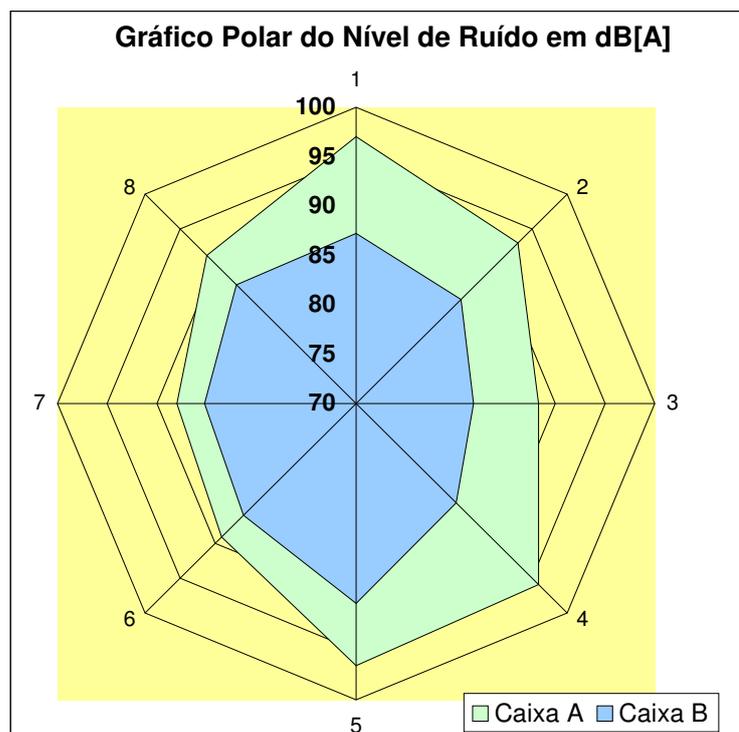


Figura 6.21 – Gráfico polar do nível de ruído pontual.

Dos gráficos do espectro do ruído das Figuras 6.20 e 6.21 o ruído global medido foi:

Caixa A (sem atenuador) = 94,3 dB(A)

Caixa B (com atenuador) = 88,5 dB(A)

Logo, a redução do nível de pressão sonora global foi de 5,8 dB(A).

A Figura 6.22 demonstra o gráfico da atenuação do ruído em cada banda de 1/3 oitava (ruído caixa B – ruído caixa A). Pode-se observar que a atenuação foi maior acima de 630 Hz, que é a região onde o coeficiente de absorção sonora do material é maior. Pode-se destacar também que não houve atenuação na frequência de passagem das pás do ventilador (550 Hz), sendo este a maior fonte de ruído como mostram as Figuras 6.20 e 6.21.

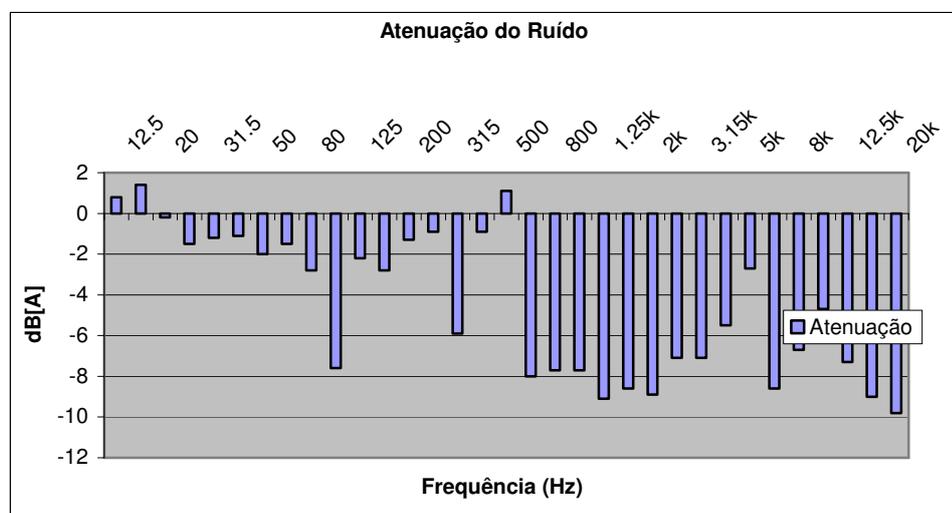


Figura 6.22 – Gráfico da atenuação do ruído.

Do gráfico da Figura 6.20 a redução do ruído médio foi de 6,6 dB(A). Pode-se observar que os pontos de maior nível de ruído são respectivamente onde se localizam a entrada e saída de ar do motor e também onde se obteve maior atenuação do ruído.

Pode-se observar através do gráfico polar da Figura 6.21 que há uma assimetria na atenuação nas laterais do motor, que podem ter ocorrido devido a presença da caixa de ligação do motor em um dos lados.

A Tabela 6.4 mostra o nível de potência sonora calculada para cada caixa e o NWS em dB(A) especificado pelas normas NBR 7565 (Tabela 5.1) e IEC 60034-9[3].

Tabela 6.4 – Nível de potência sonora calculada e especificado por normas.

	NWS dB(A)	NWS dB(A) NBR 7565	NWS dB(A) IEC 60034-9
Caixa A	109,2	107	107
Caixa B	102,7	107	107

Da Tabela 6.4, pode-se concluir que a caixa A não atende ao NWS máximo recomendado pelas normas.

6.6 Ensaio Comparativo de Materiais Fono-absorvedores

Este ensaio experimental tem como objetivo principal comparar o material fonoabsorvedor utilizado nos atenuadores de ruído pelo fabricante de motores de indução (material do tipo poroso) com um segundo material proposto e determinar a eficiência da atenuação do ruído gerado.

Primeiramente selecionou-se um material fonoabsorvedor do tipo fibroso. A seleção foi feita com base nos seguintes critérios de seleção e aceitação: coeficiente de absorção sonora, resistência à chama, impacto ao meio ambiente, densidade, resistência mecânica, faixa de temperatura de operação, preço, disponibilidade e manuseio.

Foi selecionado um motor aberto e auto ventilado no qual o nível de ruído predominante é gerado pela ventilação, sendo os dois materiais testados nas mesmas condições.

A Tabela 6.5 mostra os dados da máquina ensaiada:

Tabela 6.5 – Dados dos motores para análise experimental.

Modelo/Carcaça	MGP / 355
Potência	450 kW
Frequência/Rotação	50 Hz / 3000 rpm
Grau de proteção	IP23 (IEC)
Designação	IC01
Tipo do Ventilador interno	Radial de pás curvadas para trás
Nº pás / Diam. Externo	11 / 400 mm
Frequência de passagem das pás	550 Hz

A Figura 6.23, representa o circuito de ventilação do motor selecionado para o ensaio experimental.

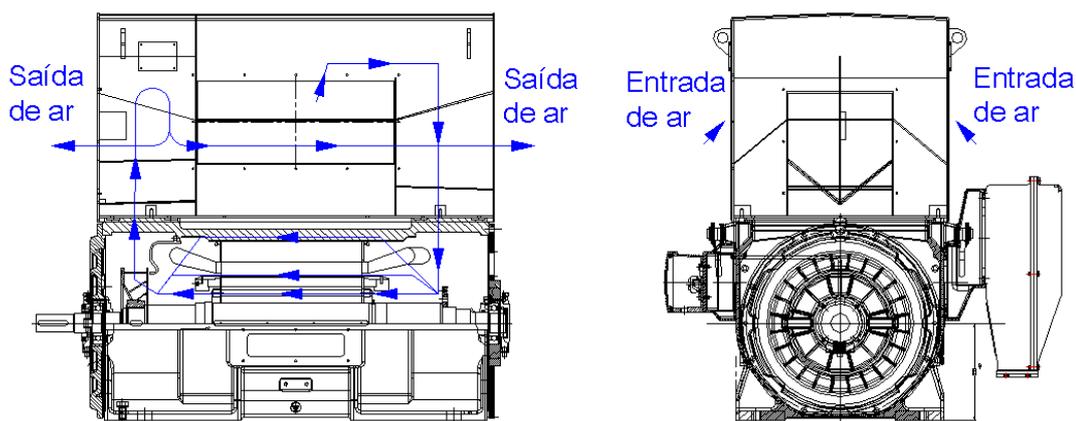
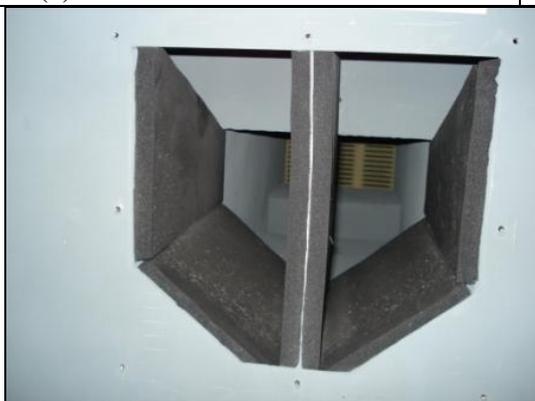


Figura 6.23 – Circuito de ventilação do motor.

Dados dos materiais

Material A	Material B
Tipo Poroso	Tipo Fibroso
Material de espuma elastomérica flexível e estrutura celular fechada.	Fabricada a partir de filamentos de fibra de vidro agulhados, sem adição de ligantes, Diâmetro do filamento: 6 a 11 μ m
Densidade: 40 – 70 kg/m ³	Densidade: 100 a 200 kg/m ³
Espessura: 19 mm	Espessura: 25 mm
Fixação: superfície adesiva, ver Figura 6.24 (a).	Fixação: Através da utilização de tela de chapa expandida, ver Figura 6.24 (b).



(a)



(b)

Figura 6.24 – Fotos ilustrando a fixação dos materiais fono-absorvedores: (a) material poroso, (b) material fibroso.

A Figura 6.25, mostra o comportamento do coeficiente de absorção sonora dos materiais em relação à frequência, fornecidos pelos fabricantes dos materiais.

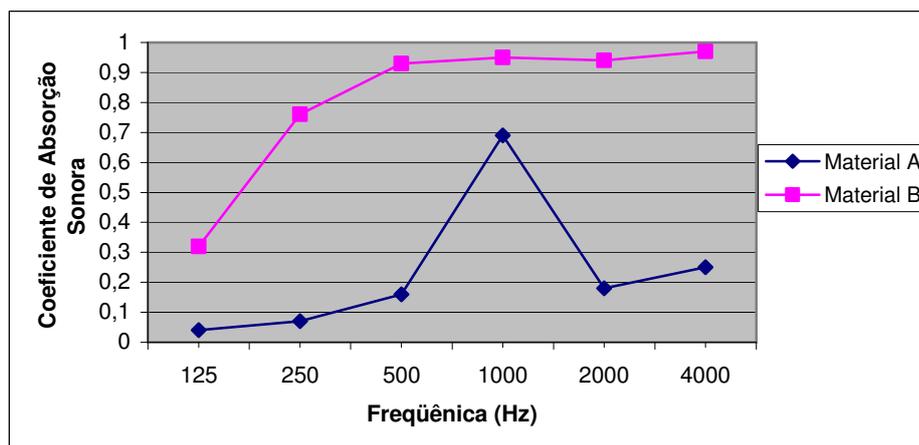


Figura 6.25 – Gráfico comparativo do coeficiente de absorção sonora entre os materiais A e B.

A Figura 6.26 ilustra foto da medição do nível de ruído realizada no motor



Figura 6.26 – Foto do ensaio do motor.

Resultados de ensaio

Foram obtidos os espectros do nível de pressão sonora com a frequência em escala de 1/3 de oitava no ponto com o maior nível de ruído apresentado; as Figuras 6.27 e 6.28. mostram estes resultados.

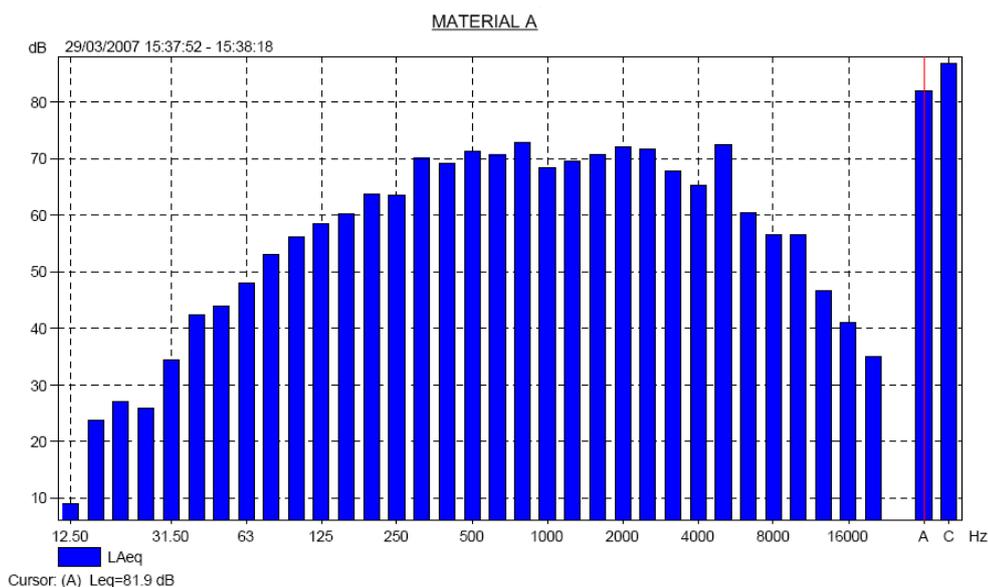


Figura 6.27 – Espectro do nível de pressão sonora em escala de 1/3 oitava do Material A.

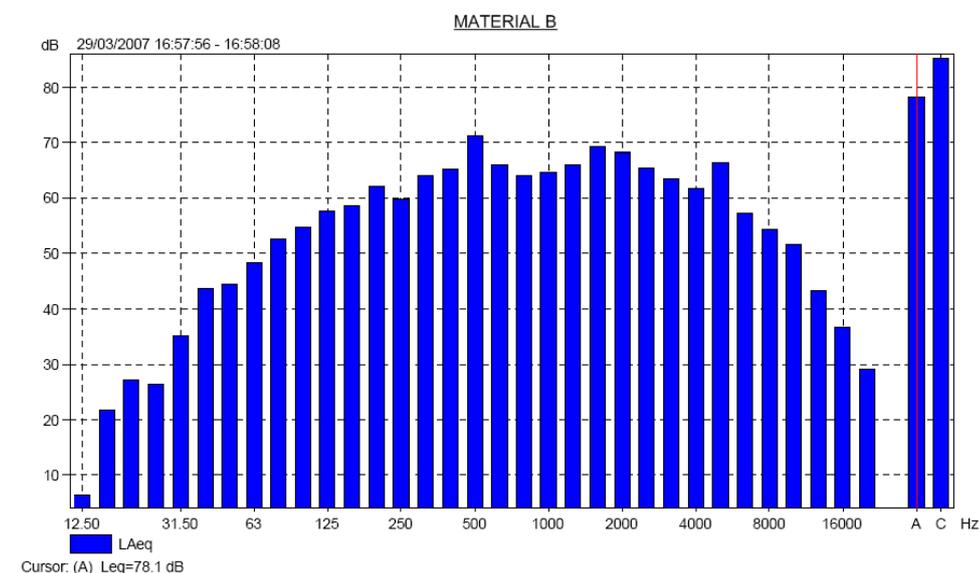


Figura 6.28 – Espectro do nível de pressão sonora em escala de 1/3 oitava do Material B.

Os níveis de ruído global obtidos dos espectros das Figuras 6.27 e 6.28 são apresentados na Tabela 6.6.:

Tabela 6.6 – NPS dos espectros dos motores medidos.

Nível de Pressão Sonora Global	
Material A:	81,9 dB(A)
Material B:	78,1 dB(A)
Diferença:	3,8 dB(A)

O ruído de fundo medido foi de 70 dB, logo, interfere na medição do ruído do material B. A diferença de valores é $(78,1 - 70) = 8,1$ dB(A), logo a correção é de $-1,0$ dB(A). Portanto os resultados corrigidos são apresentados na Tabela 6.7.

Tabela 6.7 – NPS corrigidos dos espectros dos motores medidos.

Nível de Pressão Sonora Global	
Material A:	81,9 dB(A)
Material B (corrigido):	77,1 dB(A)
Diferença (corrigida):	4,8 dB(A)

Foram realizadas medições do ruído em 8 pontos distintos em torno da máquina, para ambos os materiais. Os gráficos da Figura 6.29 e 6.30 representam os resultados obtidos.

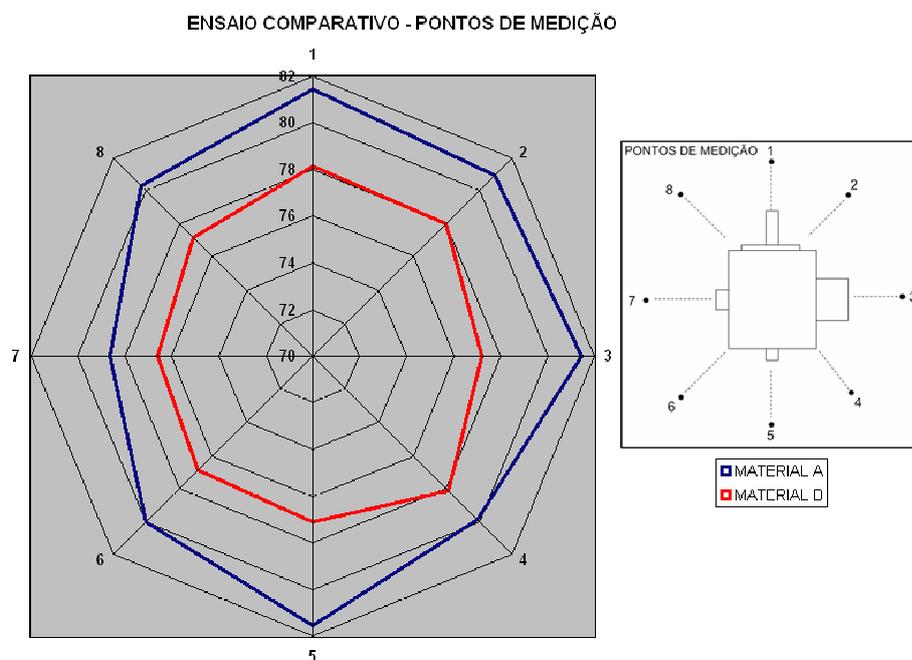


Figura 6.29 – Gráfico polar dos pontos de medição do ruído dos materiais A e B.

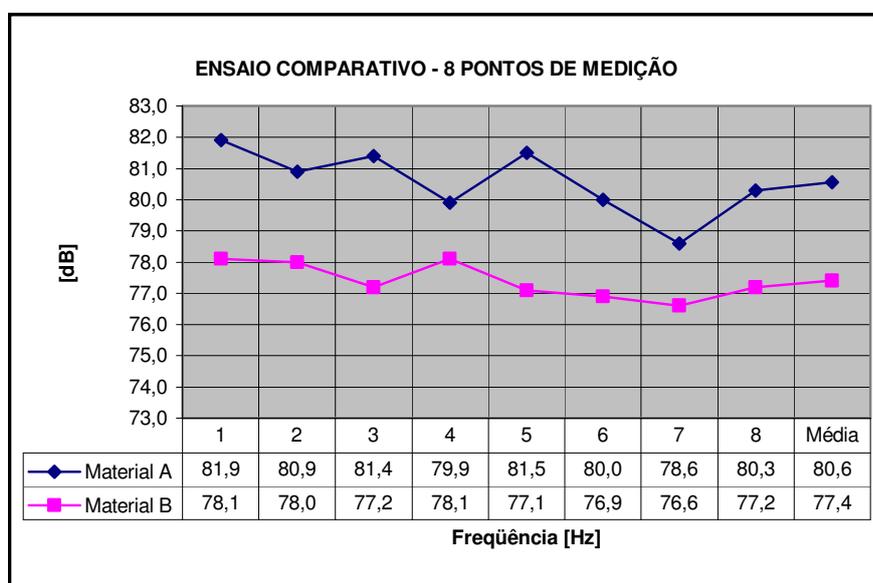


Figura 6.30 – Gráfico dos pontos de medição do ruído dos materiais A e B.

Faz-se a correção da média do nível de ruído medidos nos oito pontos com a interferência do ruído de fundo: $(77,4 - 70) = 7,4$ dB(A) e correção $-1,0$ dB(A). A Tabela 6.8 apresenta o resultado do NPS corrigido, do NWS e do NWS máximo especificado por norma.

Tabela 6.8 – Dados dos motores para análise experimental.

	NPS corrigido dB(A)	NWS em dB(A)	NWS conforme norma NBR 7565
Material A	80,6	97,5	107 dB(A)
Material B	76,4	93,0	107 dB(A)

Analisando os resultados obtidos conclui-se que o material B, ou seja, material fibroso, apresentou maior eficiência na atenuação do ruído. Do gráfico polar mostrado na Figura 6.29 houve uma redução significativa em todos os pontos de medição.

Os resultados obtidos neste ensaio podem também ser comparado com o resultado do Item 6.5 deste capítulo, pois os motores testados têm as mesmas características. A única diferença está na caixa de ventilação, logo pode-se concluir:

- houve maior redução do nível de pressão sonora na frequência de passagem das pás do ventilador neste ensaio, de 84 dB(A) para 71 dB(A);
- comparando os dois extremos, ou seja, o maior NWS (109,2 dB(A)) obtido no ensaio do Item 6.5 com o menor NWS (93,0 dB(A)) obtido da Tabela 6.6, tem-se 16,2 dB(A) de atenuação.

6.7 Conclusões

- Através da Figura 6.4, observa-se que o ruído gerado em motores que utilizam o método de resfriamento com trocador de calor ar-ar e o aberto e auto ventilado apresentam nível de ruído maior do que o motor com método de resfriamento com trocador de calor ar-água.
- Dos ensaios realizados em motores fechados com trocador de calor ar-ar, conclui-se que houve uma redução média no nível de pressão sonora de 8,4 dB(A), mostrado no comparativo 6.4.1 foi de até 12,7 dB(A), mostrado no comparativo 6.4.2.
- Dos ensaios realizados em motores abertos e auto ventilados, conclui-se que houve uma atenuação média no nível de pressão sonora de 5,8 dB(A), mostrado no comparativo 6.5.
- Do comparativo realizado entre materiais fono-absorvedores a redução medição do nível de pressão sonora foi de 4,8 dB(A).

CAPÍTULO 7 - CONCLUSÕES

As principais conclusões, fruto da pesquisa bibliográfica, estudo, experimentação e reflexão sobre o controle de ruído em motores de indução de médio e grande portes, estão apresentadas a seguir:

- como base nos gráfico da Figura 4.8, onde foram apresentados os níveis de vibração medidos em vários pontos na superfície da chapa do trocador de calor e do direcionador de ar, comprovou-se que a radiação do ruído gerado pela vibração da chapa são fontes que influenciam no ruído global do motor. Neste caso a melhor forma de controle do ruído é alterar a espessura das chapas, utilizar reforços para minimizar a amplitude de vibração e/ou fazer o revestimento interno ou externo com material acústico;
- do ensaio experimental comparando os materiais acústicos: poroso e fibroso. Comprovou-se a eficiência do material fibroso, reduzindo o nível de pressão sonora do motor aberto e auto ventilado em 4,8 dB(A);
- para obter motores de alta rotação silenciosos, o uso de atenuadores de ruído (silenciadores) são muito importantes. Dos ensaios experimentais, a redução do nível de pressão sonora alcançada com a utilização de atenuadores foi de: 12 dB(A) para o motor fechado com trocador de calor ar-ar (IC611) e 16,2 dB(A) para o motor aberto e auto ventilado (IC01);
- para motores fechados com trocador de calor ar-ar pode-se atingir atenuação maior do que 12 dB(A), comprovada experimentalmente, com o emprego do material fibroso no lugar do material poroso, ambos aplicados nas células atenuadoras e revestimento interno dos atenuadores da entrada e saída de ar;
- Em motores de alta rotação o ruído gerado pelo sistema de ventilação do motor é a principal fonte. Para motores de alta rotação silenciosos, deve-se levar em consideração as demais fontes de ruído, principalmente a vibração de superfícies e mancais.

7.1. Propostas para futuros trabalhos

Como sugestões para trabalhos futuros ficam:

- ampliar estudo do ruído de motores de indução com outros sistemas de refrigeração, analisando e avaliando experimentalmente as formas de atenuação de ruído;
- avaliar através de experimento a geração de ruído devido à vibração das chapas laterais da carcaça do motor e desenvolver meios de redução nesta fonte;
- analisar as características do ruído gerado pelos mancais de rolamento e deslizamento separadamente, ou seja, sem interferência de outras fontes;
- avaliar a redução do ruído do motor com o revestimento de material fibroso no lado externo das chapas laterais do trocador de calor e direcionador de ar.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 5110**: Máquinas Elétricas Girantes – Classificação dos Métodos de Resfriamento. 1977.
- [2] *INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION*. **IEC 60034-6**: Máquinas Elétricas Girantes – Parte 6: Métodos de Resfriamento, Suíça, 1991. 38 p.
- [3] *INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION*. **IEC 60034-9**: Máquinas Elétricas Girantes – Parte 9: Limites de Ruído, Suíça, 2003. 25 p.
- [4] HARRIS, Cyril M. - *Handbook of Noise Control*. 2. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 1979. 600 p.
- [5] BARRON, Randall F. *Industrial Noise Control and Acoustics*. 1. ed. Nova York: Marcel Dekker, Inc, 1969. 525 p.
- [6] FINLEY, William R.: Noise in Induction Motors – Causes and Treatments, *IEEE Transactions on industry applications*, Nortwood, OH, v. 27, n. 6, nov/dez.. 1991.
- [7] WEBB, J. D. *Noise Control in Industry*. 2. ed. Nova York: Sound Research Laboratories Limited, 1978. 421 p.
- [8] GERGES, S. N. Y., **Ruído: Fundamentos e Controle**. 2. ed. Florianópolis: NR Editora, 2000. 675 p.
- [9] BELL, Lewis H. *Industrial Noise Control: Fundamentals and Application*. 2. ed. Nova York: Marcel Dekker Inc., 1990. 660 p.
- [10] BISTAFA, Sylvio R. **Acústica Aplicada ao Controle do Ruído**, 1 ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2006. 368 p.
- [11] ORR, W. Graham. *Handbook for Industrial Noise Control*. 1. ed. Virginia: Editora Books for Business, 2001. 148 p.
- [12] SILVA, H. P. **Fundamentos de Acústica**. Jaraguá do Sul, 2002. Depto. de P&D do Produto WEG Motores. 45 p. Trabalho não publicado.
- [13] SILVA, H. P. **Diagnóstico de Problemas em Máquinas Elétricas Girantes Através de Medição e da Análise do Espectro de Vibração Mecânica**. Jaraguá do Sul, 2002. Depto. de P&D do Produto WEG Motores, 102 p. Trabalho não publicado.
- [14] ARCANJO, L., **Apostila de Acústica Básica**, Disciplina de Métodos Experimentais em Vibrações e Acústica, UFSC. 95 p.
- [15] WILSON, P., and the Enginnering Industry Noise Task Group. **Top 10 Noise Control Techniques**, <http://www.hse.gov.uk/pubns/top10noise.pdf> . 5 p.
- [16] FOX, Robert W. and MCDONALD, Alan T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 4. ed.. Rio de Janeiro: LTC Editora, 1998. 662 p.

- [17] FILHO, Guilherme F. **Moto de indução**. 1.Ed. São Paulo: Érica, 2000. 243 p.
- [18] Nau, Sebastião L. **Ruído Magnético em Motores Elétricos de Indução**. Jaraguá do Sul, 1997.
- [19] Nau; Sebastião L. **Análise da Influência da Excentricidade do Rotor sobre o Ruído Acústico de Origem Magnética Gerado por Motores de Indução Trifásicos**. 2007. 114 f. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal de Santa Catarina; Florianópolis, 2007.
- [20] GLEW, C.N. **The Origins and Control of Induction Motor Noise**. 1. Ed. 1972.
- [21] GRAHAM, J.B. **How to Estimate Fan Noise**. Sound Vibration. 1972. pp.24-27.
- [22] NAU, Sebastião L. e MELLO, Hugo G. G. **Acoustic Noise in Induction Motors: Causes and Solutions**. Copyright Material IEEE, Paper No. PCIC 2000.
- [23] **Basic Concepts of Sound**. Brüel & Kjaer Sound and Vibration Measurement A/S; 1998.
- [24] **Basic Frequency Analysis of Sound**. Brüel & Kjaer Sound and Vibration Measurement A/S; 1998.
- [25] **Vibration Measurement and Analysis**. Brüel & Kjaer Sound and Vibration Measurement A/S; 1998.
- [26] **INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION. ISO 3744: Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure – Engineering methods in an essentially free field over a reflecting plane**. 2. Ed. Suíça, 1944. 31 p.
- [27] FINLEY, William R. **Noise in Induction Motors – Causes and Treatments**. Copyright Material IEEE, 1991.
- [28] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 7565: Máquinas Elétricas Girantes – Limite de Ruído**, Rio de Janeiro, 1982. 3 p.
- [29] HANSEN, C. H. BIES, David A. **Engineering Noise Control: Theory and Practice**. 1. Ed. Austrália: Taylor & Francis, 2003. 719 p.
- [30] LOPES, L. F. **Uso de Materiais Porosos em Filtros Acústicos**. 2006. 95 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina; Florianópolis; 2006.
- [31] GERGES, Samir N.Y. **Noise Sources**. Universidade Federal de Santa Catarina; Florianópolis.
- [32] SMEATON, Robert W. **Motor Application and Maintenance Handbook**, 2. Ed. Michigan: McGraw-Hill, 1986. 768 p.
- [33] **INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 226: Normal equal-loudness-level contours**. Berlin, 2003.

ANEXO A

Principais características da legislação de vários países relativa a limites de tolerância para o ruído nos ambientes de trabalho [10].

País	Nível-critério (normalizado por 8 h) dB(A)	Fator de troca dB(A)	Nível de ruído para medidas administrativas e de engenharia dB(A)	Nível de ruído para medidas de monitoramento auditivo dB(A)	Nível-critério de pico dB(A)
Alemanha	85	3	90	85	140 C pico
Argentina	90	3			100 A lenta
Austrália (varia conforme o estado)	85	3	85	85	140 pico, sem ponderação
Áustria	85		90		
Brasil (NR-15,CLT)	85	5			130 impacto sem ponderação ou 120 C rápida
Canadá (federal)	87	3	87	84	140 C pico
Chile	87	5			140 C pico sem ponderação ou 150 A lenta
China	70-90	3			150 A lenta
Espanha	85	3	90	80	140 C pico
Estados Unidos (Exército e Força Aérea)	90	5	90	85	140 C pico ou 115 A lenta
	85	3		85	140 C pico
Finlândia	85	3	90		
França	85	3	90	85	135 C pico
Grã-Bretanha	85	3	90	85	140 C pico
Holanda	85	3	90	80	140 C pico
Hungria	85	3	90		140 C pico ou 125 A lenta
Índia	90	3			140 C pico
Israel	85	5			140 C pico ou 125 A lenta
Itália	85	3	90	85	140 C pico
Japão	90	3	85 proteção auditiva em 90	85	
Noruega	85	3		80	110 A lenta
Nova Zelândia	85	3	85	85	140 pico sem ponderação
Polônia	85	3			135 C pico ou 115 A lenta
Suécia	85	3	90	80	140 C pico ou 115 A rápida
Suíça	85 ou 87	3	85	85	140 C pico ou 125 A (SEL)
Uruguai	90	3			110 A lenta