

**UNIVERSIDADE DO ESTADO DE SANTA CATARINA  
CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**SAMUEL SANTOS BORGES**

**ANÁLISE DA GERAÇÃO DE RUÍDO EM  
VENTILADORES DE FLUXO AXIAL COMPOSTO POR  
ROTORES CENTRÍFUGOS DE PÁS RADIAIS**

**JOINVILLE / SC  
2013**



**SAMUEL SANTOS BORGES**

**ANÁLISE DA GERAÇÃO DE RUÍDO EM  
VENTILADORES DE FLUXO AXIAL COMPOSTO POR  
ROTORES CENTRÍFUGOS DE PÁS RADIAIS**

Dissertação apresentada para a  
obtenção do título de mestre em  
engenharia mecânica da  
Universidade do Estado de Santa  
Catarina, Centro de Ciências  
Tecnológicas – CCT

Orientador: Prof. Dr. Renato  
Barbieri

Coorientador: Prof. Dr. Paulo S. B.  
Zdanski

**JOINVILLE / SC  
2013**

## FICHA CATALOGRÁFICA

B732a Borges, Samuel Santos

Análise da geração de ruído em ventiladores de fluxo axial composto por rotores centrífugos de pás radiais / Samuel Santos Borges. - 2013.

226 p. : il ; 21 cm

Orientador: Renato Barbieri

Coorientador: Paulo Sérgio Berving Zdanski

Bibliografia: 226 p.

Dissertação (mestrado) – Universidade do Estado Santa Catarina, Centro de Ciências Tecnológicas, Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Mecânica, Joinville, 2013.

1. Engenharia mecânica. 2. Máquinas de fluxo. 3. Ventiladores. 4. Ruído. I. Barbieri, Renato. II. Zdanski, Paulo Sérgio Berving. III. Universidade do Estado Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Mecânica. IV. Título.

CDD 620.1

**SAMUEL SANTOS BORGES**  
**ANÁLISE DA GERAÇÃO DE RUÍDO EM VENTILADORES DE**  
**FLUXO AXIAL COMPOSTO POR ROTORES CENTRÍFUGOS**  
**DE PÁS RADIAIS**

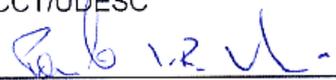
Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado Acadêmico em Engenharia Mecânica como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de concentração "Modelagem e Simulação Numérica".

**Banca Examinadora**

Orientador:

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Renato Barbieri  
CCT/UDESC

Co-orientador:

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Paulo Sérgio Berving Zdanski  
CCT/UDESC

**Membros**

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Gil Bazanini  
CCT/UDESC

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Key Fonseca de Lima  
PUCPR

Joinville, SC, 27 de setembro de 2013.



Aos meus pais, filho e  
esposa.



## **AGRADECIMENTOS**

A todos que contribuíram para desenvolvimento do presente trabalho, principalmente:

Ao meu orientador, Renato Barbieri e ao meu coorientador, Paulo Sérgio Berving Zdanski;

Aos colegas Marcelo Verardi e Márcio Gabler por suas significativas contribuições.

Aos colegas Alexandre Ritter Bullow, Cassiano Antunes Cezário, Daniel Schmitz, Diego Cristian Pincegher, Fabiano Nunes Diesel, Fabiano Teixeira de Menezes, Hilton Penha Silva, Huang Chieh, Hugo Gustavo Gomez Mello, Leandro Janssen, Ricardo Felipe Junckes, Sebastião Lauro Nau, Suelen Cristina da Silva Ribeiro, Thiago Schwinden Leal, Waldiberto de Lima Pires, Vinícius Sell Gonçalves.

Aos professores e colegas do curso de Mestrado em Engenharia Mecânica da UDESC.

À WEG Motores e à UDESC.



## RESUMO

Este trabalho consiste em uma análise do nível de ruído gerado por ventiladores de fluxo axial composto por rotores centrífugos de pás radiais, onde o principal objetivo é o desenvolvimento e a validação de uma metodologia para predição do nível de ruído aerodinâmico gerado por tais ventiladores.

O desenvolvimento do método proposto é fundamentado em trabalhos disponíveis na literatura, onde o nível de potência sonora emitida por ventiladores é calculado através de equações analíticas que usam parâmetros calibrados experimentalmente e variáveis relacionadas ao ponto de operação do ventilador, como vazão, pressão, potência absorvida, velocidade periférica, entre outros.

As variáveis aerodinâmicas do ventilador foram obtidas com o auxílio de técnicas de *CFD*, as quais necessitam de um processo de validação. Esse processo é executado por meio da comparação entre os resultados de *CFD* e experimentais.

A validação da metodologia é realizada pela comparação entre os resultados preditos e os experimentais dos níveis de pressão sonora e das variáveis aerodinâmicas do ventilador. Todos os experimentos envolvidos no presente trabalho foram executados conforme procedimentos e critérios estabelecidos por normas técnicas.

Os principais modos de ressonância acústica do ventilador também foram determinados por meio de simulações numéricas e validadas através de técnicas de medição sonora experimental do tipo *Waterfall*.

**Palavras-chave:** Ventiladores. Ruído. *CFD*. Ressonância acústica.



## **ABSTRACT**

This work consists in an analysis of the noise level generated by axial flow fans composed of centrifugal rotors with radial blades, where the main objective is the development and validation of a methodology for the prediction of the aerodynamic noise generated by these fans.

The proposed methodology was developed based on works available in the literature, in which the emitted sound power level is calculated through analytical equations that use experimentally calibrated parameters and variables related to the fan operating point, such as volume flow, pressure, absorbed power, peripheral velocity, among others.

The fan aerodynamic variables were obtained with the aid of *CFD* techniques, which require a validation process. This validation process is accomplished by means of the comparison between the *CFD* and experimental results.

The methodology validation is achieved by the comparison between the predicted and the experimental results of the sound pressure levels and the fan aerodynamic variables. All experiments involved in the present work were carried out following the procedures and criteria established by technical standards.

The main acoustic resonance modes of the fan were also determined by means of the numerical simulations and validated through experimental sound measurement techniques of the type Waterfall.

**Keywords:** Fans. Noise. *CFD*. Acoustic resonance.



## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – PRIMEIROS DISPOSITIVOS PARA MOVIMENTAÇÃO DE AR.....	33
FIGURA 2 – VENTILADORES ELÉTRICOS DE MESA ANTIGOS.....	35
FIGURA 3 – VENTILADORES E APLICAÇÕES DIVERSAS.....	37
FIGURA 4 – FLUXOGRAMA DAS MÁQUINAS DE FLUIDO.....	39
FIGURA 5 – ESQUEMA DE UM VENTILADOR CENTRÍFUGO.....	40
FIGURA 6 – VENTILADORES TIPO CENTRÍFUGOS.....	41
FIGURA 7 – VENTILADORES TIPO AXIAIS.....	42
FIGURA 8 – VENTILADOR TIPO MISTO E CRUZADO.....	42
FIGURA 9 – CARACTERÍSTICAS ADIMENSIONAIS DE ROTORES EM SUAS REGIÕES DE MÁXIMO RENDIMENTO.....	43
FIGURA 10 – ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE UM VENTILADOR DE FLUXO AXIAL COMPOSTO POR ROTOR CENTRÍFUGO DE PÁS RETAS.....	45
FIGURA 11 – DIAGRAMA DE VELOCIDADES.....	51
FIGURA 12 – CURVAS E CAMPO DE DESEMPENHO TÍPICOS DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS.....	60
FIGURA 13 – VARIAÇÃO DA PRESSÃO ATMOSFÉRICA.....	61
FIGURA 14 – NÍVEL SONORO EM BANDA DE OITAVA E GLOBAL.....	65
FIGURA 15 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DE UMA CÂMARA SEMI-ANECÓICA.....	66
FIGURA 16 – REPRESENTAÇÃO DO CAMPO SONORO EM TORNO DE UMA FONTE SONORA.....	67
FIGURA 17 – COMPONENTES BÁSICOS DE UM MEDIDOR DE NÍVEL SONORO.....	68
FIGURA 18 – ESPECTRO TÍPICO DE NÍVEL DE PRESSÃO SONORA DE UM VFARR.....	69
FIGURA 19 – EXEMPLOS DE UMA FONTE MONOPOLO.....	70
FIGURA 20 – EXEMPLOS DE UMA FONTE DIPOLO.....	72
FIGURA 21 – EXEMPLOS DE FONTES QUADRUPOLO.....	74
FIGURA 22 – MECANISMOS DE GERAÇÃO DE RUÍDO AEROACÚSTICO EM VENTILADORES.....	76
FIGURA 23 – CONTORNOS DOS TERMOS FONTE ACÚSTICOS.....	87
FIGURA 24 – CAMPO DE VELOCIDADES NORMALIZADAS.....	88
FIGURA 25 – ESPECTROS DO NÍVEL DE PRESSÃO SONORA SIMULADOS E EXPERIMENTAIS.....	89
FIGURA 26 – ESTRUTURA DE UMA SIMULAÇÃO DE CFD.....	91
FIGURA 27 – CAVIDADE COM ABERTURA EM VFARR.....	100

FIGURA 28 – ELEMENTOS DA MALHA DO DOMÍNIO ROTATIVO .....	114
FIGURA 29 – DOMÍNIOS DE SIMULAÇÃO.....	115
FIGURA 30 – DIVISÕES DA CAMADA LIMITE .....	116
FIGURA 31 – DOMÍNIO ROTATIVO .....	117
FIGURA 32 – REFINO DE MALHA .....	120
FIGURA 33 – DOMÍNIOS DE SIMULAÇÃO PARA VALIDAÇÃO DA VAZÃO.....	121
FIGURA 34 – SISTEMA DE MEDIÇÃO DE VAZÃO .....	121
FIGURA 35 – SISTEMA DE MEDIÇÃO DE PRESSÃO SONORA	126
FIGURA 36 – AQUISIÇÃO DE PRESSÃO SONORA.....	127
FIGURA 37 – ESPECTRO TÍPICO DE VFARR .....	128
FIGURA 38 – CCD – CUBO DE FACE CENTRADA .....	130
FIGURA 39 – CRITÉRIOS DE MALHA: RESSONÂNCIA ACÚSTICA .....	133
FIGURA 40 – AQUISIÇÃO DE PRESSÃO SONORA MEDIÇÕES TIPO WATERFALL.....	136
FIGURA 41 – DISPOSITIVO PARA ACENTUAR A <i>BPF</i> .....	137
FIGURA 42 – FLUXOGRAMA DO PROCEDIMENTO DE OTIMIZAÇÃO.....	138
FIGURA 43 – CONVERGÊNCIA DE MALHA REFERENTE À VAZÃO .....	145
FIGURA 44 – ESTABILIZAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA .....	146
FIGURA 45 – CONVERGÊNCIA DOS RESÍDUOS REFERENTE À SIMULAÇÃO DA VAZÃO .....	146
FIGURA 46 – COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS DE VAZÃO ENTRE <i>CFD</i> X EXPERIMENTAL .....	147
FIGURA 47 – PRESSÃO ESTÁTICA NO PLANO DE MEDIÇÃO DA CÂMARA EQUALIZADORA .....	147
FIGURA 48 – COMPORTAMENTO DO ESCOAMENTO COM O VENTILADOR ACOPLADO À CÂMARA DE EQUALIZAÇÃO DE PRESSÃO.....	148
FIGURA 49 – ESTABILIZAÇÃO DA POTÊNCIA ABSORVIDA .....	149
FIGURA 50 – CONVERGÊNCIA DOS RESÍDUOS REFERENTE ÀS SIMULAÇÕES DA POTÊNCIA ABSORVIDA.....	149
FIGURA 51 – COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS DE POTÊNCIA ABSORVIDA ENTRE <i>CFD</i> X EXPERIMENTAL .....	150
FIGURA 52 – VALIDAÇÃO VISUAL NA SAÍDA DO VENTILADOR .....	150
FIGURA 53 – VALIDAÇÃO VISUAL NA ENTRADA DO VENTILADOR .....	151
FIGURA 54 – COMPORTAMENTO DO ESCOAMENTO COM O VENTILADOR EM CONDIÇÃO LIVRE .....	151

FIGURA 55 – NÍVEIS DE RUÍDO DE FUNDO.....	152
FIGURA 56 – ESTACIONARIDADE DO NÍVEL DE RUÍDO DO VENTILADOR EM REGIME PERMANENTE.....	153
FIGURA 57 – DISTRIBUIÇÃO DAS DIFERENÇAS REFERENTES AOS PONTOS DE PROJETO ORIGINAIS .....	154
FIGURA 58 – ROTORES COM $d_5 \neq d_{si}$ .....	155
FIGURA 59 – ESPECTROS DO NÍVEL DE PRESSÃO SONORA DO VENTILADOR 251-39-5-563.....	157
FIGURA 60 – ESPECTROS DO NÍVEL DE PRESSÃO SONORA DO VENTILADOR 251-39-5-456.....	157
FIGURA 61 – PROTÓTIPOS PARA INVESTIGAÇÃO DO EFEITO DO DIÂMETRO DO DISCO INTERNO .....	158
FIGURA 62 – ESPECTROS COMPARATIVOS REFERENTES AO DISCO INTERNO .....	160
FIGURA 63 – DISCO INTERNO 295 SEM PÁS .....	160
FIGURA 64 – DISTRIBUIÇÃO DAS DIFERENÇAS REFERENTES AOS PONTOS DE PROJETO MODIFICADOS .....	162
FIGURA 65 – <i>WATERFALL</i> DA CARÇAÇA DEFLETORA 432.....	164
FIGURA 66 – 1º MODO DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA AXIAL (MODO DE HELMHOLTZ) DA CARÇAÇA DEFLETORA 432.....	165
FIGURA 67 – 1º MODO DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA CIRCUNFERENCIAL DA CARÇAÇA DEFLETORA 432.....	165
FIGURA 68 – 2º MODO DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA CIRCUNFERENCIAL DA CARÇAÇA DEFLETORA 432.....	166
FIGURA 69 – <i>WATERFALL</i> DA CARÇAÇA DEFLETORA 456.....	166
FIGURA 70 – 1º MODO DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA AXIAL (MODO DE HELMHOLTZ) DA CARÇAÇA DEFLETORA 456.....	167
FIGURA 71 – 1º MODO DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA CIRCUNFERENCIAL DA CARÇAÇA DEFLETORA 456.....	167
FIGURA 72 – 2º MODO DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA CIRCUNFERENCIAL DA CARÇAÇA DEFLETORA 456.....	168
FIGURA 73 – <i>WATERFALL</i> DA CARÇAÇA DEFLETORA 563.....	169
FIGURA 74 – 1º MODO DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA AXIAL (MODO DE HELMHOLTZ) DA CARÇAÇA DEFLETORA 563.....	169
FIGURA 75 – 1º MODO DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA CIRCUNFERENCIAL DA CARÇAÇA DEFLETORA 563 – ASSOCIADO AO DIÂMETRO DE SAÍDA DA CARÇAÇA DEFLETORA.....	170
FIGURA 76 – 1º MODO DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA CIRCUNFERENCIAL DA CARÇAÇA DEFLETORA 563 – ASSOCIADO AO DIÂMETRO DE ENTRADA DA CARÇAÇA DEFLETORA.....	170

FIGURA 77 – 2º MODO DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA CIRCUNFERENCIAL DA CARÇAÇA DEFLETORA 563 .....	171
FIGURA 78 – WATERFALL SEM CARÇAÇA DEFLETORA .....	172
FIGURA 79 – DESCONTINUIDADE CIRCUNFERENCIAL DO $d_{9e}$ DA CARÇAÇA DEFLETORA.....	173
FIGURA 80 – ROTOR OTIMIZADO 247-77-9.....	174
FIGURA 81 – EFEITO DE CADA PARÂMETRO NO NÍVEL DE RUÍDO .....	177

## LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – FREQUÊNCIAS CENTRAIS E DE CORTE PADRONIZADAS PARA AS ESCALAS DE 1/1 OITAVA.....	65
TABELA 2 – FATOR DAS BANDAS DE 1/1 OITAVA PARA EQUAÇÕES 54 A 56 .....	81
TABELA 3 – FATOR DAS BANDAS DE 1/1 OITAVA PARA EQUAÇÃO 66.....	85
TABELA 4 – FATOR DAS BANDAS DE 1/1 OITAVA PARA EQUAÇÃO 67 .....	86
TABELA 5 – ESPECIFICAÇÃO DO MANÔMETRO .....	122
TABELA 6 – ESPECIFICAÇÃO DO ANALISADOR DE POTÊNCIA .....	124
TABELA 7 – FAIXAS DAS VARIÁVEIS DE PROJETO .....	131
TABELA 8 – MATRIZ DE PROJETO DO ROTOR .....	131
TABELA 9 – CONDIÇÃO DE CONTORNO NA FRONTEIRA .....	134
TABELA 10 – MÉTODO DE BERANEK, KAMPERMAN E ALLEN (1954).....	142
TABELA 11 – MÉTODO BERANEK, KAMPERMAN E ALLEN (1955) .....	142
TABELA 12 – MÉTODO DE MALING (1963).....	143
TABELA 13 – MÉTODO DE REGENSHEIT (1972) .....	143
TABELA 14 – MÉTODO DE GRAHAM (1979).....	143
TABELA 15 – MÉTODO ASHRAE HANDBOOK (2000) .....	144
TABELA 16 – VENTILADORES COM DIFERENÇAS INFERIORES A - 2 dB .....	155
TABELA 17 – VENTILADORES COM DIFERENÇAS SUPERIORES A 2 dB .....	156
TABELA 18 – COMPARAÇÃO DAS DIFERENÇAS GERADAS PELO DISCO INTERNO .....	159

TABELA 19 – RESULTADOS DE VAZÃO E POTÊNCIA ABSORVIDA DO VENTILADOR 247-77-9-456 .....	174
TABELA 20 – RESULTADOS DE NÍVEL DE PRESSÃO SONORA DO VENTILADOR 247-77-9-456 .....	175
TABELA 21 – RESULTADOS DE VAZÃO E POTÊNCIA ABSORVIDA DO VENTILADOR 234-80-15-456 .....	176
TABELA 22 – RESULTADOS DE NÍVEL DE PRESSÃO SONORA DO VENTILADOR 234-80-15-456 .....	176
TABELA 23 – INCREMENTO DO NÍVEL DE PRESSÃO SONORA EM dB .....	178

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

a.C.	-	Antes de Cristo
<i>BPF</i>	-	Frequência de passagem de pá
<i>CCD</i>	-	Planejamento composto central
<i>CFD</i>	-	Dinâmica dos fluidos computacional
cte	-	Constante
cv	-	Cavalo-vapor
<i>DNS</i>	-	Simulações numéricas diretas
<i>EbFVM</i>	-	Volumes finitos baseado em elementos
etc	-	Etecetera
ex.	-	Exemplo
<i>FEM</i>	-	Método dos elementos finitos
<i>FVM</i>	-	Método dos volumes finitos
<i>LES</i>	-	Simulações de grandes escalas
<i>MMQ</i>	-	Método dos mínimos quadrados
<i>RAA</i>	-	Modo de ressonância acústica axial
<i>RAC</i>	-	Modo de ressonância acústica circunferencial
<i>RANS</i>	-	Equações de Navier-Stokes com média de Reynolds
rms	-	Raiz média quadrática
<i>SST</i>	-	Transporte da tensão cisalhante
<i>VFARR</i>	-	Ventilador de fluxo axial composto por rotor centrífugo de pás radiais

## LISTA DE OPERADORES E SÍMBOLOS ESPECIAIS

$\approx$	-	Aproximadamente igual
$\frac{\partial}{\partial r}$	-	Derivada parcial em relação à direção radial
$\frac{\partial}{\partial t}$	-	Derivada parcial em relação ao tempo
$\frac{\partial}{\partial x_i}$	-	Derivada parcial em relação às coordenadas generalizadas
$e^x$	-	Função exponencial de x
$\infty$	-	Número infinito
$\lim_{r \rightarrow \infty} (f(r))$	-	Limite da função $f(r)$ quando $r$ tende ao infinito
$ x $	-	Módulo de x
$\nabla^2$	-	Operador divergente do gradiente, ou o Laplaciano, em coordenadas cartesianas
$\min$	-	Valor mínimo de um conjunto de valores
$\max$	-	Valor máximo de um conjunto de valores
$\tanh$	-	Tangente hiperbólica
$T$	-	Transposto de matriz ou vetor

## LISTA DE SÍMBOLOS

$a$	-	Raio variável da esfera	[m]
$A_0; A_1; \dots;$	-	Áreas do ventilador	[m <sup>2</sup> ]
$A_9$			
$a_1$	-	Constante do modelo de turbulência	[-]
$A_r$	-	Área de referência	[m <sup>2</sup> ]
$arg_{SST,1}$	-	Funções do modelo de turbulência SST	[-]
$arg_{SST,2}$			
$b_4$	-	Largura média da entrada do rotor	[m]
$b_5$	-	Largura média da saída do rotor	[m]
$c$	-	Velocidade de propagação do som	[m/s]
$\mathbf{c}$	-	Vetor dos coeficientes que multiplicam os termos do polinômio	[-]
$c_0, c_1, \dots$	-	Coeficientes que multiplicam os termos do polinômio	[-]
$c_n$			
$c_1, c_2, \dots,$	-	Constantes utilizadas na dedução da equação do ruído	[-]
$c_{10}$			

$c_4$	- Velocidade absoluta média na entrada do rotor	[m/s]
$c_5$	- Velocidade absoluta média na saída do rotor	[m/s]
$c_{ar}$	- Velocidade de propagação do som no ar	[m/s]
$C_{BPF}$	- Incremento devido à frequência de passagem de pás	[dB]
$CD_{k\omega}$	- Funções do modelo de turbulência SST	[-]
$cfm$	- Pés cúbicos por minuto	[-]
$C_G$	- Fator de correção relativo ao rendimento do ventilador	[dB]
$c_l$	- Constante do modelo de turbulência	[-]
$c_s$	- Velocidade de propagação do som	[m/s]
$C_{m4}$	- Componente meridional da velocidade absoluta na entrada do rotor	[m/s]
$C_{m5}$	- Componente meridional da velocidade absoluta na saída do rotor	[m/s]
$C_{u4}$	- Componente circunferencial da velocidade absoluta na entrada do rotor	[m/s]
$C_{u5}$	- Componente circunferencial da velocidade absoluta na saída do rotor	[m/s]
$d_4$	- Diâmetro médio da entrada do rotor	[m]
$d_5$	- Diâmetro médio da saída do rotor	[m]
$d_{9e}$	- Diâmetro externo da saída da carcaça defletora	[m]
$d_{9i}$	- Diâmetro interno da saída da carcaça defletora	[m]
$dB$	- Escala decibel	[-]
$e$	- Constante matemática neperiana	[-]
$ER_{max}$	- Diferença máxima	[dB]
$ER_{med,abs}$	- Diferença média absoluta	[dB]
$ER_{min}$	- Diferença mínima	[dB]
$f$	- Frequência	[Hz]
$f_a$	- Frequência de corte	[Hz]
$f_{al}$	- Frequência de alimentação	[Hz]
$f(x)$	- Função polinomial	[-]
$f_j$	- Forças de campo por unidade de volume	[N/m <sup>3</sup> ]

$F_{SST,1}$	- Funções de mistura do modelo de turbulência SST	[-]
$F_{SST,2}$		
$g$	- Aceleração da gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
$H$	- Altura total de elevação ou queda da máquina	[m]
$hp_{motor}$	- Potência nominal do motor em hp	[hp]
$i$	- Número inteiro que varia de 1 a 135, indicando o ponto de projeto	[-]
$in$	- Polegadas	[-]
$inH_2O$	- Polegadas de coluna de água	[-]
$j$	- $\sqrt{-1}$	[-]
$[K_e]$	- Matriz rigidez	[N/m]
$k$	- Número de onda	[m <sup>-1</sup> ]
$k$	- Energia cinética turbulenta	[J/(kg.s)]
$k$	- Módulo de elasticidade volumétrica	[Pa]
$K(S_a, \emptyset)$	- Função dependente de $s_a$ e $\emptyset$	[-]
$K_0, K_1$	- Constantes em escala decibel	[dB]
$K_W, K_N$	- Fatores de correção relativos ao tipo de ventilador	[dB]
$KW_{motor}$	- Potência do motor em kW	[kW]
$K_{ar}$	- Nível de potência sonora reduzido	[dB]
$L_p$	- Nível de pressão sonora	[dB]
$L_{p_{cal}}$	- Nível de pressão sonora calculado	[dB]
$L_{p_{exp}}$	- Nível de pressão sonora medido experimentalmente	[dB]
$L_{pf}$	- Nível de ruído de fundo	[dB]
$L_{pt}$	- Nível total de pressão sonora	[dB]
$L_W$	- Nível de potência sonora	[dB]
$[M_e]$	- Matriz de massa	[kg]
$\dot{m}$	- Vazão mássica	[kg/s]
$M$	- Número de Mach	[-]
$mmH_2O$	- Milímetros de coluna de água	[-]
$M_{pa\infty}$	- Momento transmitido pela pá	[N.m]
$m_\eta$	- Inclinação da curva do nível de potência sonora reduzido e o rendimento	[dB]
$n$	- Velocidade de rotação	[RPM]
$np$	- Número de pólos do motor elétrico	[-]
$n_q$ ou	- Rotação específica	[-]
$n_{qA}$		
$n_s$	- Rotação específica relativa à potência	[-]

$n_{syn}$	- Velocidade de rotação síncrona do motor elétrico	[RPM]
$p$	- Pressão sonora eficaz	[Pa]
$P$	- Pressão acústica	[Pa]
$P$	- Pressão hidrostática	[Pa]
$\overline{P}$	- Amplitude da pressão	[Pa]
$\dot{P}$	- Derivada da pressão em relação ao tempo.	[kg/(m.s <sup>3</sup> )]
$p_0$	- Pressão sonora de referência	[Pa]
$\{P_e\}$	- Vetor das pressões nodais	[Pa]
$\{\dot{P}_e\}$	- Vetor das derivadas segunda no tempo das pressões nodais	[kg/(m.s <sup>4</sup> )]
$P_k$	- Geração de energia cinética turbulenta devido à média dos gradientes de velocidade	[J/(m <sup>3</sup> .s)]
$\tilde{P}_k$	- Função do modelo de turbulência SST	[J/(m <sup>3</sup> .s)]
$p_{rms}$	- Valor rms da flutuação de pressão	[Pa]
$P_{s\_mmH_2O}$	- Pressão estática em mmH <sub>2</sub> O	[mmH <sub>2</sub> O]
$P_{s\_inH_2O}$	- Pressão estática em inH <sub>2</sub> O	[inH <sub>2</sub> O]
$P_{\acute{u}til}$	- Potência útil	[cv]
$r$	- Raio do rotor, distância radial ou vetor posição que localiza cada volume do sistema em relação ao sistema de coordenadas; ou raio da casca esférica ou semiesférica	[m]
$R_{1/1}$	- Fator para cada banda de oitava fornecido pela TABELA 2	[dB]
$RPM$	- Rotações por minuto	[-]
$RPS$	- Rotações por segundo	[-]
$S$	- Área da casca esférica ou semiesférica	[m <sup>2</sup> ]
$S_a$	- Parâmetro adimensional de frequência	[-]
$S_{ij}$	- Tensor taxa de deformação	[s <sup>-1</sup> ]
$S_{SST}$	- Medida invariante do tensor taxa de deformação $S_{ij}$	[s <sup>-1</sup> ]
$t$	- Tempo	[s]
$T$	- Período	[s]
$T$	- Temperatura absoluta do ar	[°C]
$t_0$	- Tempo inicial	[s]

$T_{BPF}$	- Incremento em dB, na banda de oitava devido à <i>BPF</i>	[dB]
$T_{min}$	- Tempo mínimo necessário para realização da média	[s]
$T_{rot}$	- Torque que o rotor exerce sobre o eixo de rotação	[N.m]
$U$	- Valor rms da velocidade média; Ou velocidade relativa entre o sistema rotativo e a referência global	[m/s]
$u_4$	- Velocidade circunferencial (ou tangencial, ou periférica) média na entrada do rotor	[m/s]
$u_5$	- Velocidade circunferencial (ou tangencial, ou periférica) média na saída do rotor	[m/s]
$U_{i(t)}$	- Média temporal da velocidade	[m/s]
$\tilde{U}_{i(t)}$	- Velocidade média instantânea	[m/s]
$u_j$	- Notação tensorial das velocidades generalizadas	[m/s]
$V$	- Velocidade	[m/s]
$\dot{V}$	- Vazão volumétrica	[m <sup>3</sup> /s]
$\dot{V}_{cfm}$	- Vazão volumétrica em cfm	[cfm]
$W$	- Potência sonora	[W]
$W_0$	- Potência sonora de referência	[W]
$w_4$	- Velocidade relativa média na entrada do rotor	[m/s]
$w_5$	- Velocidade relativa média na saída do rotor	[m/s]
$W_{abs}$	- Potência absorvida	[W]
$W_d$	- Potência sonora irradiada por uma fonte dipolo	[W]
$W_h$	- Potência hidráulica	[W]
$W_m$	- Potência sonora irradiada por uma fonte monopolo	[W]
$W_{paoc}$	- Potência ideal absorvida ou potência ideal de eixo	[W]
$W_q$	- Potência sonora irradiada por uma fonte quadripolo	[W]
$W_s$	- Potência sonora de referência	[W]

$\mathbf{x}$	- Vetor dos termos compostos pelas variáveis de projeto	[-]
$x_1, x_2, \dots$	- Variáveis de projeto	[-]
$x_n$		
$x_1, x_2, x_3$	- Fatores do CCD	[-]
$x_j$	- Notação tensorial das coordenadas generalizadas	[m]
$y$	- Distância normal a partir da superfície de não deslizamento	[m]
$Y$	- Trabalho específico interno da máquina	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$Y_{d\infty}$	- Trabalho específico de pressão dinâmica	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$Y_{pa}$	- Trabalho específico do rotor	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$Y_{pa\infty}$	- Trabalho específico do rotor para número infinito de pás	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$Y_{s\infty}$	- Trabalho específico de pressão estática	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$z$	- Altura geométrica	[m]
$Z$	- Número de pás	[-]
$z_4$	- Altura geométrica na entrada do rotor	[m]
$z_5$	- Altura geométrica na saída do rotor	[m]
$\alpha$	- Expoente da pressão estática observado experimentalmente	[-]
$\alpha_4$	- Ângulo entre a velocidade circunferencial e absoluta ou ângulo do escoamento absoluto na entrada do rotor	[°]
$\alpha_5$	- Ângulo entre a velocidade circunferencial e absoluta ou ângulo do escoamento absoluto na saída do rotor	[°]
$\beta$	- Constante da equação proposta para cálculo do nível de ruído	[-]
$\beta, \beta^*$	- Constante do modelo de turbulência	[-]
$\beta_4$	- Ângulo entre a velocidade circunferencial e relativa, ou ângulo do escoamento relativo na entrada do rotor	[°]
$\beta_5$	- Ângulo entre a velocidade circunferencial e relativa, ou ângulo do escoamento relativo na saída do rotor	[°]
$\gamma, \gamma_1, \gamma_2$	- Constante do modelo de turbulência	[-]

$\Gamma_k, \Gamma_\omega$	- Relação de viscosidades específica do modelo de turbulência	[Pa.s]
$\delta$	- Coeficiente de diâmetro	[-]
$\delta_{ij}$	- Delta de Kronecker ou tensor identidade	[-]
$\Delta P$	- Diferença de pressão	[Pa]
$\Delta P_d$	- Pressão dinâmica	[Pa]
$\Delta P_s$	- Pressão estática	[Pa]
$\Delta P_t$	- Pressão total	[Pa]
$\varepsilon$	- Fator de redução de potência;	[-]
$\varepsilon$	- Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta	[J/(kg.s)]
$\eta$	- Rendimento	[-]
$\eta_h$	- Rendimento hidráulico	[-]
$\eta_s$	- Rendimento estático	[-]
$\eta_{s0}$	- Referência de rendimento estático	[-]
$\eta_t$	- Rendimento total	[-]
$\lambda$	- Comprimento de onda	[m]
$\lambda$	- Coeficiente de potência	[-]
$\mu$	- Viscosidade dinâmica do fluido	[Pa.s]
$\mu_t$	- Viscosidade cinética turbulenta	[Pa.s]
$\nu_t$	- Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]
$\Pi_D$	- Potência sonora irradiada por uma fonte dipolo	[W]
$\Pi_M$	- Potência sonora irradiada por uma fonte monopolo	[W]
$\Pi_Q$	- Potência sonora irradiada por uma fonte quadropolo	[W]
$\rho$	- Massa específica	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_0$	- Massa específica de referência do meio; ou massa específica do fluido estacionário	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	- Coeficiente de velocidade	[-]
$\sigma_k, \sigma_{k1},$ $\sigma_{k2}, \sigma_\omega,$ $\sigma_{\omega2}$	- Constante do modelo de turbulência	[-]
$\tau_{ij}$	- Tensor das tensões viscosas	[Pa]
$\varphi$	- Coeficiente de volume	[-]
$\phi$	- Coeficiente de vazão	[-]

$\emptyset$	- Fluxo volumétrico instantâneo do fluido da onda sonora	[m <sup>3</sup> /s]
$\Phi_{rms}$	- Valor rms do fluxo volumétrico instantâneo de fluido	[m <sup>3</sup> /s]
$\psi$	- Coeficiente de pressão	[-]
$\omega$	- Velocidade angular	[rad/s]
$\omega$	- Taxa de dissipação de energia por unidade de volume e tempo	[s <sup>-1</sup> ]



# SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b>	<b>33</b>
<b>1.1. CONCEITO DE VENTILADORES</b>	<b>38</b>
1.1.1. DEFINIÇÃO	38
1.1.2. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO	39
1.1.3. CATEGORIAS DE VENTILADORES	40
1.1.4. ESPECIFICAÇÃO DE USO	43
<b>1.2. OBJETO DE ESTUDO</b>	<b>44</b>
<b>1.3. MOTIVAÇÃO DO TRABALHO</b>	<b>46</b>
<b>1.4. OBJETIVO DO TRABALHO</b>	<b>47</b>
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>49</b>
<b>2.1. CONCEITOS GERAIS SOBRE VENTILADORES</b>	<b>49</b>
2.1.1. ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DOS VFARR	49
2.1.2. TEORIA ELEMENTAR DOS VENTILADORES CENTRÍFUGOS	50
2.1.3. CARACTERÍSTICAS ADIMENSIONAIS	54
2.1.4. DESEMPENHO DE VENTILADORES	56
2.1.5. LEIS DE SEMELHANÇA DOS VENTILADORES	57
2.1.6. CAMPO DE FUNCIONAMENTO DE VENTILADORES	58
<b>2.2. RUÍDO SONORO DE VENTILADORES</b>	<b>60</b>
2.2.1. CONCEITOS FUNDAMENTAIS DE ACÚSTICA	60
2.2.2. COMPORTAMENTO CARACTERÍSTICO DE RUÍDO EM VENTILADORES	69
2.2.3. MECANISMOS DE GERAÇÃO DE RUÍDO EM VENTILADORES	70
2.2.3.1. Fontes aerodinâmicas	70
2.2.3.2. Fontes eletromagnéticas	78
2.2.3.3. Fontes mecânicas	78
2.2.4. PREDIÇÃO DO NÍVEL DE RUÍDO	79
<b>2.3. DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL</b>	<b>89</b>
2.3.1. ESTRUTURA DA TÉCNICA DE SIMULAÇÃO EM CFD	90
2.3.2. EQUAÇÕES FUNDAMENTAIS DA DINÂMICA DOS FLUIDOS	91
2.3.3. MÉTODO DE DISCRETIZAÇÃO E ESQUEMA NUMÉRICO	99
<b>2.4. ACÚSTICA COMPUTACIONAL</b>	<b>100</b>
2.4.1. MODELAMENTO DOS MODOS ACÚSTICOS	101
2.4.2. SIMULAÇÃO NUMÉRICA DOS MODOS ACÚSTICOS	103
<b>2.5. OTIMIZAÇÃO</b>	<b>103</b>
2.5.1. DEFINIÇÃO DA FUNÇÃO OBJETIVO	103

2.5.2.	MÉTODO DE OTIMIZAÇÃO .....	104
<b>3.</b>	<b>METODOLOGIA .....</b>	<b>107</b>
<b>3.1.</b>	<b>APLICAÇÃO DOS MÉTODOS EXISTENTES PARA CÁLCULO DE RUÍDO EM VFARR.....</b>	<b>107</b>
<b>3.2.</b>	<b>METODOLOGIA PROPOSTA PARA CÁLCULO DE RUÍDO EM VFARR.....</b>	<b>108</b>
3.2.1.	DEDUÇÃO DA EQUAÇÃO PARA CÁLCULO DO NÍVEL DE RUÍDO .....	108
3.2.2.	OBTENÇÃO DA VAZÃO .....	113
3.2.3.	DISCRETIZAÇÃO DO ESPAÇO .....	113
3.2.4.	DEFINIÇÃO DO MODELO FÍSICO .....	114
3.2.5.	OBTENÇÃO DA POTÊNCIA ABSORVIDA .....	118
3.2.6.	OBTENÇÃO DO RENDIMENTO .....	118
3.2.7.	OBTENÇÃO DA VELOCIDADE PERIFÉRICA .....	118
3.2.8.	OBTENÇÃO DE $K_1$ E $B$ .....	118
3.2.8.1.	Método dos mínimos quadrados .....	118
<b>3.3.</b>	<b>VERIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO DOS MÉTODOS DE CFD .....</b>	<b>119</b>
3.3.1.	VERIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO DA VAZÃO.....	119
3.3.2.	VERIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO DA POTÊNCIA ABSORVIDA.....	123
<b>3.4.</b>	<b>EXPERIMENTO DO NÍVEL DE RUÍDO SONORO .....</b>	<b>125</b>
3.4.1.	MÉTODO DO EXPERIMENTO DO NÍVEL DE RUÍDO.....	125
3.4.2.	CAMPO LIVRE .....	125
3.4.3.	NÍVEL DE RUÍDO DE FUNDO .....	125
3.4.4.	SISTEMA DE MEDIÇÃO .....	125
3.4.5.	AQUISIÇÃO DE DADOS .....	126
3.4.6.	ESTACIONARIDADE DO RUÍDO .....	127
3.4.7.	PLANEJAMENTO DO EXPERIMENTO .....	128
3.4.7.1.	Parâmetros avaliados .....	129
3.4.7.2.	Planejamento dos pontos de projeto.....	129
3.4.7.3.	Matriz de projeto.....	130
<b>3.5.</b>	<b>VALIDAÇÃO DOS MÉTODOS DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA.....</b>	<b>132</b>
3.5.1.	SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA.....	132
3.5.2.	EXPERIMENTAÇÃO PARA VALIDAÇÃO DAS SIMULAÇÕES NUMÉRICAS DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA .....	135
<b>3.6.</b>	<b>OTIMIZAÇÃO DO ROTOR .....</b>	<b>137</b>
3.6.1.	METODOLOGIA DE OTIMIZAÇÃO .....	137
3.6.2.	DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DE OPERAÇÃO .....	138
<b>3.7.</b>	<b>VALIDAÇÃO DA METODOLOGIA.....</b>	<b>139</b>

<b>4. ANÁLISE DE RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>141</b>
4.1. RESULTADOS DOS MÉTODOS EXISTENTES .....	141
4.2. VALIDAÇÃO DA VAZÃO .....	145
4.3. VALIDAÇÃO DA POTÊNCIA ABSORVIDA .....	148
4.4. RESULTADOS DO NÍVEL DE RUÍDO DE FUNDO.....	152
4.5. RESULTADOS DA ESTACIONARIDADE DO RUÍDO SONORO.....	152
4.6. RESULTADOS DE $K_1$ E $B$ .....	153
4.6.1. RESULTADOS DOS NÍVEIS DE RUÍDO PARA OS PONTOS DE PROJETO INICIAIS	153
4.6.2. IDENTIFICAÇÃO DAS MAIORES DIFERENÇAS .....	158
4.6.3. RESULTADOS DOS NÍVEIS DE RUÍDO DOS PONTOS DE PROJETO MODIFICADOS.....	161
4.6.4. LEIS DE SEMELHANÇA DE NÍVEL DE RUÍDO.....	162
<b>4.7. RESULTADOS DOS MODOS DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA ..</b>	<b>163</b>
4.7.1. RESULTADOS DOS MODOS DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA DA CARÇAÇA DEFLETORA 432 .....	163
4.7.2. RESULTADOS DOS MODOS DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA DA CARÇAÇA DEFLETORA 456 .....	166
4.7.3. RESULTADOS DOS MODOS DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA DA CARÇAÇA DEFLETORA 563 .....	168
4.7.4. RESULTADOS DOS MODOS DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA SEM CARÇAÇA DEFLETORA.....	171
4.7.5. ANÁLISE DOS RESULTADOS DOS MODOS DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA	172
<b>4.8. RESULTADOS DA METODOLOGIA PROPOSTA .....</b>	<b>173</b>
4.8.1. RESULTADOS DO ROTOR OTIMIZADO .....	173
4.8.2. RESULTADOS DO ROTOR DE 15 PÁS .....	175
4.9. INFLUÊNCIA DE CADA PARÂMETRO NO NÍVEL DE RUÍDO .....	176
<b>5. CONCLUSÃO .....</b>	<b>179</b>
5.1. SUGESTÕES PARA DESENVOLVIMENTOS FUTUROS.....	181
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>183</b>
<b>APÊNDICES.....</b>	<b>193</b>

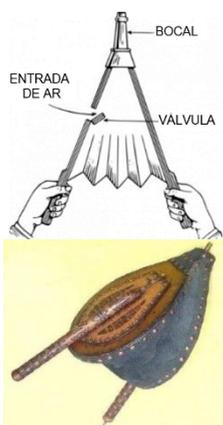


# 1. INTRODUÇÃO

Ventiladores são amplamente utilizados em aplicações industriais, comerciais e residenciais, exercendo funções como resfriamento, aquecimento, ventilação, circulação de ar, exaustão, insuflação, transporte, combustão, secagem, entre outros.

Desde a antiguidade o homem desenvolve dispositivos com funções similares às dos ventiladores, para atender às suas necessidades de geração de fluxo de ar. Entretanto, esses dispositivos sempre estiveram condicionados às tecnologias, materiais e conhecimentos relativos às suas épocas.

Alguns dos primeiros dispositivos fabricados para movimentação de ar foram o fole (FIGURA 1 (a)), composto por uma câmara de expansão e contração, uma válvula de admissão de ar e um orifício de exaustão do ar, usado para melhorar a combustão em fornalhas. Na FIGURA 1 (b) é mostrado o *punkah*, estrutura plana, normalmente de formato retangular e fixada a um eixo que permite sua movimentação oscilatória, usada para ventilação pessoal.



(a) FOLE



(b) PUNKAH

FIGURA 1 – PRIMEIROS DISPOSITIVOS PARA MOVIMENTAÇÃO DE AR

Disponível em:

< [http://br.freepik.com/vetores-gratis/ar-fole-clip-art-bomba\\_381335.htm](http://br.freepik.com/vetores-gratis/ar-fole-clip-art-bomba_381335.htm) >

< <http://www.elo7.com.br/fole-para-acender-lareira-ou-churrasquei/dp/7696B> >

< <http://gigatsservices.com/gigats-2/no-you-dont-have-the-worst-job-in-the-world/> >

Conforme THE WORSHIPFUL COMPANY OF FAN MAKERS [ 1 ], existem evidências que foles eram usados na Mesopotâmia por volta de 2000 anos antes de Cristo (a.C.), pouco mais tarde no Egito e aproximadamente em 400 a.C. os chineses inventaram um tipo de fole com pistões de dupla ação que eram utilizados em fornalhas para a produção de ferro fundido.

De acordo com CHISHOLM, H. [ 2 ] o *punkah* é usado desde início de 500 a.C. no sul da Ásia, constituído por folhas de palmeira ou de tecidos fabricados com tiras de bambu, junco ou de outros tipos de fibras vegetais e atualmente, ainda é utilizado em versões mais modernas.

Este e os próximos parágrafos consistem de um resumo sobre a história da evolução dos ventiladores conforme apresentado por THE WORSHIPFUL COMPANY OF FAN MAKERS [ 1 ]. Entre os anos 1452 e 1519, Leonardo da Vinci incorporou espécies de ventiladores em dois de seus projetos. Um, similar a uma turbina, era focado em aproveitar a ascensão de correntes quentes de ar para geração de energia e outro usado como controlador de vôo, análogo a um helicóptero.

Somado a todo desenvolvimento histórico, o maior contribuidor para evolução dos ventiladores foi a indústria de mineração. No século XVI a extração de carvão, metais e outros minerais era muito prejudicada pela ausência de ventilação. O trabalho de Georgius Agricola, voltado para a mineração e publicado em 1556, contém a descrição de um equipamento de ventilação, considerado moderno para época. Porém, com a falta de conhecimento sobre a necessidade de ar puro para a saúde humana, seu projeto não foi implementado nas minas.

Já no século XVII houveram inúmeros estudos sobre a temperatura e pressão do ar realizados por cientistas como Galileo, Torricelli, Pascal, Boyle e Newton o que propiciaram a criação da bomba de ar e de vácuo. Ainda nesse século, através do conhecimento adquirido, sistemas de aquecimento e ventilação começaram a ser implantados em prédios do governo inglês.

Com a revolução industrial no século XIX e com a grande necessidade de mineração de carvão e outros minerais para abastecimento da indústria, problemas como explosões de gases inflamáveis e asfixia de trabalhadores por gases tóxicos aumentaram consideravelmente no interior das minas. Isso

reforçou a necessidade de sistemas de ventilação para manutenção da qualidade de ar nesses locais.

Soluções alternativas ao uso de ventiladores foram realizadas, como as conexões de galerias e bombas de ar a pistão. Porém apenas as conexões entre as galerias não foram suficientes e as bombas de ar estavam sujeitas à quebras e vazamentos em suas válvulas.

Em 1832, Omar-Rajeen Jumala construiu o primeiro ventilador centrífugo capaz de ser utilizado industrialmente, que era composto por pás de madeira ou metal unidas ao eixo principal. Este ventilador foi testado em minas de carvão e fábricas durante 1832 a 1834 [ 3 ].

Em 1849, um ventilador centrífugo projetado por Willian Brunton foi instalado no Reino Unido, esse ventilador possuía 6 m de diâmetro e era movido por um motor a vapor. Em 1870, Théophile Guibal desenvolveu um ventilador centrífugo de grande sucesso que foi utilizado em vários países como França, Bélgica e Reino Unido. Outros importantes projetos foram desenvolvidos por Sir Rateau, Capell e Galland.

De acordo com HÉMARD, N. [ 4 ] entre 1882 e 1886, em Nova Orleans, Dr. Schuyler Skaats Wheeler desenvolveu um ventilador elétrico de mesa com duas pás e Philip Diehl introduziu o ventilador elétrico de teto. A FIGURA 2 apresenta ventiladores elétricos de mesa típicos do final do século XIX e do início do século XX.



FIGURA 2 – VENTILADORES ELÉTRICOS DE MESA ANTIGOS  
Disponível em: < <http://www.fancollectors.org/fanhistory.htm> >

A partir do início do século XX, com a evolução dos motores elétricos, descoberta de equipamentos como os

condicionadores de ar, aplicação de ventiladores na indústria aeronáutica, os projetos de ventiladores sofreram um salto significativo na sua evolução e continuam evoluindo devido à sua ampla utilização.

Atualmente os ventiladores possuem diversas aplicações, fundamentais para o mundo moderno. Dentre essas aplicações cita-se a utilização em motores elétricos, motores aeronáuticos, condicionadores de ar, refrigeradores, radiadores, queimadores, sistemas de exaustão, sistemas de ventilação e transporte, trocadores de calor, secadores, aquecedores, aspiradores, computadores, eletrodomésticos, aerobarcos, unidades de limpeza de ar, misturadores, entre outros.

A FIGURA 3 mostra exemplos de ventiladores com rotores axiais para aplicação em turbinas aeronáuticas (a), ventilação em minas (b) e resfriamento de computadores portáteis (c). E também exemplos de ventiladores com rotores centrífugos para aplicações industriais (d) e (e) e para utilização em sistemas de resfriamento de motores elétricos (f).

Apesar de inúmeros benefícios, os ventiladores são uma fonte de geração de ruído, efeito indesejado devido às suas consequências. Na maioria das aplicações os ventiladores atuam próximos às pessoas, sejam em seus lares, locais públicos, ambientes de lazer ou de trabalho, influenciando suas vidas de diversas formas.

Conforme BISTAFA, S. R. [ 5 ], presume-se que o ruído perturba o ser humano desde o início da criação das cidades. Com a evolução e crescimento das mesmas, maior são os números de fontes de geração de ruído que são responsáveis pela deterioração da qualidade de vida.

Perda de audição, *stress*, hipertensão, perda do sono, falta de concentração, baixa produtividade e perturbação do repouso são alguns problemas relacionados ao ruído que entram com facilidade em nossos ouvidos. Níveis excessivos de ruído provocam danos à saúde humana e ambientais, prejudicam pessoas e organizações econômica e financeiramente.



(d) ROTOR AEROFÓLIO

(e) VENTILADOR  
CENTRÍFUGO(f) MOTOR  
ELÉTRICO

### FIGURA 3 – VENTILADORES E APLICAÇÕES DIVERSAS

Disponível em: < <http://www.popsoci.com/bown/2009/product/pratt-amp-whitney-pure-power-geared-turbofan-engine> >

< <http://www.actom.co.za/pages/actom-divisions/news.asp?ID=5&DivisionID=7&BusinessUnitID=33> >

< <http://pt.aliexpress.com/item/Mini-Vacuum-USB-Air-Extracting-Cooling-Fan-Cooler-for-Notebook-Laptop-Computer-Components-Free-Shipping/742423474.html> >

< <http://www.ttcpulaski.edu/news/topstories/09-20-10/tennessee-technology-center-pulaski-and-clarage-fan-team-employment> >

< <http://www.howden.com/pt/Industries/Mining/Products/CentrifugalFans/CustomEngineered/default.htm> >

Logo, baixos níveis de ruído em ventiladores são diferenciais de mercado e pressionam cada vez mais os fabricantes de ventiladores e de produtos compostos por ventiladores. Além das pressões de mercado, é necessário atender às exigências governamentais, para exemplificar cita-se o documento brasileiro NR-15 [ 6 ] e o estadunidense EPA 550/9-74-004 [ 7 ] que regulamentam os níveis de ruído permitidos em seu respectivo país. Outros critérios também devem ser atendidos conforme especificação de entidades normativas, como a NBR 10151 [ 8 ], IEC 60034-9 [ 9 ], a NEMA MG 1 [ 10 ]. Além das exigências definidas pelos próprios consumidores.

Contudo, para obtenção de baixos níveis de ruído é necessário: controlar o ruído, o que normalmente encarecem e agregam componentes extras aos produtos; ou desenvolver produtos com baixos níveis de ruído. Independentemente do método adotado controle ou desenvolvimento, antes de obter os níveis de ruído desejados é necessário conhecer as fontes de geração. Identificação e quantificação do ruído são os principais assuntos tratados neste trabalho.

## 1.1. CONCEITO DE VENTILADORES

### 1.1.1. Definição

Conforme apresentado na ANSI/ASHRAE 51-07 [ 11 ] e nos documentos Eurovent 1/1 e ISO 13348, os dois últimos citados por CORY, W. [ 12 ], um ventilador é uma máquina composta por pás rotativas que recebe energia mecânica e a utiliza, por meio de um ou mais rotores, para manter um fluxo contínuo de ar ou outro gás que passa através do(s) rotor(es) e que seu trabalho específico, normalmente, não excede 25 kJ/kg.

Os ventiladores fazem parte do mesmo grupo de bombas, enquadrando-se na seguinte classificação máquina de fluido, de fluxo, hidráulica e geradora (FIGURA 4). As máquinas de fluido são responsáveis por transformar trabalho mecânico em energia de fluido, ou vice-versa (BRAN, R.; SOUZA, Z. [ 13 ]).

Máquinas de fluxo ou turbomáquinas são caracterizadas por promoverem o direcionamento do fluxo através de pás rotativas, não possuem volumes confinados, mantendo o fluido em constante movimento. São consideradas máquinas de altas vazões, quando comparadas às suas congêneres, máquinas de deslocamento positivo.

Máquinas hidráulicas são aquelas que a massa específica do fluido possui variação desprezível durante o seu percurso no interior da máquina, ou seja, massa específica do fluido é considerada constante. Conforme ECK, B. [ 14 ], pode-se desprezar o efeito da compressibilidade do fluido em ventiladores que operam com velocidade máxima abaixo de 100 m/s. Ou pela ANSI/ASHRAE 51-07 [ 11 ], a pressão absoluta máxima pode ter um incremento máximo 30 %, ou seja, valor igual a 30 kPa para as condições padrão do ar.

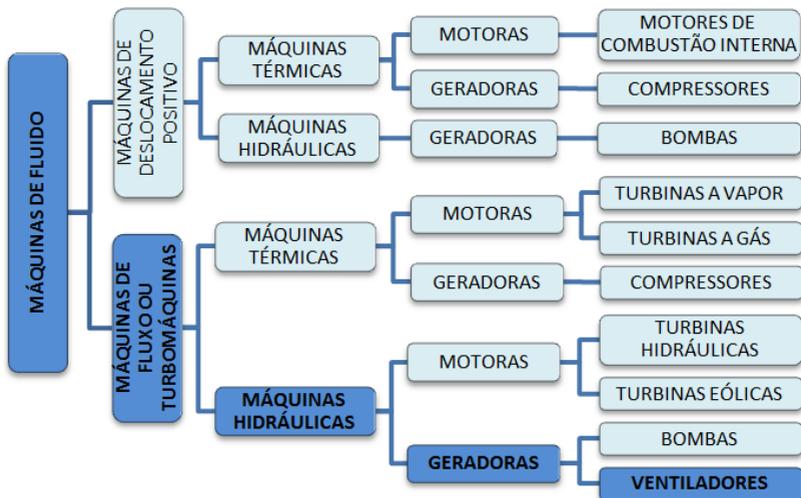


FIGURA 4 – FLUXOGRAMA DAS MÁQUINAS DE FLUIDO

Máquinas geradoras transformam trabalho mecânico em energia de fluido, por exemplo, para geração de um fluxo de ar sobre as aletas de um trocador de calor PFLEIDERER, C; PETERMANN, H. [ 15 ].

### 1.1.2. Princípio de Funcionamento

A principal característica de um ventilador é o rotor girante, composto por pás, que estão em contato direto com o fluido, conforme exemplo do ventilador centrífugo da FIGURA 5. A finalidade mais comum dos ventiladores é transportar um fluido de um local de baixa pressão para outro de mais alta pressão, transmitindo a energia do rotor para o fluido, através das forças exercidas pelas pás. Através dessa ação o fluido sofre aumento de velocidade e pressão, sendo conduzido para canais que se alargam e desaceleram o fluido. Em alguns casos existem aletas diretoras após o rotor para direcionamento do fluido (PFLEIDERER, C; PETERMANN, H. [ 15 ]).

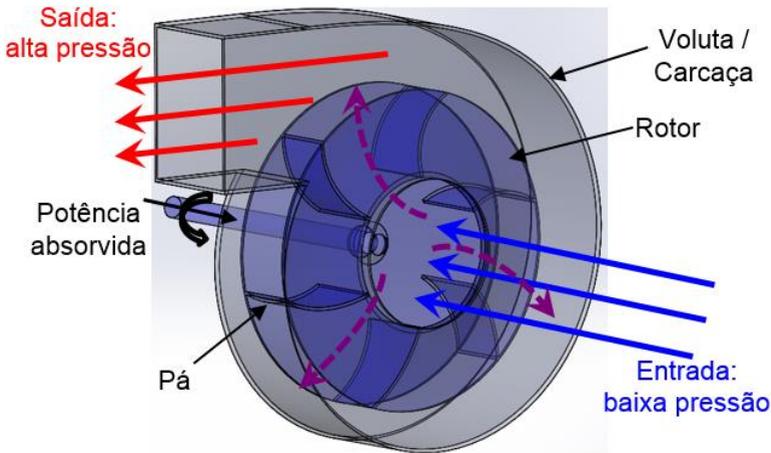


FIGURA 5 – ESQUEMA DE UM VENTILADOR CENTRÍFUGO

### 1.1.3. Categorias de Ventiladores

Dentre a classificação dos ventiladores existe uma distinção específica que leva em consideração a trajetória do fluido no interior do rotor em relação ao eixo de rotação, que pode ser radial, axial ou mista. A seguir são apresentadas as categorias de ventiladores, conforme proposto por CORY, W. [ 12 ] e BLEIER, F. P. [ 16 ]:

- **Radiais ou centrífugos:** o fluxo entra axialmente no rotor e muda de direção, seguindo pela radial em direção ao raio externo das pás. Nesses rotores as pás exercem uma força ao escoamento, provocando aumento da velocidade e pressão do fluido na direção radial, conforme ilustrado na FIGURA 6. Seu uso é mais adequado para baixas relações de vazão por pressão. E suas pás podem apresentar diversos formatos como aerofólio, curvadas ou inclinadas para trás, radial modificado, radial ou curvadas para frente (Siroco), devendo ser escolhidas conforme necessidade da aplicação.

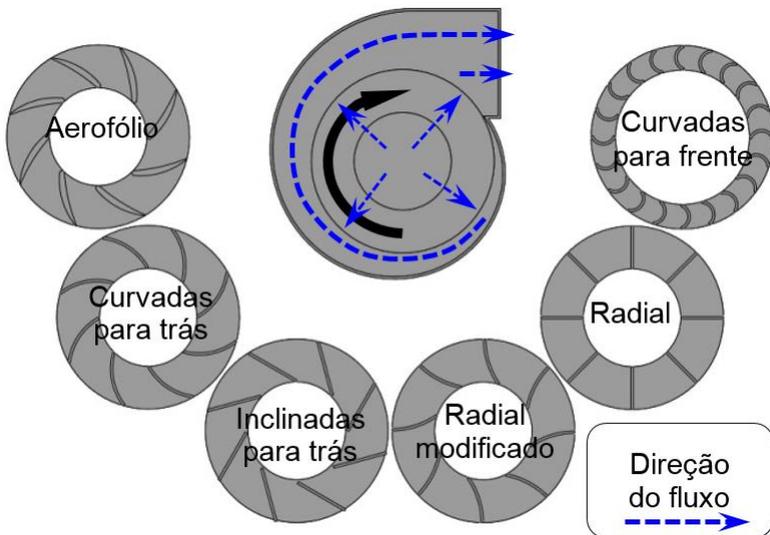


FIGURA 6 – VENTILADORES TIPO CENTRÍFUGOS

- **Axiais:** o escoamento entra e permanece na direção axial, paralelamente ao eixo de rotação, com poucas variações do escoamento em relação ao raio das pás, podendo ser do tipo axial tubular, axial aletado, axial tipo hélice ou centrífugo tubular (FIGURA 7). Esse tipo de ventilador é utilizado para altas relações de vazão por pressão.

Especificamente, classifica-se o centrífugo tubular como axial, pois o fluxo principal é predominantemente axial, apesar de usar um rotor centrífugo.

- **Misto:** como a própria nomenclatura sugere, é um escoamento caracterizado pela combinação entre o radial e o axial, onde o fluxo entra no rotor axialmente e sai formando um ângulo entre  $30^\circ$  a  $80^\circ$  com o eixo de rotação, na FIGURA 8 (a) é apresentado um exemplo de ventilador misto. Sua utilização é recomendada em casos onde as relações de vazão por pressão são intermediárias.

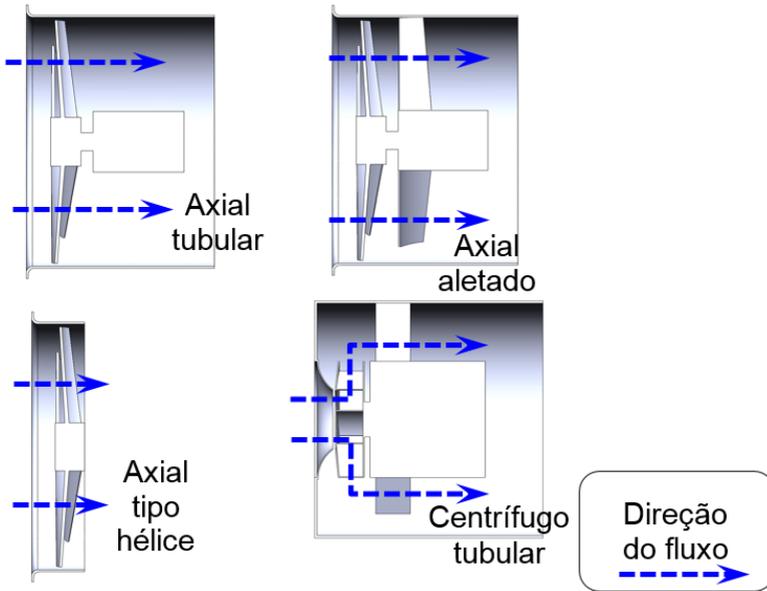


FIGURA 7 – VENTILADORES TIPO AXIAIS

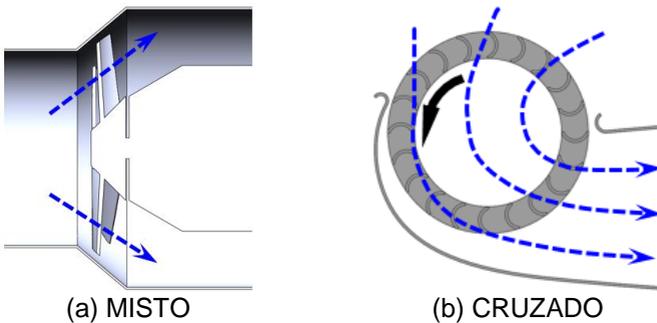


FIGURA 8 – VENTILADOR TIPO MISTO E CRUZADO

- **Cruzado ou tangencial:** neste caso o fluxo entra e sai do rotor através do diâmetro externo, por uma entrada e saída que proporcionam um fluxo cruzado no rotor, forçando o fluido passar duas vezes pelas pás (FIGURA 8 (b)). Este tipo de ventilador é adequado para aplicações com elevada relação de vazão por pressão e baixas perdas de cargas.

#### 1.1.4. Especificação de Uso

Para uma determinada condição de operação existem inúmeros ventiladores que atendem à vazão desejada e à pressão necessária para vencer a perda de carga do sistema. Portanto, fatores como rendimento, dimensões disponíveis e custo devem ser considerados para especificação do ventilador mais adequado.

Ao especificar e/ou projetar um ventilador os primeiros parâmetros, normalmente, considerados são vazão e pressão, pois esses são requisitos diretos de operação, em um sistema único a vazão de operação tem apenas uma pressão correspondente para vencer a resistência aerodinâmica do sistema. Conhecendo esses dois parâmetros e a rotação é possível estimar o tipo de máquina e suas dimensões em função de coeficientes adimensionais, os quais são determinados experimentalmente em modelos e máquinas reais para condições ótimas de funcionamento, conforme apresentado por BRAN, R.; SOUZA, Z. [ 13 ]. Conforme ECK, B. [ 14 ], na FIGURA 9 são apresentados os tipos de rotores mais adequados para cada condição de operação em função dos coeficientes de pressão ( $\psi$ ) e rotação específica ( $n_{qA}$ ), os quais serão abordados mais adiante.

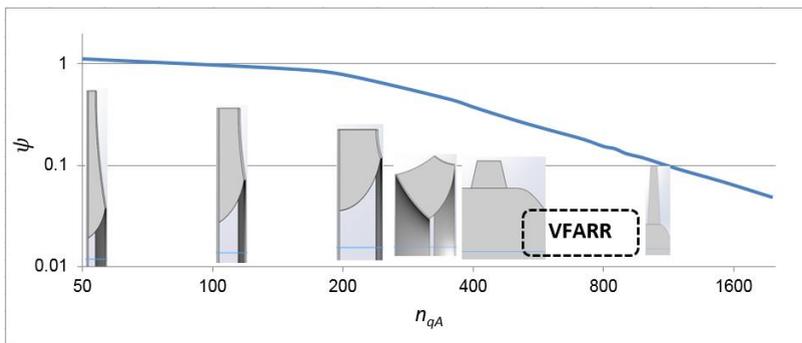


FIGURA 9 – CARACTERÍSTICAS ADIMENSIONAIS DE ROTORES EM SUAS REGIÕES DE MÁXIMO RENDIMENTO

No caso de projetos sem restrições não há problema em seguir uma rotina tradicional conforme introduzida anteriormente, onde se busca o máximo rendimento para a condição de operação, porém em vários projetos existem limitações de

rotação, dimensional, método de acionamento, sentido de giro, nível de ruído, estrutural, entre outros. Dessa forma, torna-se necessário especificar um tipo de ventilador que atenda aos requisitos necessários sem utilizar as regras do método convencional de projeto, como é o caso do tipo de ventilador objeto de estudo do presente trabalho, conforme descrição apresentada na sequência.

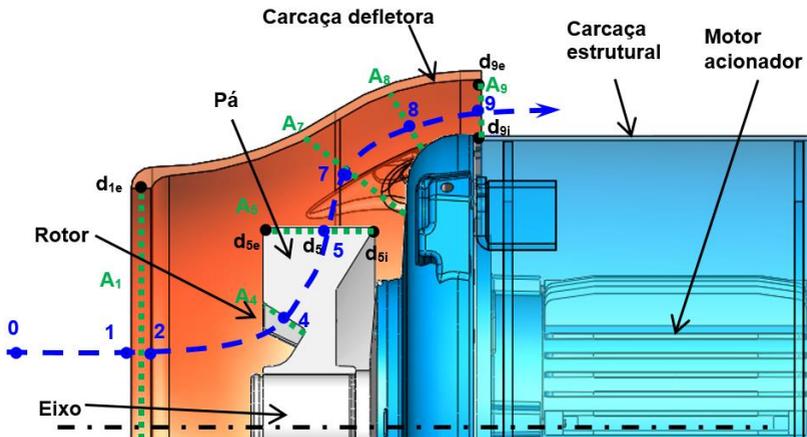
## 1.2. OBJETO DE ESTUDO

Este trabalho é focado em um tipo de ventilador que agrupa características de ventiladores centrífugos, mistos e axiais, essa combinação é esclarecida ao analisar a seção longitudinal (ou meridional) do ventilador na FIGURA 10. Nota-se pela figura, que o escoamento principal cruza a fronteira de entrada ( $A_1$ ) do ventilador na direção axial, permanecendo nessa direção até a área  $A_4$ , onde começa a alterar de direção formando um ângulo com o eixo de rotação. Dependendo do formato do rotor, o escoamento principal pode formar um ângulo com o eixo de aproximadamente  $90^\circ$  na área de saída do rotor ( $A_5$ ), caracterizando-se como um rotor centrífugo. Ou um ângulo menor que  $80^\circ$ , rotor misto. Ao continuar sua trajetória, o fluxo é direcionado novamente na direção axial pela carcaça defletora, atravessando a fronteira de saída do ventilador ( $A_9$ ).

Devido ao fluxo principal do ventilador cruzar as fronteiras de entrada e saída na direção axial e atravessar as pás do rotor similarmente a um ventilador centrífugo ou misto, definiu-se este tipo de ventilador como: ventilador de fluxo axial composto por rotor centrífugo.

No item 1.1.4, foi apresentado as condições para especificação e/ou projeto de um ventilador, que requer como parâmetros iniciais a vazão e pressão. Em um projeto ideal, nas faixas de vazão e pressão que esse tipo de ventilador opera, a opção mais adequada seria utilizar um ventilador axial, conforme indica a região destacada por VFARR na FIGURA 9. Porém, em situações onde a principal restrição de operação é a capacidade de operar nos dois sentidos de rotação, mantendo o mesmo sentido do fluxo, vazão e nível de ruído, esses ventiladores atuam como grande diferencial. Porém, para atender a estes requisitos,

seus rotores devem ser constituídos de pás radiais. Devido a estas características, define-se a seguinte nomenclatura: ventilador de fluxo axial composto por rotor centrífugo de pás radiais (VFARR).



0:	Ponto afastado do ventilador;	$d_{5:}$	Diâmetro médio da saída do rotor;
1:	Ponto anterior à entrada do ventilador;	$d_{5i:}$	Diâmetro interno da saída do rotor;
2:	Ponto posterior à entrada do ventilador;	$d_{9e:}$	Diâmetro externo da saída do ventilador;
4:	Ponto médio da entrada do rotor;	$d_{9i:}$	Diâmetro interno da saída do ventilador;
5:	Ponto médio da saída do rotor;	$A_{1:}$	Área de entrada do ventilador;
7:	Ponto médio da entrada do estator;	$A_{4:}$	Área de entrada do rotor;
8:	Ponto médio da saída do estator;	$A_{5:}$	Área de saída do rotor;
9:	Ponto médio da saída do ventilador;	$A_{7:}$	Área de entrada do estator;
$d_{1e:}$	Diâmetro externo da entrada do ventilador;	$A_{8:}$	Área de saída do estator;
$d_{5e:}$	Diâmetro externo da saída do rotor;	$A_{9:}$	Área de saída do ventilador;

FIGURA 10 – ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE UM VENTILADOR DE FLUXO AXIAL COMPOSTO POR ROTOR CENTRÍFUGO DE PÁS RETAS

Ressalta-se que o sentido do fluxo na direção axial se mantém, independente do sentido de giro, porém a componente tangencial na descarga é alterada conforme o sentido de rotação. Devido às faixas de vazão e pressão que atuam, esses ventiladores são caracterizados por operar com baixo rendimento, quando comparados com outros tipos de ventiladores atuando na condição de rendimento máximo, de acordo com o esquema apresentado na FIGURA 9.

Os VFARR que serão estudados nesse trabalho são utilizados em aplicações onde as fronteiras de sucção e descarga não são acopladas a tubulações ou dispositivos similares, ou seja, as pressões estáticas nas fronteiras são consideradas a mesma da pressão ambiente, conforme especificação da norma ANSI/ASHRAE 51-07 [ 11 ].

### 1.3. MOTIVAÇÃO DO TRABALHO

Os VFARR possuem grande aplicação em sistemas de resfriamento de motores elétricos, onde atuam como principal mecanismo desse sistema. Nessa aplicação o ventilador tem a função de gerar um fluxo de ar sobre a carcaça do motor elétrico para remover o calor gerado pelo motor. Ao gerar esse fluxo o ventilador torna-se uma fonte de geração de ruído aerodinâmico, que na maioria dos casos, principalmente em motores de menor polaridade (maiores rotações), o ventilador é a principal fonte de geração de ruído desse tipo de equipamento.

De acordo com WAIDE, P.; BRUNNER, C. U. [ 17 ], em 2006 os motores elétricos consumiram aproximadamente 46 % da energia elétrica mundial, equivalente 7.200 TWh. Sendo que aproximadamente 0,5 % dessa energia foi consumida pelos sistemas de ventilação desses motores resultando em 36 TWh, o que representa 37 % da energia gerada pela maior usina hidrelétrica do mundo (Usina de Itaipu) no ano de 2012 ( ITAIPU BINACIONAL [ 18 ]). Através desta análise é possível verificar a significância dos VFARR e suas aplicações para o mundo atual.

Devido à importância dos VFARR, existe grande demanda na qualidade e confiabilidade nos seus desenvolvimentos, principalmente nas etapas de projeto, o qual é caracterizado por sua complexidade e que envolve grande dificuldade na predição do nível de ruído aerodinâmico.

#### 1.4. OBJETIVO DO TRABALHO

O foco principal do trabalho é desenvolver e validar uma metodologia que permita estimar o nível de ruído de VFARR na fase de projeto, associando o nível de ruído aerodinâmico aos parâmetros de operação e geometria do rotor como vazão, rotação, rendimento e diâmetro externo das pás. Para obtenção dos parâmetros mencionados serão aplicados métodos normalizados e procedimentos de cálculos analíticos e numéricos.

A etapa de validação foi realizada através da comparação entre os valores dos níveis de ruído estimados pela metodologia proposta e os experimentais obtidos por meio da avaliação de protótipo. Para o dimensionamento do protótipo utilizado na validação foi desenvolvido um procedimento de otimização do rotor, que fornecerá as dimensões ótimas para uma determinada condição de operação e a partir dos resultados da otimização, o protótipo foi fabricado e ensaiado para comparação dos resultados e conseqüentemente validação da metodologia proposta.

O ruído percebido por um observador possui influência de inúmeros fatores, dentre quais a ressonância acústica pode influenciar significativamente o nível global de ruído, principalmente quando existe proximidade entre a frequência de excitação e a de ressonância acústica. Portanto, será avaliada a influência da ressonância acústica no nível de ruído, que consistirá na validação de uma metodologia numérica para determinação das frequências de ressonância dos primeiros modos acústicos do ventilador.

Para desenvolvimento da metodologia em questão serão necessárias as seguintes etapas:

- Obtenção de uma equação analítica para cálculo do nível de ruído, fundamentada em parâmetros adimensionais existentes na teoria de máquinas de fluxo e em trabalhos similares a este, presentes na literatura;
- Definição da metodologia e dos parâmetros necessários para obtenção dos coeficientes da equação analítica do nível de ruído, proposta na etapa anterior;
- Fabricação de um dispositivo de ensaios para medição de vazão, potência absorvida e nível de ruído, que permita a montagem de várias configurações de rotores e carcaças defletoras em várias rotações;

- Definição de uma metodologia experimental para medição de vazão, potência absorvida e nível de ruído, o que inclui a definição das normas de ensaios, instrumentos e faixas de medição, ambientes e bancadas de testes, e cálculos das incertezas de medição;

- Definição das metodologias numéricas para determinação dos valores de vazão e potência absorvida. Nessa etapa serão definidos o programa comercial, o modelamento do escoamento, critérios de malha, os parâmetros de simulação e grandezas extraídas dos resultados;

- Definição de uma metodologia experimental para determinação das frequências dos modos de ressonância acústica;

- Definição da metodologia numérica para determinação dos modos de acústicos e suas correspondentes frequências. Nessa etapa será definido o programa comercial, o modelo de equações, critérios de malha, os parâmetros de simulação e grandezas extraídas dos resultados;

- Execução dos ensaios de vazão e potência absorvida para validação das simulações numéricas;

- Execução das simulações numéricas para obtenção da vazão e potência;

- Execução dos ensaios de ruído;

- Execução dos ensaios de ruído para a validação das ressonâncias acústicas;

- Execução das simulações numéricas para obtenção dos modos de ressonância acústica e suas respectivas frequências;

- Análise dos resultados dos ensaios e das simulações;

- Otimização de um protótipo de rotor para uma específica condição de operação;

- Fabricação do protótipo otimizado;

- Ensaios de vazão, potência absorvida e nível de ruído do protótipo otimizado para comparação entre os resultados experimentais e valores estimados;

- Conclusão sobre a funcionalidade e confiabilidade da metodologia desenvolvida.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O presente capítulo apresenta uma revisão conceitual sobre ventiladores que se faz necessário para facilitar a compreensão do trabalho desenvolvido. Essa revisão tem foco nos VFARR, porém alguns tópicos são expostos de forma generalizada para todos os tipos de ventiladores.

As características do ruído emitido por ventiladores estão associadas, principalmente, ao comportamento do escoamento, o qual está associado ao ponto de operação e a geometria dos componentes do ventilador, portanto a revisão aborda as equações que regem o escoamento e as grandezas características dos ventiladores, os fundamentos de acústica e as fontes de geração de ruído.

### 2.1. CONCEITOS GERAIS SOBRE VENTILADORES

#### 2.1.1. Elementos Constitutivos dos VFARR

Em princípio, os VFARR são máquinas de fluxo simples, normalmente, compostas por um sistema de pás rotativas e um sistema estacionário que direciona o fluxo de ar e suporta todo o conjunto.

Na FIGURA 10 são representados os componentes essenciais do ventilador e as referências quanto ao fluxo médio do escoamento numerados de 0 (velocidade = 0 m/s e pressão estática igual a ambiente) a 9 (velocidade  $\neq$  0 m/s e pressão estática igual a ambiente, conforme critério da ANSI/ASHRAE 51-07 [ 11 ]). Os pontos numerados na linha média do escoamento indicam mudanças significativas dos componentes da velocidade do fluido. Normalmente, são regiões de entrada e saída de algum elemento, exemplificando, os pontos 4 e 5 são entrada e saída do rotor, respectivamente. Os pontos 7 e 8 representam as regiões de entrada e saída das aletas do estator, o qual não está apresentado na figura, porém será discutido posteriormente.

A carcaça defletora com grande abertura na entrada tem como função principal direcionar o fluxo de ar sobre a carcaça estrutural. Enquanto o rotor é o principal componente para movimentação do ar. Por outro lado, a carcaça estrutural tem a

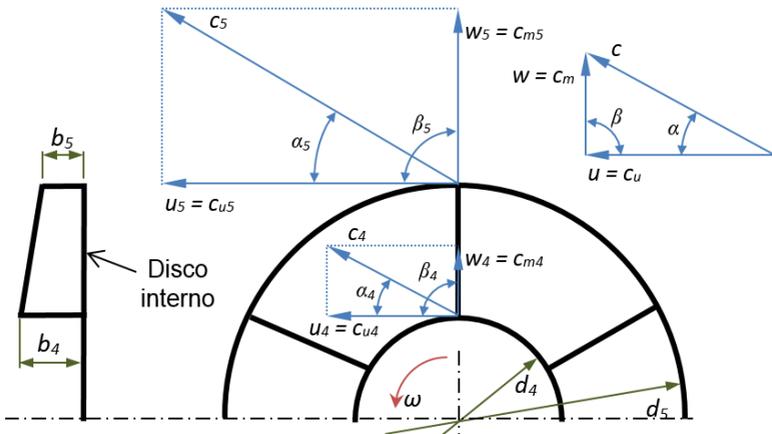
função de suportar todo o conjunto do ventilador e de enclausurar o motor, o qual aciona o rotor.

### 2.1.2. Teoria Elementar dos Ventiladores Centrífugos

Inicialmente, para facilitar a compreensão do princípio de funcionamento de um ventilador centrífugo considera-se a hipótese de um rotor ideal, conforme feito na teoria de turbina de Euler desenvolvida em 1754, conforme citado por vários autores como ECK, B. [ 14 ] e PFLEIDERER, C; PETERMANN, H. [ 15 ]. Ressalta-se que em condições reais o comportamento do escoamento é muito diferente das hipóteses impostas, porém vale como base para entendimento do fenômeno.

O rotor ideal é definido por um rotor com número infinito de pás, onde as perdas por atrito são eliminadas e o movimento relativo do ar possui a mesma direção da pá e a espessura da pá é infinitesimalmente pequena. Além disto, considera-se que o ar entra no rotor sem choque (direção radial tangenciando a pá), então as componentes de velocidade do escoamento podem ser representadas pelo típico diagrama de velocidade apresentado na FIGURA 11. No ponto de entrada indicado pelo diâmetro  $d_4$ , o ângulo da pá tangente à circunferência é  $\beta_4$  e no ponto de descarga o diâmetro e o ângulo correspondem, respectivamente, a  $d_5$  e  $\beta_5$ .

Os principais parâmetros usados em projeto e especificação dos ventiladores, como potência absorvida, pressões total, estática e dinâmica podem ser deduzidos a partir do teorema de momento, conforme apresentado em ECK, B. [ 14 ]. O torque, resultante das forças que atuam sobre as superfícies das pás, é obtido a partir da diferença entre os momentos de entrada e saída. Portanto, considerando que as forças de pressão nas superfícies  $A_4$  e  $A_5$  não contribuem para o momento transmitido pela pá,  $M_{p\infty}$ , é possível expressar o torque como uma função de  $\dot{m}$ ,  $c_u$  e  $r$ , onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica que flui pelas áreas  $A_4$  e  $A_5$ ,  $c_u$  é a velocidade circunferencial, tangencial, ou periférica do ar em função do raio,  $r$ , do rotor.



4:	Relativo à entrada do rotor;	$d$ :	Diâmetro do rotor;
5:	Relativo à saída do rotor;	$u$ :	Velocidade periférica média do rotor;
$b$ :	Largura da pá do rotor;	$w$ :	Velocidade relativa média do rotor;
$c$ :	Velocidade absoluta média do rotor;	$\alpha$ :	Ângulo entre a velocidade periférica e absoluta do rotor;
$c_m$ :	Componente meridional da velocidade absoluta média do rotor;	$\beta$ :	Ângulo entre a velocidade periférica e relativa do rotor;
$c_u$ :	Componente circunferencial da velocidade absoluta média do rotor;	$\omega$ :	Velocidade angular do rotor;

FIGURA 11 – DIAGRAMA DE VELOCIDADES

$$M_{pa\infty} = \dot{m} \cdot (r_5 \cdot c_{u5} - r_4 \cdot c_{u4}) \quad ( 1 )$$

Considerando um escoamento ideal, onde não existem perdas, toda energia absorvida pelo rotor é convertida em energia de pressão, ou seja, a energia absorvida é igual à energia na descarga do rotor. Portanto, se o rotor opera com uma velocidade angular,  $\omega$ , a potência ideal absorvida ou potência ideal de eixo,  $W_{pa\infty}$ , resulta em:

$$W_{pa\infty} = M_{pa\infty} \cdot \omega = \dot{m} \cdot (u_5 \cdot c_{u5} - u_4 \cdot c_{u4}) \quad ( 2 )$$

ou

$$M_{pa\infty} \cdot \omega = \dot{m} \cdot Y_{pa\infty} \quad ( 3 )$$

sendo que a energia específica ou trabalho do rotor é representado por  $Y_{pa\infty}$  resultando na equação 4. Essa equação é conhecida como equação fundamental das máquinas de fluxo (PFLEIDERER, C; PETERMANN, H. [ 15 ]), ou equação de Euler para turbomáquinas (FOX, R. W.; McDONALD, A. T. [ 19 ]), este caso é apresentada considerando uma máquina geradora.

$$Y_{pa\infty} = u_5 \cdot c_{u5} - u_4 \cdot c_{u4} \quad ( 4 )$$

Para o caso dos rotores centrífugos com pás radiais,  $Y_{pa\infty}$  pode ser expresso por:

$$Y_{pa\infty} = u_5^2 - u_4^2 \quad ( 5 )$$

Se considerar a entrada isenta de choque, ou seja,  $c_{u4}$  é igual a 0 e  $\alpha_4$  igual a  $90^\circ$  (máquina sem estator na entrada do rotor), então a equação 4 reduz-se a

$$Y_{pa\infty} = u_5 \cdot c_{u5} \quad ( 6 )$$

Dos triângulos de velocidade da FIGURA 11, obtém-se as seguintes relações para  $c_m$ .

$$c_m^2 = w^2 - (u - c_u)^2 \quad ( 7 )$$

e

$$c_m^2 = c^2 - c_u^2 \quad ( 8 )$$

Substituindo a equação 7 em 8, tem-se

$$u \cdot c_u = \frac{c^2 + u^2 - w^2}{2} \quad ( 9 )$$

Substituindo a equação 9 em 4, tem-se a equação 10, equivalente à de Euler (equação 4).

$$Y_{pa\infty} = \frac{c_5^2 - c_4^2}{2} + \frac{u_5^2 - u_4^2}{2} + \frac{w_4^2 - w_5^2}{2} \quad ( 10 )$$

Considerando um escoamento ideal, permanente, incompressível e aplicando-se a equação de Bernoulli ao rotor apresentado na FIGURA 11, obtém-se a seguinte expressão, conforme apresentado em ECK, B. [ 14 ].

$$\frac{P_4}{\rho} + \frac{w_4^2}{2} - \frac{u_4^2}{2} + g \cdot z_4 = \frac{P_5}{\rho} + \frac{w_5^2}{2} - \frac{u_5^2}{2} + g \cdot z_5 \quad ( 11 )$$

Desprezando a diferença de altura ( $z_4 = z_5$ ), a exemplo de um ventilador com eixo de rotação na vertical, tem-se:

$$\frac{P_5 - P_4}{\rho} = \frac{\Delta P}{\rho} = \frac{u_5^2 - u_4^2}{2} + \frac{w_4^2 - w_5^2}{2} \quad ( 12 )$$

Substituindo a equação 12 em 10, nota-se que o trabalho específico pode ser representado pelo somatório de duas parcelas,  $Y_{s\infty}$  que é a energia específica de pressão estática e  $Y_{d\infty}$  é a energia específica de pressão dinâmica.

$$Y_{pa\infty} = \frac{\overbrace{P_5 - P_4}^{Y_{s\infty}}}{\rho} + \frac{\overbrace{c_5^2 - c_4^2}^{Y_{d\infty}}}{2} \quad ( 13 )$$

Logo as pressões estáticas e dinâmicas do rotor podem ser representadas, respectivamente, por:

$$\Delta P_{s\infty} = \rho \cdot Y_{s\infty} \quad ( 14 )$$

e

$$\Delta P_{d\infty} = \rho \cdot Y_{d\infty} \quad ( 15 )$$

Conforme apresentado por PFLEIDERER, C; PETERMANN, H. [ 15 ],  $Y_{pa\infty}$  é aproximadamente igual  $Y_{pa}$ , trabalho específico nas pás para turbinas. Porém, para bombas e ventiladores os trabalhos específicos para números finitos e

infinitos de pás são consideravelmente distintos e se relacionam através do fator de redução de potência,  $\varepsilon$ , que é obtido experimentalmente.

$$Y_{pa} = \varepsilon \cdot Y_{pa\infty} \quad ( 16 )$$

Ao considerar as perdas, o trabalho específico real e total da máquina, ou trabalho específico interno da máquina ( $Y$ ) pode ser calculado pelo produto do trabalho específico do rotor e o rendimento hidráulico,  $\eta_h$ .

$$Y = \eta_h \cdot Y_{pa} \quad ( 17 )$$

O  $Y$  pode ser obtido em função de  $H$ , que representa a altura total de elevação da máquina.

$$Y = g \cdot H \quad ( 18 )$$

Relacionando  $Y$  com a pressão total da máquina,  $\Delta P_t$ , tem-se

$$\Delta P_t = \rho \cdot Y \quad ( 19 )$$

### 2.1.3. Características Adimensionais

Grandezas como  $m$ ,  $n$  (velocidade de rotação),  $\Delta P_t$  e  $Y$  são fundamentalmente necessárias para elaboração do projeto ou especificação de uma máquina de fluxo. Esta necessidade se deve ao fato de que a partir dessas grandezas podem-se obter outras grandezas como diâmetros, velocidades e outras. A ligação entre essas grandezas são realizadas através de coeficientes adimensionais obtidos por experimentos. A seguir são apresentados alguns dos principais coeficientes utilizados no universo das máquinas de fluxo, o quais serão necessários para compreensão do presente trabalho. No APÊNDICE 1 são apresentados outros coeficientes adimensionais aplicados às máquinas de fluxo.

- **Coefficiente de pressão**,  $\psi$ : é a relação entre o trabalho específico da máquina e a energia específica, a qual corresponde à velocidade periférica do rotor.

$$\psi = \frac{2 \cdot Y}{u_5} \quad ( 20 )$$

onde,

$$u_5 = \frac{\pi \cdot d_5 \cdot n}{60} \quad ( 21 )$$

$d_5$  em  $m$  e  $n$  em RPM

- **Coefficiente de volume**,  $\varphi$ : é a relação entre a vazão da máquina e uma vazão referência, a qual é obtida pelo produto da área de saída do rotor e a velocidade periférica.

$$\varphi = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot d_5^2 \cdot u_5} \quad ( 22 )$$

- **Rotação específica (ou velocidade específica, ou coeficiente de forma do rotor)**,  $n_q$  ou  $n_{qA}$ : é um parâmetro muito utilizado na prática para selecionar ou projetar uma máquina de fluxo próximo ao seu ponto ótimo de operação. A rotação específica é expressa pela seguinte relação.

$$n_q = n \frac{\dot{V}^{1/2}}{Y^{3/4}} \quad ( 23 )$$

onde,

$n$  em RPS;

$\dot{V}$  em  $m^3/s$ ;

e  $Y$  em J/kg.

Devido ao resultado do  $n_q$  ser um valor numericamente pequeno, é conveniente utilizar um valor maior, conforme proposto por Addison (BRAN, R.; SOUZA, Z. [ 13 ]).

$$n_{qA} = 10^3 \cdot n_q \text{ ou } n_{qA} = 10^3 \cdot n \frac{\dot{V}^{1/2}}{Y^{3/4}} \quad ( 24 )$$

- **Número de Mach,  $M$** : proposto por Ernst Mach em 1870 (FOX, R. W.; McDONALD, A. T. [ 19 ]), este parâmetro é comumente utilizado para caracterizar os efeitos de compressibilidade de um escoamento, para um ventilador pode ser representado em função da velocidade de propagação do som no ar,  $c_{ar}$ , da seguinte forma.

$$M = \frac{u_5}{c_{ar}} \quad ( 25 )$$

#### 2.1.4. Desempenho de Ventiladores

O desempenho de um ventilador pode ser estimado através do princípio de transferência de energia (JORGENSEN, R. [ 20 ]), este método permite quantificar de forma global o comportamento do ventilador. Porém, com esse método não é possível determinar a influência dos efeitos localizados, como conexões de dutos ou direcionadores de fluxo na entrada e saída do ventilador, o escoamento em formato espiral após o rotor (provocado pelo efeito da rotação), entre outros.

Existem várias normas específicas para determinação experimental do desempenho aerodinâmico de ventiladores, conforme citado em CORY, W. [ 12 ], as normas internacionais ISO 5801, ISO 5802, ISO 13347, a inglesa BS 848 - 63, a alemã DIN 24163 - 85 e a americana ASHRAE 51 – 07 [ 11 ] são alguns exemplos de normas relacionadas aos métodos de determinação de desempenho.

Para determinação do desempenho e campo de funcionamento de um ventilador, algumas grandezas e suas combinações são definidas para possibilitar essa mensuração. As grandezas fundamentais utilizadas para determinação de desempenho, suas definições e equações são apresentadas a seguir, de acordo com os critérios da ASHRAE 51 – 07 [ 11 ].

- **Pressão**: força por unidade de área, o que corresponde à energia por unidade de volume de fluido, expressa em Pa;

- **Pressão dinâmica ( $\Delta P_d$ )**: parcela de pressão relativa à taxa de movimento do ar, expressa em Pa;

- **Pressão estática ( $\Delta P_s$ )**: parcela de pressão relativa ao grau de compressão, expressa em Pa;

- **Pressão total ( $\Delta P_{tot}$ ):** somatório algébrico em um determinado ponto da pressão dinâmica e a estática. No caso de um fluido em repouso a pressão total é igual à estática, expressa em Pa;

- **Vazão volumétrica ( $\dot{V}$ ):** fluxo volumétrico de ar por unidade de tempo, expressa em  $m^3/s$ ;

- **Vazão mássica ( $\dot{m}$ ):** fluxo mássico de ar por unidade de tempo, expressa em  $kg/s$ ;

- **Potência hidráulica ( $W_h$ ):** potência inerente ao fluido, obtida através do produto da vazão volumétrica e a pressão total, expressa em W;

- **Potência absorvida ( $W_{abs}$ ):** potência de eixo transmitida ao rotor do ventilador, expressa em W;

- **Rendimento ( $\eta$ ):** relação entre a potência hidráulica e a potência absorvida.

Na norma ANSI/ASHRAE 51-07 [ 11 ], as grandezas referentes à pressão são representadas sem a letra grega “ $\Delta$ ”, neste trabalho optou-se por acrescentar “ $\Delta$ ” por serem grandezas manométricas.

### 2.1.5. Leis de Semelhança dos Ventiladores

As leis de semelhança são expressões matemáticas que relacionam vários parâmetros para uma série de ventiladores homólogos. Os parâmetros envolvidos são a geometria do ventilador, velocidade de rotação, massa específica do gás, vazão, pressão, potência, nível de ruído sonoro e rendimento.

A utilização das leis de semelhança propicia inúmeros benefícios nas áreas de projeto e aplicação de ventiladores, pois permite estimar o comportamento de um determinado ventilador e/ou condição de operação desconhecidos a partir de uma situação existente conhecida. O comportamento desejado é estimado rapidamente e com um custo muito baixo, pois emprega métodos analíticos que utilizam equações simples.

Para obter uma boa precisão as leis de semelhança estão restritas a algumas condições, como exemplo seguem algumas restrições: os pontos de operação das condições conhecidas e calculadas devem ter o mesmo rendimento. E quando forem aplicadas em situações onde existem variações geométricas, todas as dimensões devem possuir o mesmo fator de escala.

São inúmeras as combinações de expressões para todos os parâmetros que se relacionam, muitas dessas expressões são apresentadas em JORGENSEN, R. [ 20 ]. A seguir são mostradas apenas as expressões utilizadas neste trabalho, outras importantes expressões são apresentadas no APÊNDICE 2. Nas equações, o índice 1 é referente à condição conhecida e o 2 à desejada.

A próxima equação expressa a razão linear entre a variação de rotação e a vazão e a relação cúbica entre a taxa de variação de geometria e a vazão.

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \cdot \frac{n_2}{n_1} \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^3 \quad ( 26 )$$

O nível de potência sonora ( $L_w$ ) desejado pode ser determinado pelas razões logarítmicas das dimensões geométricas e das rotações.

$$L_{w_2} = L_{w_1} + 70 \cdot \log\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + 50 \cdot \log\left(\frac{n_2}{n_1}\right) \quad ( 27 )$$

Em situações onde as restrições não são totalmente respeitadas, as leis de semelhança perdem sua precisão, porém fornecem uma estimativa aceitável na maioria dos casos. Para algumas dessas situações, os erros inerentes à incerteza do método são apresentados em CORY, W. [ 12 ]. Exemplos de situações que não atendem às restrições geométricas, porém fornecem valores aceitáveis são apresentados por BORGES, S. S. [ 21 ].

#### 2.1.6. Campo de Funcionamento de Ventiladores

O método mais preciso para determinar o campo de funcionamento (ou de desempenho) de um ventilador é por meio de ensaios feitos em laboratórios capacitados, normas como a ANSI/ASHRAE 51-07 [ 11 ] estabelecem os critérios para execução dos ensaios. O campo de desempenho de um ventilador é determinado em termo da vazão, pressão desenvolvida, potência absorvida, massa específica do ar, velocidade de rotação e do rendimento. A FIGURA 12 (a) apresenta as curvas típicas de

desempenho de um ventilador para uma determinada massa específica do ar e rotação, conforme especificação da ANSI/ASHRAE 51-07 [ 11 ]. E na FIGURA 12 (b) é apresentado o campo de desempenho de um ventilador industrial centrífugo do fabricante Humidin, modelo ACBC - 630, nota-se que a faixa de operação recomendada concentra-se próxima ao ponto de rendimento máximo para várias rotações. O limite inferior da faixa de operação é definido para evitar a região de instabilidade do ventilador, que ocorre em vazões inferiores ao ponto de máximo rendimento.

Em comparação a um ventilador industrial padrão os VFARR diferem-se, principalmente, por atuar com  $\Delta P_s$  igual a zero, por operar com baixos rendimentos e por não possuir região de instabilidade em sua faixa de operação.

Seguindo os critérios da ANSI/ASHRAE 51-07 [ 11 ], os VFARR são caracterizados por operar no ponto onde a curva de pressão estática cruza com o eixo da vazão, ou seja, com variação de pressão estática igual a 0. Este fato ocorre, pois as regiões de sucção e descarga do ventilador estão em contato direto com a pressão atmosférica, caracterizando condições de sucção e descarga livres.

Em um caso onde não existe a restrição do duplo sentido de rotação, o tipo de rotor mais adequado para substituir o rotor de pás radiais seria um rotor do tipo axial, pois teria o maior rendimento para as faixas de vazões e pressões requeridas (FIGURA 9). Nessas faixas de operação os VFARR apresentam rendimentos muito baixos, normalmente menores que 20 %.

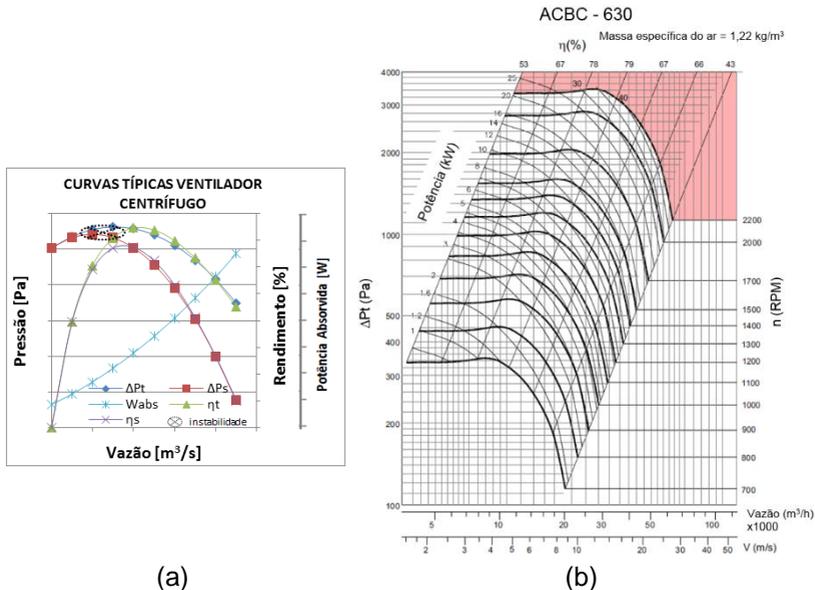


FIGURA 12 – CURVAS E CAMPO DE DESEMPENHO TÍPICOS DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS

## 2.2. RUÍDO SONORO DE VENTILADORES

Em sistemas que utilizam ventiladores para movimentação de ar a principal fonte de geração de ruído é o próprio ventilador, que pode ser um problema dependendo da sua aplicação. Portanto, para minimizar os níveis de ruído percebidos por receptor, é importante conhecer as propriedades de geração e propagação do som.

### 2.2.1. Conceitos Fundamentais de Acústica

Segundo BISTAFA, S. R. [ 5 ], o som é a sensação produzida no sistema auditivo, que em geral possui conotação positiva. E ruído, que pode ser definido como um som sem harmonia, tem conotação negativa. Sons são produzidos pela variação de pressão ou velocidade das moléculas do meio e pode

ser representado por uma série de compressões e rarefações em relação à pressão do meio.

O som é caracterizado por duas grandezas, a amplitude de variação da pressão do meio e suas frequências correspondentes. A frequência em Hz é definida como o inverso do período ( $T$ ), ou intervalo de tempo decorrido para um ciclo completo da flutuação de pressão do meio, conforme demonstra a equação 28.

$$f = \frac{1}{T} \quad ( 28 )$$

A FIGURA 13 ilustra a propagação do som gerado por um diapasão localizado em um meio com pressão atmosférica e o comportamento da pressão em um determinado ponto ao longo do tempo.

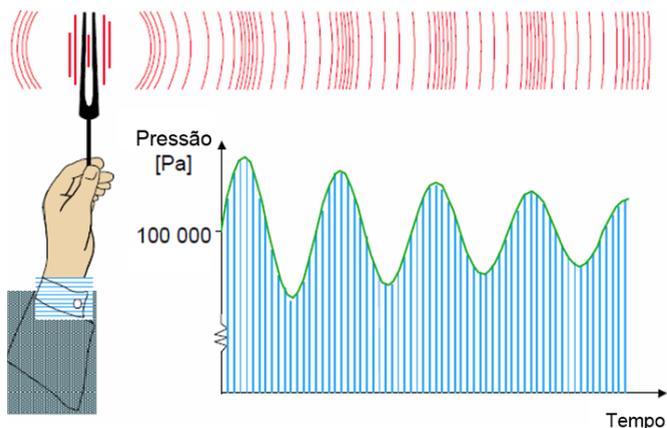


FIGURA 13 – VARIÇÃO DA PRESSÃO ATMOSFÉRICA

Fonte: Basic Concepts of Sound – Brüel & Kjaer

A audibilidade humana depende da frequência e da amplitude do som. A faixa de frequência que o ouvido humano é capaz de detectar está entre 20 Hz e 20.000 Hz. E quanto à amplitude, uma pequena variação da pressão atmosférica da ordem de 60 Pa é capaz de provocar dor. Porém, uma pequena variação da ordem de  $2 \times 10^{-5}$  Pa é detectável pelo ouvido. Estes

valores são conhecidos, respectivamente, como limiar da dor e da audibilidade.

Devido à larga faixa de variação que existe entre os limiares do ouvido humano e ainda entre esses valores e a pressão atmosférica ao nível do mar (101.325 Pa) é conveniente trabalhar em uma escala decibel, pois permite melhor representação das grandezas que possuem amplas faixas de variação.

A escala decibel é uma escala logarítmica, obtida pelo produto de dez vezes o logaritmo da razão entre um valor medido e um valor de referência. Utilizando a escala decibel para representar a potência sonora emitida por um ventilador, tem-se a seguinte expressão para o nível de potência sonora,  $L_W$ .

$$L_W = 10 \cdot \log\left(\frac{W}{W_0}\right) [dB] \quad ( 29 )$$

onde,

$W$  é a potência sonora em W;

e  $W_0$  é a potência sonora de referência, que é igual a  $10^{-12}$  W.

O nível de pressão sonora  $L_p$  é o estímulo físico que melhor se correlaciona com a sensação de som. Assim, como a potência sonora é proporcional ao quadrado da pressão sonora (BISTAFA, S. R. [ 5 ]), a equação 29 pode ser escrita:

$$L_p = 10 \cdot \log\left(\frac{p^2}{p_0^2}\right) = 20 \cdot \log\left(\frac{p}{p_0}\right) [dB] \quad ( 30 )$$

onde,

$p$  é a pressão sonora eficaz ( $p_{rms}$ ) em Pa;

e  $p_0$  é a pressão sonora de referência, que é igual a  $2 \times 10^{-5}$  Pa, que corresponde ao limiar da audição.

A potência sonora depende apenas da fonte e independe do meio, porém a pressão sonora é influenciada pelo ambiente, pois a presença de materiais absorventes ou superfícies reflexivas podem influenciar na medição de pressão sonora.

Considerando um campo livre, ou seja, um ambiente onde não existem obstáculos que afetam a propagação do som emitido por uma fonte sonora, ao medir os níveis de pressão sonora em pontos localizados em uma casca esférica imaginária de raio  $r$  e área  $S$  em torno de uma fonte pontual, o nível de potência sonora pode ser expresso em função do nível de pressão sonora (SILVA, H. P. [ 22 ]).

$$L_W = L_p + 10 \cdot \log(S) \quad ( 31 )$$

como,

$$S = 4 \cdot \pi \cdot r^2 \text{ para casca esférica,} \quad ( 32 )$$

tem-se:

$$L_W = L_p + 20 \cdot \log(r) + 11 \text{ [dB]} \quad ( 33 )$$

e para casca semiesférica:

$$S = 2 \cdot \pi \cdot r^2 \quad ( 34 )$$

Logo,

$$L_W = L_p + 20 \cdot \log(r) + 8 \text{ [dB]} \quad ( 35 )$$

Em diversas situações onde existem mais de uma fonte emitindo ruído, os níveis total e individual de pressão sonora podem ser obtidos através da adição e subtração de pressão sonora. Para obter o nível total de pressão sonora ( $L_{pt}$ ) emitido por duas ou mais fontes, tem-se:

$$L_{pt} = 10 \cdot \log \left( 10^{\frac{L_{p1}}{10}} + 10^{\frac{L_{p2}}{10}} + \dots + 10^{\frac{L_{pn}}{10}} \right) \text{ [dB]} \quad ( 36 )$$

sendo que os índices  $1, 2 \dots n$  indicam o número de fontes.

As medições dos níveis de pressão sonora são influenciadas pelo nível de ruído de fundo,  $L_{pf}$ , que pode afetar

significativamente o valor medido. Portanto, uma alternativa para determinar o nível de ruído emitido pela fonte é através da subtração do nível de ruído total pelo de fundo, que é dado por:

$$L_p = 10 \cdot \log \left( 10^{\frac{L_{pt}}{10}} - 10^{\frac{L_{pf}}{10}} \right) \text{ [dB]} \quad ( 37 )$$

Conforme apresentado em SILVA, H. P. [ 22 ], a diferença entre o nível de ruído total e o de fundo deve ser de no mínimo 3 dB para poder utilizar a técnica de subtração, caso contrário o valor obtido para a fonte pode conter erros significativos. E em casos onde a diferença entre os níveis de pressão sonora das duas fontes individuais for superior a 10 dB, a contribuição da fonte menos ruidosa pode ser desprezada, pois essa fonte acrescenta um valor menor que 0,5 dB ao nível total.

O ruído consiste na combinação de várias amplitudes e suas frequências correspondentes, portanto no universo dos ventiladores muitos trabalhos sobre ruído, como o de BERANEK, L.L; ALLEN, C. H.; KAMPERMAN, G. W. [ 23 ], GRAHAM, J. B. [ 24 ] e GROFF, G. C.; SCHREINER, J. R.; BULLOCK, C. E. [ 25 ], são apresentados em escalas de frequência de 1/1 oitava, ou simplesmente, uma oitava. E que pode ser obtida pelo somatório do nível de pressão sonora de cada frequência do espectro de banda estreita referente à banda de 1/1 oitava. A FIGURA 14 apresenta um gráfico de banda estreita e os respectivos valores para banda de 1/1 de oitava e o nível global de ruído, os quais são determinados pela equação 36.

A TABELA 1 apresenta as frequências inferiores, centrais e superiores para a escala de 1/1 oitava na faixa audível. De acordo com BISTAFA, S. R. [ 5 ], uma justificativa para utilização de bandas de oitava ao invés de banda estreita, que fornece um registro detalhado do ruído, está associada à simplicidade do equipamento de medição para bandas de 1/1.

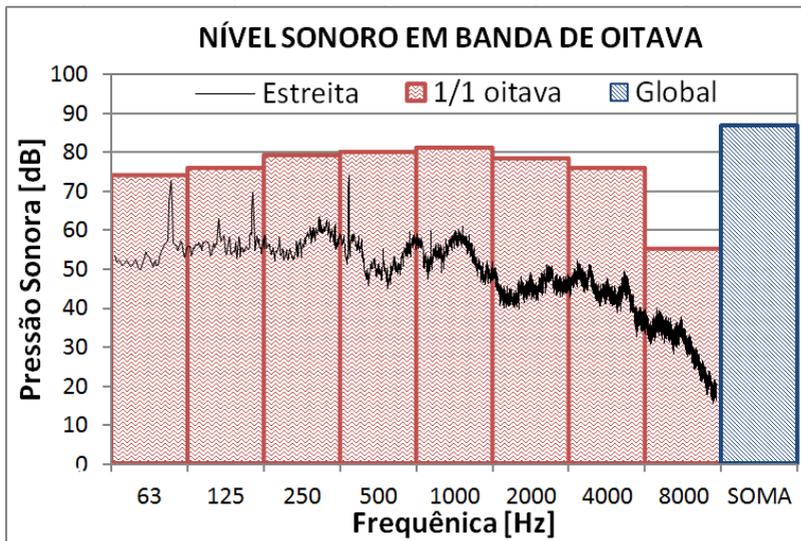


FIGURA 14 – NÍVEL SONORO EM BANDA DE OITAVA E GLOBAL

TABELA 1 – FREQUÊNCIAS CENTRAIS E DE CORTE PADRONIZADAS PARA AS ESCALAS DE 1/1 OITAVA

Frequência Inferior	Frequência Central	Frequência Superior
11	16	22
22	31,5	44
44	63	88
88	125	177
177	250	355
355	500	710
710	1000	1420
1420	2000	2840
2840	4000	5680
5680	8000	11360
11360	16000	22720

Em condições ideais, ou campo livre, o som se propaga sem nenhuma perturbação, porém em condições reais parcelas do som emitido são refletidas, absorvidas e transmitidas. Estas quantidades dependem das propriedades do obstáculo e particularmente do comprimento da onda sonora (CORY,W.[ 12 ]),

que é representado por  $\lambda$  e sua unidade é dada em m, conforme a equação 38.

$$\lambda = \frac{c_{ar} \left[ \frac{m}{s} \right]}{f [Hz]} \quad ( 38 )$$

Generalizando, para que um obstáculo tenha efeito sobre uma onda sonora, esse tem que ser maior que o comprimento de onda da mesma. Portanto, para altas frequências um pequeno obstáculo pode perturbar o campo sonoro, mas para baixas frequências o mesmo objeto tem pouco efeito no campo sonoro.

As câmaras anecóicas são caracterizadas por simular o campo livre. Em geral, são construídas sobre isolantes de vibração, com paredes espessas e/ou duplas que isolam o ruído externo. As paredes, teto e piso são revestidos por material de alta absorção acústica que minimizam as reflexões das ondas sonoras em seu interior. Especificamente, as câmaras semi-anecóicas diferem das anecóicas apenas por possuírem o piso reflexivo, sem camada de isolantes, conforme ilustra a FIGURA 15.

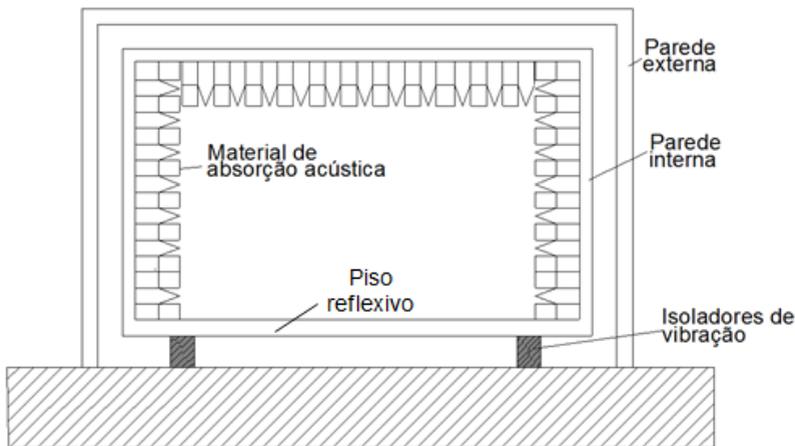


FIGURA 15 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DE UMA CÂMARA SEMI-ANECÓICA

A utilização de uma câmara semi-anecóica como recinto de medição contribui para redução dos erros experimentais

envolvidos, porém as posições de medição devem ser definidas de maneira a captar adequadamente o ruído da fonte. Para isso é importante compreender o campo sonoro do conjunto fonte / recinto de medição, que é dividido em quatro campos (BISTAFA, S. R. [ 5 ]): próximo, abastado, livre e reverberante, conforme ilustra a FIGURA 16.

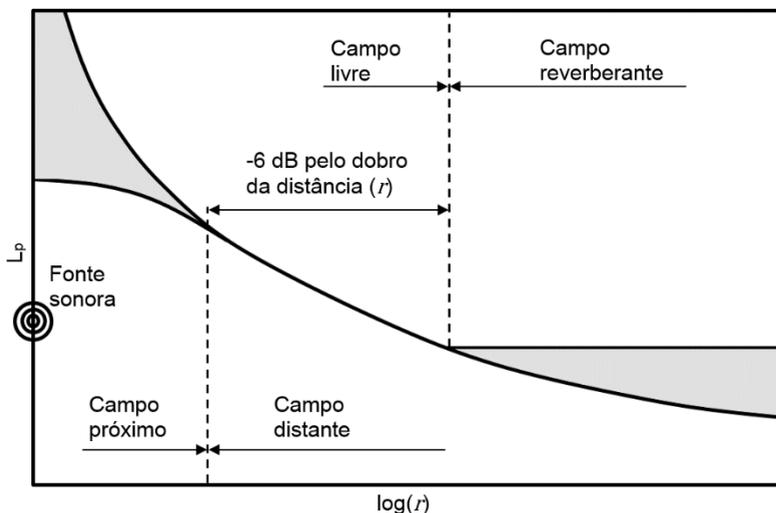


FIGURA 16 – REPRESENTAÇÃO DO CAMPO SONORO EM TORNO DE UMA FONTE SONORA

O **campo próximo** é a região perto da fonte sonora onde o nível de ruído pode variar significativamente com uma pequena modificação da posição do microfone, essa distância estende-se a um valor próximo à metade do comprimento de onda da menor frequência emitida pela fonte, ou, conforme apresentado em CORY, W. [ 12 ], duas vezes o diâmetro do ventilador. A maior distância deve prevalecer e essa região deve ser evitada para medição.

O **campo afastado ou distante** é composto pelo campo livre e reverberante. O **campo livre** sofre pouca influência do recinto, prevalecendo o som direto. Nesse campo ao dobrar a distância entre fonte e receptor o nível de pressão sonora reduz aproximadamente 6 dB, sendo o campo livre a região recomendada para execução das medições. No **campo**

**reverberante** ocorrem múltiplas reflexões das paredes, devendo-se evitar medições nesse campo.

Maiores informações sobre medições sonoras podem ser obtidas na família de normas ISO 3740 a ISO 3747, que visam classificar e padronizar os ensaios de determinação dos níveis de potência sonora a partir da medição do nível de pressão sonora, de máquinas em geral. Incluindo requisitos necessários de projeto de câmaras acústicas.

Os medidores de nível sonoro são, tipicamente, constituídos pelos seguintes componentes básicos de condicionamento de sinal elétrico, FIGURA 17.

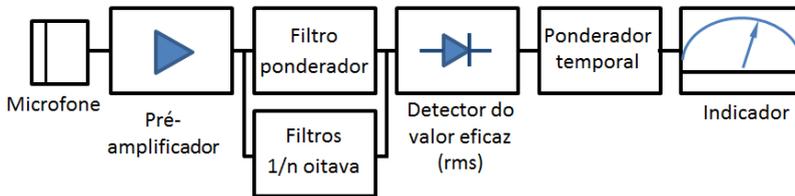


FIGURA 17 – COMPONENTES BÁSICOS DE UM MEDIDOR DE NÍVEL SONORO

- **Microfone:** converte a grandeza física pressão acústica em sinal elétrico equivalente;
- **Pré-amplificador:** amplifica o sinal de baixa magnitude gerado pelo microfone;
- **Filtro ponderador:** pondera o sinal para simular a resposta do sistema auditivo, aplicando ao sinal de entrada funções transferências baseadas nas curvas isofônicas ou de compensação A, B, C ou D;
- **Filtros de 1/n oitava:** filtra o sinal em bandas de frequência de 1/n oitava;
- **Detector do valor eficaz (rms):** extrai o valor eficaz, ou global rms, da forma de onda incidente no microfone;
- **Ponderador temporal:** estabelece com que velocidade o dispositivo indicador responde às variações do sinal de entrada;
- **Indicador:** interface de leitura da medição.

## 2.2.2. Comportamento Característico de Ruído em Ventiladores

A FIGURA 18 apresenta um espectro sonoro típico de um VFARR. Ao plotar o espectro no domínio da frequência do nível de pressão sonora em dB de um ventilador, observa-se que o espectro de ruído emitido abrange uma ampla faixa de frequência, caracterizado por possuir valores mais altos na região de baixas frequências atingindo valores menores para as frequências mais altas, através de um decaimento moderado.

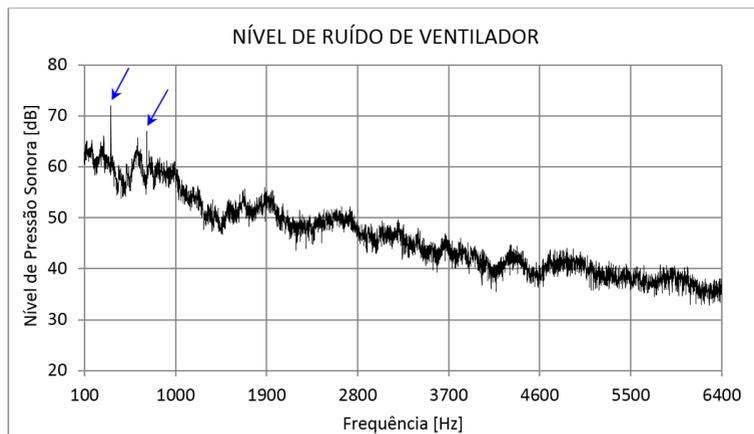


FIGURA 18 – ESPECTRO TÍPICO DE NÍVEL DE PRESSÃO SONORA DE UM VFARR

Os picos destacados pelas setas, notavelmente visíveis no espectro, são gerados pela interação entre as pás do rotor e partes estacionárias próximas ao rotor, como por exemplo, as aletas do estator. As frequências correspondentes a essa interação são conhecidas como frequência de passagem de pás, *BPF* (*Blade passing frequency*), e suas harmônicas, que são calculadas pela seguinte expressão.

$$f_{BPF} = a \cdot \frac{n}{60} \cdot Z \quad ( 39 )$$

onde,

$a = 1, 2, 3, \dots$ , quando  $a = 1$  tem-se a frequência fundamental e para os demais valores, obtêm-se as harmônicas;

e  $Z$  representa o número de pás do rotor.

### 2.2.3. Mecanismos de Geração de Ruído em Ventiladores

Em CORY, W. [ 12 ] são apresentadas as três principais fontes de geração de ruído em ventiladores: aerodinâmica, eletromagnética e mecânica, nota-se, que a geração de ruído em ventiladores envolve inúmeras áreas de conhecimento. Portanto, as fontes aerodinâmicas terão maior abordagem, pois o foco do trabalho são os mecanismos de geração de origem aerodinâmica.

#### 2.2.3.1. Fontes aerodinâmicas

As fontes aerodinâmicas são compostas por três mecanismos de geração de ruído: monopolo, dipolo e quadrupolo, os quais têm seus conceitos descritos a seguir.

- **Monopolo:** é uma fonte que emite o som igualmente em todas as direções, como uma esfera pulsante, que cria ondas sonoras através da compressão (quando o corpo expande) e da rarefação (quando contrai) do fluido ao seu em torno, a FIGURA 19 exemplifica essa característica. Algumas fontes sonoras como um alto-falante fixado em uma caixa acústica hermeticamente fechada (RUSSELL, D. A. [ 26 ]) e um avião em deslocamento imerso no ar podem ser considerados como uma fonte do tipo monopolo (BRANDÃO, M. P. [ 27 ]). O caso do avião ou corpos em movimento denomina-se como ruído de espessura de corpo.

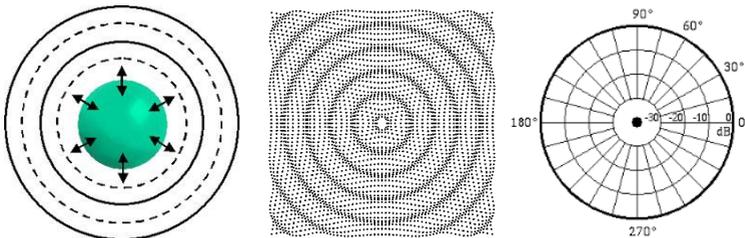


FIGURA 19 – EXEMPLOS DE UMA FONTE MONOPOLO

Disponível em:

<<http://www.diracdelta.co.uk/science/source/a/c/acoustic%20sources/source.html> >

<[http://www.kemt.fe.i.tuke.sk/Predmety/KEMT320\\_EA\\_web/Sound%20Fields%20Radiated%20by%20Simple%20Sources.htm](http://www.kemt.fe.i.tuke.sk/Predmety/KEMT320_EA_web/Sound%20Fields%20Radiated%20by%20Simple%20Sources.htm) >

Como o monopolo é uma fonte sonora esférica, que irradia ondas sonoras somente em função da distância radial  $r$  a partir da fonte, é conveniente escrever a equação da onda em sistema de coordenadas esféricas:

$$\frac{\partial^2(r p(r, t))}{\partial r^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2(r p(r, t))}{\partial t^2} = 0 \quad ( 40 )$$

sendo que,

$c$  é a velocidade de propagação do som;

$r$  a distância radial;

e  $p$  é a flutuação da pressão do meio.

Em VERARDI, M. [ 28 ] é apresentado que a partir da equação 40 é possível obter a potência sonora irradiada por uma fonte monopolo,  $\Pi_M$ , representada na próxima expressão. Onde se considerou a equação da onda para fluido estacionário, portanto, é válida apenas a uma distância  $r$  da fonte sonora muito maior que o raio,  $a$ , da fonte, conhecida como campo afastado ou região de propagação, nessa região não há influência do escoamento. Nesta solução considerou-se também a condição de campo livre, onde não há reflexões da onda sonora.

$$\Pi_M = \frac{4 \pi r^2 p_{rms}^2}{\rho_0 c} = \frac{\Phi_{rms}^2 k^2 \rho_0 c}{4 \pi (1 + k^2 a^2)} \quad ( 41 )$$

onde,

$p_{rms}$  é o valor rms da flutuação de pressão;

$\rho_0$  massa específica do fluido estacionário;

$\Phi_{rms}$  valor rms do fluxo volumétrico instantâneo de fluido;

e  $k$  número de onda.

Ao realizar uma análise de ordem de grandeza na equação 41, onde o fluxo volumétrico é proporcional ao quadrado do comprimento característico da região do escoamento ( $r$ ) e do valor rms da velocidade média ( $U$ ) do escoamento gerado pela oscilação da fonte.

$$\Phi_{rms} \propto r^2 \cdot U \quad ( 42 )$$

E o número de onda é da ordem da frequência característica, que é proporcional a razão entre a velocidade média e o comprimento característico, então,

$$k \propto \frac{U}{r \cdot c} \quad ( 43 )$$

Substituindo as equações 42 e 43 em 41 e considerando  $a^2 \approx 0$ , obtém-se a equação 44, para a potência da fonte monopolo.

$$\Pi_M \propto \frac{\rho_0 r^2 U^4}{4\pi c} \quad ( 44 )$$

Nota-se, pela equação 44 que a potência sonora irradiada aerodinamicamente por uma fonte do tipo monopolo é proporcional à quarta potência da velocidade rms do escoamento e ao quadrado do comprimento característico.

- **Dipolo:** consiste em duas fontes monopolos de mesma intensidade, porém em fases oposta e espaçadas por uma distância muito pequena em relação ao comprimento de onda do som. Duas esferas pulsantes posicionadas próximas uma da outra, enquanto uma contrai a outra se expande, é uma fonte do tipo dipolo, FIGURA 20. Um exemplo prático seria um alto-falante livre (sem caixa acústica) em funcionamento, que ao deslocar seu diafragma para a dianteira, provocando uma compressão nessa direção, na traseira o diafragma causa uma rarefação do ar.

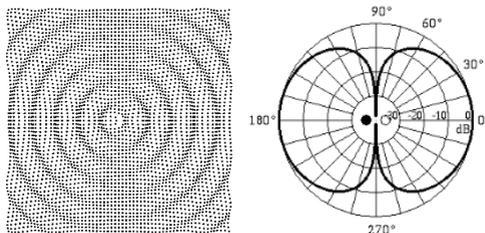


FIGURA 20 – EXEMPLOS DE UMA FONTE DIPOLO

Disponível em: <

[http://www.kemt.feit.ue.br/Predmety/KEMT320\\_EA/web/Sound%20Fields%20Radiated%20by%20Simple%20Sources.htm](http://www.kemt.feit.ue.br/Predmety/KEMT320_EA/web/Sound%20Fields%20Radiated%20by%20Simple%20Sources.htm) >

O ruído dipolo é conhecido por ser produzido pela carga hidrodinâmica na superfície de um corpo, como é o caso das superfícies sustentadoras, tais como, asas, hélices, pás de rotores de helicópteros, compressores, turbinas, rotores eólicos e outros (GOLDSTEIN, M. E. [ 29 ]).

Ao considerar uma superfície esférica ao redor de um dipolo, cujo raio da superfície é consideravelmente maior que a distância ( $2d$ ) entre os dois monopólos que constituem o dipolo e aplicando a mesma metodologia utilizada para o monopolo, conforme apresentado por VERARDI, M. [ 28 ], tem-se:

$$\Pi_D \propto \frac{\rho_0 d^2 U^6}{3\pi c^3} \quad ( 45 )$$

Portanto, pela equação 45 verifica-se que a potência sonora irradiada por um dipolo ( $\Pi_D$ ) é proporcional à sexta potência da velocidade rms média do escoamento gerado pelo dipolo. Nesse caso adota-se que:

$$\Phi_{rms} \propto (2d)^2 \cdot U \quad ( 46 )$$

e

$$k \propto \frac{U}{2d \cdot c} \quad ( 47 )$$

- **Quadrupolo:** é composto por dois dipolos opostos, dispostos lado a lado, denominado por quadrupolo lateral, a diretividade tem a forma da folha de um trevo de quatro folhas (FIGURA 21 (a)). O quadrupolo também pode apresentar a forma linear, conhecido como quadrupolo linear, segundo RUSSELL, D. A. [ 26 ] é formado por dois dipolos opostos e colineares, conforme ilustrado na FIGURA 21 (b). O diapasão é um exemplo de quadrupolo linear.

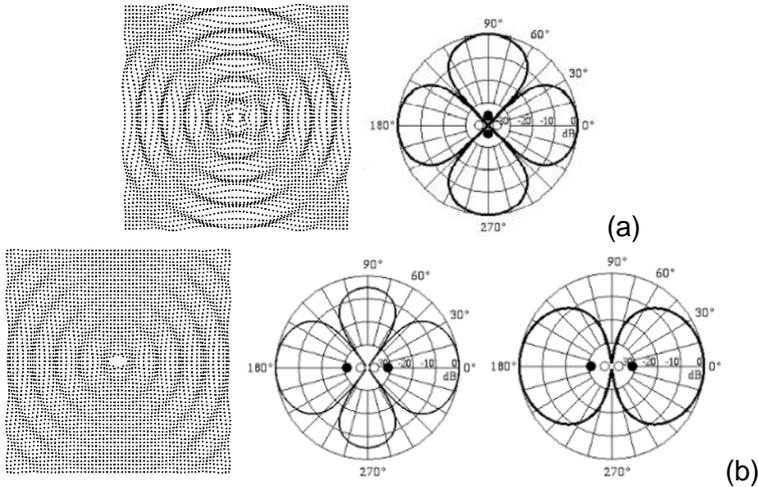


FIGURA 21 – EXEMPLOS DE FONTES QUADRUPOLO

Disponível em:

<[http://www.kemt.fe.i.tuke.sk/Predmety/KEMT320\\_EA\\_web/Sound%20Fields%20Radiated%20by%20Simple%20Sources.htm](http://www.kemt.fe.i.tuke.sk/Predmety/KEMT320_EA_web/Sound%20Fields%20Radiated%20by%20Simple%20Sources.htm)>

Análogo às metodologias aplicadas ao monopolo e dipolo e considerando as equações 46 e 47, obtém-se as seguintes expressões para as potências sonoras irradiadas por um quadrupolo ( $\Pi_Q$ ), lateral:

$$\Pi_Q \propto \frac{\rho_0 d^2 U^8}{15\pi c^5} \quad (48)$$

e linear

$$\Pi_Q \propto \frac{\rho_0 d^2 U^8}{5\pi c^5} \quad (49)$$

Através dessas equações comprova-se que os dois tipos de quadrupolos, lateral e linear, são proporcionais a oitava potência da velocidade rms média do escoamento gerado pelo quadrupolo.

Ao realizar uma comparação entre as potências irradiadas por monopolos, dipolos e quadrupolos, com intuito de quantificar a eficiência entre esses mecanismos, conclui-se que o dipolo é um

irradiador sonoro bem menos eficiente em baixas frequências quando comparado a um monopolo, conforme apresenta a razão entre essas duas fontes:

$$\frac{\Pi_D}{\Pi_M} = \frac{4 k^2 d^2}{3} \sim \left(\frac{d}{\lambda}\right)^2 \quad ( 50 )$$

onde,

$$\lambda = \frac{2 \pi}{k} \quad ( 51 )$$

Pela equação 52 afirma-se que o monopolo é o mecanismo mais eficiente na radiação sonora dentre os três tipos existentes. E que o dipolo é mais eficiente que o quadrupolo, apesar de não ter sido demonstrado.

$$\frac{\Pi_Q}{\Pi_M} \sim k^4 d^4 \sim \left(\frac{d}{\lambda}\right)^4 \quad ( 52 )$$

Conforme apresentado por NEISE, W. [ 30 ], os mecanismos de geração de ruído aerodinâmicos para ventiladores de baixas e médias velocidades, como os utilizados industrialmente, podem ser analisados através da teoria de analogias acústicas desenvolvidas por LIDTHILL, M. J. [ 31 ], CURLE, N. [ 32 ] e FLOWERS WILLIAMS, J. E.; HAWKINGS, D. L [ 33 ]. Os mecanismos de geração de ruído aerodinâmico são os mesmos para os ventiladores axiais e radiais, porém devido à aplicação na indústria aeronáutica a maioria do conhecimento desenvolvido sobre o assunto é voltada aos ventiladores axiais.

A FIGURA 22 apresenta um resumo dos três mecanismos básicos de geração de ruído aerodinâmico em ventiladores e assim como as forças permanentes e transientes que agem nas pás (NEISE, W. [ 30 ]).

Segundo NEISE, W. [ 30 ] os efeitos provocados pelo ruído de espessura de corpo não são relevantes no caso de ventiladores industriais, pois a velocidade com que ocorre a flutuação de pressão devido ao deslocamento de massa de fluido do

movimento das pás é bem menor que a velocidade do som, o que caracteriza uma baixa eficiência de radiação acústica.

Conforme citado em NEISE, W. [ 30 ], MORFEY, C. L. [ 34 ] e GOLDSTEIN, M. E. [ 29 ] mostraram que o mecanismo do tipo quadrupolo é irrelevante para ventiladores, cuja velocidade periférica da pá tenha um número de Mach menor que 0,8. Portanto, o principal mecanismo de geração de ruído em ventiladores industriais é o dipolo.

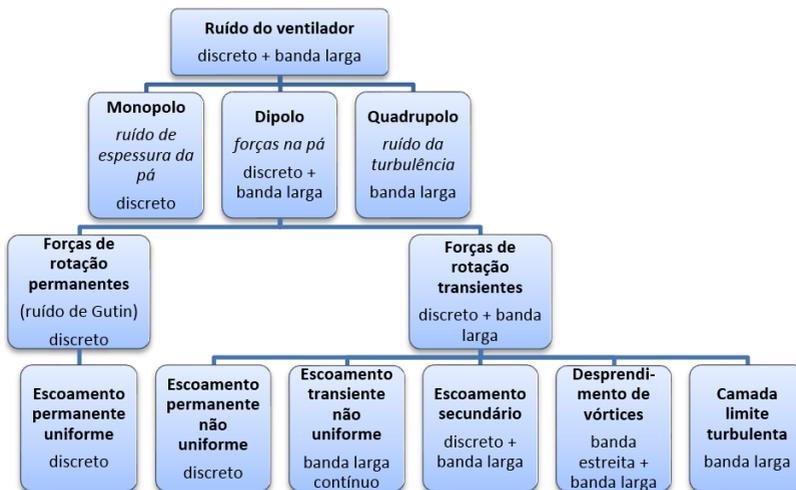


FIGURA 22 – MECANISMOS DE GERAÇÃO DE RUÍDO AEROACÚSTICO EM VENTILADORES

O dipolo é caracterizado pela interação entre as forças dos componentes sólidos, tais como pás e carcaça do ventilador e o fluxo turbulento. Como as forças podem ser periódicas ou randômicas o campo sonoro resultante possui componentes de frequências discretas e em banda larga.

As forças que compõem o dipolo podem ser permanentes ou transientes. As forças do tipo permanente ocorrem nas pás de um rotor que opera em um campo de escoamento uniforme e permanente. Caso um observador seja posicionado em uma referência fixa irá perceber as flutuações periódicas de pressão devido à passagem das pás e suas harmônicas. Essa componente de força é conhecida como Gutin em homenagem ao primeiro a estudar a radiação sonora devido às forças permanentes nas pás,

as quais são caracterizadas por possuírem baixa eficiência de radiação sonora, sendo desprezíveis quando comparadas às forças transientes nas pás.

Quando um rotor opera em estado permanente, porém em um campo de escoamento não uniforme, as forças nas pás serão transientes. Conforme citado por NEISE, W. [ 30 ], TYLER, J. M.; SOFRIN, T. G. [ 35 ] mostrou que o resultado dessas forças é uma alta eficiência de radiação acústica, sendo uma das principais causas do ruído gerado pelos ventiladores. O espectro de ruído devido à interação entre o rotor e o escoamento não uniforme é composto por frequências discretas que coincidem com a frequência de passagem das pás e suas harmônicas. O campo de escoamento permanente e não uniforme é produzido por obstruções na entrada e saída do rotor, como suportes estacionários, aletas do estator, assimetrias, curvas e cantos dos dutos, entre outros.

Em casos onde o fluxo entra de forma não uniforme os ventiladores operam em condição não permanente e o espectro altera sua característica passando de discreto para banda larga. Se as variações do escoamento na entrada são de baixa frequência o resultado é um espectro de banda dispersa em torno da frequência de passagem, porém se as flutuações de velocidade na entrada forem randômicas as forças geradas também serão randômicas, logo, tem-se um espectro de banda larga.

Escoamentos secundários geram forças transientes nas pás, um exemplo é o escoamento que existe entre o rotor e a carcaça na região da extremidade das pás, onde existe um fluxo do lado de pressão para o de sucção da pá. Outro exemplo é a instabilidade no funcionamento do ventilador, ou, estol rotativo (perda de sustentação da pá), o qual pode ocorrer em todos os tipos de ventiladores, exceto nos de pás retas. Trabalhos citados em NEISE, W. [ 30 ], como os de LONGHOUSE, R. E. [ 36 ] e FUKANO, T.; TAKAMATSU, Y.; KODAMA, Y. [ 37 ] mostram que esse tipo de geração de ruído é do tipo banda larga, porém em KAMEIER, F.; NAWROT, T.; NEISE, W. [ 38 ] é apresentado um espectro com regiões de banda estreita.

O despreendimento de vórtices nas pás provoca uma recirculação do fluxo, o que gera forças nas pás, esses vórtices podem apresentar um espectro e banda larga (FUKANO, T.; KODAMA, Y.; SENOO, Y. [ 39 ]) ou de banda estreita

(ARCHIBALD, F. S. [ 40 ], WRIGHT, S. E. [ 41 ] – LONGHOUSE, R. E. [ 42 ]), conforme citado em NEISE, W. [ 30 ]

Mesmo que o campo do escoamento seja completamente uniforme e permanente as pás terão influência de forças flutuantes, devido às flutuações de pressão na camada limite turbulenta, porém o ruído da camada limite turbulenta é baixo quando comparado ao gerado pela turbulência incidente.

Forças transientes também estão presentes nas aletas do estator e na carcaça do ventilador, em ventiladores axiais o fluxo gerado pelo rotor provoca forças flutuantes no estator, que pode ser uma eficiente fonte de radiação de ruído. E nos ventiladores centrífugos folgas muito estreitas entre as pás e a carcaça, ou elementos estacionários podem provocar flutuações de pressão de alta amplitude, que pode ser considerada a principal fonte de ruído nesses ventiladores, caracterizado por ser um ruído tonal.

#### 2.2.3.2. Fontes eletromagnéticas

O ruído acústico de origem eletromagnética em ventiladores é oriundo do motor elétrico que o aciona, de acordo com CORY, W. [ 12 ] na maioria das aplicações os ventiladores são acionados por motores elétricos, portanto nestes casos deve-se considerar essa fonte de geração de ruído.

Conforme apresentado por NAU, S. [ 43 ] e [ 44 ], o ruído acústico de origem magnética é gerado através da interação das ondas de indução (fundamental e harmônicas) presentes no entreferro, esse ruído depende fundamentalmente do projeto mecânico e eletromagnético do motor.

Segundo VIJAYARAGHAVAN, P.; KRISHNAN, R. [ 45 ], citado em VERARDI, M. [ 28 ], quando o motor é acionado por um conversor de frequência, o ruído do motor pode ser influenciado pelo desbalanceamento magnético devido às harmônicas geradas pelos conversores de frequência, o que pode intensificar o nível de ruído sonoro.

#### 2.2.3.3. Fontes mecânicas

As fontes mecânicas de geração de ruído associadas aos ventiladores são diversas. As principais, mais não exclusivas, são provenientes dos rolamentos, acoplamentos, caixas de

engrenagens, correias de acionamento e componentes vibrantes, conforme mencionado em CORY, W. [ 12 ].

O ruído oriundo das fontes eletromagnéticas e mecânicas, conforme citado anteriormente possuem diversas origens e características e como não são foco de estudo do presente trabalho, essas fontes não serão detalhadas aqui. Porém, o ruído intrínseco dessas fontes foi minimizado de maneira a não influenciar os resultados do estudo.

#### 2.2.4. Predição do Nível de Ruído

Desde a década de 1950 muitos trabalhos, com o intuito de estimar a potência sonora emitida por ventiladores, foram desenvolvidos e publicados. Vários desses trabalhos propõem que o nível de potência sonora ( $L_W$ ) pode ser estimado por meio de equações analíticas, desenvolvidas a partir de deduções teóricas em função de variáveis de desempenho do ventilador e parâmetros calibrados experimentalmente. Trabalhos iniciais como o de BERANEK, L.L., KAMPERMAN W. AND ALLEN C.H. [ 46 ] sugere que o  $L_W$  pode ser estimado por uma equação generalizada para todos os ventiladores centrífugos. Outros trabalhos recentemente publicados como o de REESE, H.; CAROLUS, T.; KATO, C. [ 47 ], utilizam técnicas computacionais avançadas na tentativa de estimar o comportamento acústico de ventiladores através de analogias acústicas.

Nesta subseção serão apresentados, de acordo com a ordem cronológica de publicação, os métodos e suas principais características utilizados por diversos estudiosos para cálculo do  $L_W$  gerado pelas fontes aerodinâmicas.

Em 1954, BERANEK, L.L., KAMPERMAN W. AND ALLEN C.H. [ 46 ] apresentaram uma equação para cálculo de  $L_W$  em função da potência nominal do motor ( $hp_{motor}$ ) acionador do ventilador, a qual é informada na placa de identificação do motor. A potência nominal do motor refere-se à potência útil, ou de eixo, que o motor fornece à carga, nessa condição o motor opera em 100 % de sua capacidade, onde o rendimento é máximo.

$$L_W = 100 + 10 \log(hp_{motor}) \quad ( 53 )$$

onde,

$L_W$  é dado em dB;

$hp_{motor}$  em hp;

e a referência para conversão em decibel é igual a  $10^{-13}$  W.

Para obtenção da equação 53 foram utilizados quatorze ventiladores acionados por motores enquadrados na faixa de potência nominal entre 1,6 e 40 hp, os resultados obtidos apresentaram uma faixa de diferença de  $\pm 4$  dB entre o experimental e o calculado.

Em 1955 BERANEK L.L., KAMPERMAN W. AND ALLEN C.H. [ 23 ] propõem uma metodologia para cálculo de  $L_W$  em função de variáveis de desempenho do ventilador e da banda de 1/1 oitava de frequência. Quaisquer das três equações seguintes podem ser utilizadas para cálculo.

$$L_W = R_{1/1} + 77 + 10 \log(KW_{motor}) + 20 \log(\Delta P_{s\_mmH_2O}) \quad ( 54 )$$

$$L_W = R_{1/1} + 25 + 10 \log(3600\dot{V}) + 20 \log(\Delta P_{s\_mmH_2O}) \quad ( 55 )$$

$$L_W = R_{1/1} + 130 + 10 \log(KW_{motor}) - 10 \log(3600\dot{V}) \quad ( 56 )$$

onde,

$R_{1/1}$  é o fator para cada banda de oitava fornecido pela TABELA 2;

$\Delta P_{s\_mmH_2O}$  é a pressão estática em mmH<sub>2</sub>O;

$KW_{motor}$  a potência do motor em kW;

e  $\dot{V}$  é vazão volumétrica em m<sup>3</sup>/s.

TABELA 2 – FATOR DAS BANDAS DE 1/1 OITAVA PARA EQUAÇÕES 54 A 56

Tipo do Ventilador	f [Hz]	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Centrífugo: pás curvadas para trás	-4	-6	-9	-11	-13	-16	-19	-22	
Centrífugo: pás curvadas para frente	-2	-6	-13	-18	-19	-22	-25	-30	
Centrífugo: 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	

MALING, G.C.J. [ 48 ], em 1963 propôs uma equação em função de parâmetros geométricos, coeficientes adimensionais, frequência e coeficientes obtidos experimentalmente, conforme escrito na próxima equação. Os experimentos de MALING, G.C.J. [ 48 ] foram realizados em três diferentes ventiladores centrífugos com pás curvadas para frente.

$$L_{W_{a-\infty}} = 10 \log((39,37d_5)^2 M^4) + 10 \log(k(s_a, \varphi)) + 170 \quad ( 57 )$$

onde,

$$s_a = \frac{f_a}{n} \quad ( 58 )$$

$L_{W_{a-\infty}}$  é o nível de potência sonora (dB, referência de  $10^{-13}$  W) emitida acima da frequência de corte ( $f_a$ ) em Hz;

$d_5$  é o diâmetro externo do rotor em m;

$M$  número de Mach;

e  $K(s_a, \varphi)$  é uma função dependente do parâmetro adimensional de frequência,  $s_a$ , e do coeficiente de volume,  $\varphi$ , essa função é obtida experimentalmente (MALING, G.C.J. [ 48 ]).

No ano de 1967, baseado em experimentos realizados em oito ventiladores centrífugos com distintas configurações de pás, GROFF, G. C.; SCHREINER, J. R.; BULLOCK, C. E. [ 25 ] propôs uma metodologia para predição de  $L_w$  similar à proposta por BERANEK L.L., KAMPERMAN W. AND ALLEN C.H. [ 23 ] de 1955 (equação 55), porém acrescentada de termos que levam em consideração o rendimento e o incremento devido à BPF. A qual é expressa em dB, referência de  $10^{-12}$  W.

$$L_w = 10 \log(\dot{V}_{cfm}) + \alpha 10 \log(\Delta P_{s\_inH_2O}) + K_{\alpha r} + m_{\eta}(\eta_{s0} - \eta_s) + T_{BPF} \quad ( 59 )$$

onde,

$\dot{V}_{cfm}$  é a vazão volumétrica em cfm.

$\Delta P_{s\_inH_2O}$  é a pressão estática em inH<sub>2</sub>O;

$\alpha$  expoente da pressão estática observado experimentalmente, varia em função das bandas de oitava;

$K_{\alpha r}$  é o nível de potência sonora reduzido em dB, o qual varia em função das bandas de oitava e do ponto de operação;

$m_{\eta}$  é a inclinação da curva do nível de potência sonora reduzido e o rendimento, o qual varia com as bandas de oitava;

$\eta_{s0}$  é a referência de rendimento estático;

$\eta_s$  é o rendimento estático no ponto de operação;

e  $T_{BPF}$  é o incremento em dB, na banda de oitava devido à BPF.

A referência ECK, B. [ 14 ] inclui o trabalho executado por REGENSCHER, B. [ 49 ] que propõe várias equações para cálculo de  $L_w$  em função de vários parâmetros, como variáveis geométricas, de desempenho aerodinâmico e coeficientes adimensionais. REGENSCHER, B. [ 49 ] apresenta cinco equações para cada tipo de ventilador, centrífugos e axiais, de forma generalizada, apenas combina algumas variáveis para que as equações sejam expressas em função de determinadas variáveis, a seguir são escritas as cinco equações aplicadas aos ventiladores centrífugos.

$$L_W = 64,9 + 10 \log(\dot{V}) + 20 \log\left(\frac{\Delta P_t}{9.81}\right) + 10 \log\left(\frac{1}{\psi}\left(\frac{1}{\eta} - 1\right)\right) \quad (60)$$

$$L_W = 73,4 - 0,016 T + 10 \log(W_{abs}) + 20 \log(u_5) + 10 \log(1 - \eta) \quad (61)$$

$$L_W = 41,3 - 0,032 T + 50 \log(u_5) + 10 \log(A_r) + 10 \log\left(\varphi\psi\left(\frac{1}{\eta} - 1\right)\right) \quad (62)$$

$$L_W = 40,3 - 0,032 T + 50 \log(u_5) + 20 \log(d_5) + 10 \log\left(\varphi\psi\left(\frac{1}{\eta} - 1\right)\right) \quad (63)$$

$$L_W = -23,7 - 0,032 T + 70 \log(d_5) + 50 \log(n) + 10 \log\left(\varphi\psi\left(\frac{1}{\eta} - 1\right)\right) \quad (64)$$

onde,

$\Delta P_t$  é a pressão total do ventilador em Pa;

$T$  é a temperatura do ar na entrada do ventilador em °C;

$A_r$  área de referência em m<sup>2</sup>, a qual é calculada por:

$$A_r = \frac{\pi d_5^2}{4} \quad (65)$$

e as demais variáveis já foram definidas anteriormente e suas unidades são dadas:  $\dot{V}$  em m<sup>3</sup>/s;  $W_{abs}$  em kW;  $u_5$  em m/s;  $d_5$  em m e  $n$  em RPM.

Em 1979 GRAHAM, J. B. [ 24 ] apresentou uma metodologia semelhante à proposta por BERANEK L.L., KAMPERMAN W. AND ALLEN C.H. [ 46 ] em 1955, porém incluindo o incremento de ruído provocado pela BPF e

amplificando a gama de ventiladores. A próxima equação é utilizada para todos os tipos de ventiladores.

$$L_W = K_G + 10 \log(\dot{V}) + 20 \log(\Delta P_{t_{kPa}}) + C_G \quad ( 66 )$$

onde,

$L_W$  em dB, referência de  $10^{-12}$  W;

Os valores de  $K_G$  (relativo as frequências das bandas de oitava) e

$C_G$  (relativo à *BPF*) são obtidos da TABELA 3;

e  $\Delta P_{t_{kPa}}$  é a pressão total do ventilador em kPa.

No capítulo sobre predição de ruído datado de 2000, Lamancusa cita a metodologia utilizada pela ASHRAE HANDBOOK [ 50 ] para calcular o nível de ruído gerado por ventiladores, a qual se assemelha com a metodologia proposta por GRAHAM, J. B. [ 24 ], porém considera o rendimento da máquina, conforme apresenta a equação:

$$L_W = K_W + 10 \log(\dot{V}_{cfm}) + 20 \log(\Delta P_{t_{inH_2O}}) + C_{BPF} + C_N \quad ( 67 )$$

onde,

$L_W$  em dB, referência de  $10^{-12}$  W;

$\Delta P_{t_{inH_2O}}$  é a pressão total em inH<sub>2</sub>O;

Os valores de  $K_W$  (relativo as frequências das bandas de oitava) e  $C_{BPF}$  (relativo à *BPF*) são obtidos da TABELA 4;

e  $C_N$ , que é o fator de correção em dB devido ao rendimento do ventilador é dado pela seguinte expressão:

$$C_N = 10 + 10 \log\left(\frac{1 - \eta}{\eta}\right) \quad ( 68 )$$

sendo que  $\eta$  é o rendimento do ventilador.

TABELA 3 – FATOR DAS BANDAS DE 1/1 OITAVA PARA EQUAÇÃO 66

Tipo do Ventilador	$d_s$ [mm]	f [Hz]								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	BPF
Centrífugo: aerofólio, pás curvadas, ou inclinadas para trás	>750	80	80	79	77	76	71	63	55	3
	<750	84	86	84	82	81	76	68	60	3
Centrífugo: radial modificado	>1000	93	90	88	88	83	78	75	74	5
	<1000	96	95	93	93	88	83	80	79	5
Centrífugo: soprador radial	>1000	93	87	90	87	85	80	78	77	8
	>1000 e > 500	103	96	96	93	93	88	86	85	8
	<500	111	105	106	98	92	87	86	81	8
Centrífugo: radial para transporte de materiais	>1000	98	94	90	87	83	78	75	74	7
	<1000	110	106	100	91	88	85	80	86	7
Centrífugo: pás curvadas para frente	Todos	95	91	86	81	76	73	71	68	2
Axial aletado	>1000	87	84	86	87	85	82	80	70	6
	<1000	85	87	91	91	91	89	86	80	6
Axial tubular	>1000	89	87	91	89	87	85	82	75	7
	<1000	88	89	95	94	92	91	85	83	7
Axial tipo hélice	Todos	96	93	94	92	90	90	88	86	5
Torre de resfriamento	Todos	96	99	106	104	103	100	94	88	5

TABELA 4 – FATOR DAS BANDAS DE 1/1 OITAVA PARA EQUAÇÃO 67

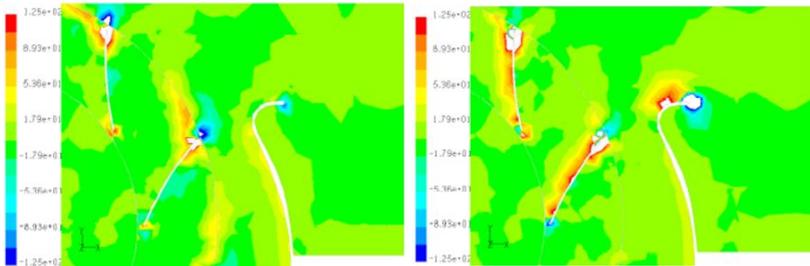
Tipo do Ventilador	f [Hz]	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	BPF
Centrífugo: aerofólio	35	35	34	32	31	26	18	10	3	
Centrífugo: pás curvadas, ou inclinadas para trás	35	35	34	32	31	26	18	10	3	
Centrífugo: radial	48	45	43	43	38	33	30	29	5-8	
Centrífugo: pás curvadas para frente	40	38	38	34	28	24	21	15	2	
Axial aletado	42	39	41	42	40	37	35	25	6-8	
Axial tubular	44	42	46	44	42	40	37	30	6-8	
Axial tipo hélice	51	48	49	47	45	45	43	31	5-7	
Centrífugo tubular	46	43	43	38	37	32	28	25	4-6	

Todas as metodologias citadas anteriormente baseiam-se em cálculos analíticos alimentados por parâmetros geométricos, de desempenho, coeficientes adimensionais e/ou fatores empíricos.

Inúmeros trabalhos, que utilizam técnicas computacionais numéricas para predição do ruído gerado por ventiladores a partir do campo do escoamento, têm sido publicados, conforme exemplos:

VELARDE, S.; et al. [ 51 ] 2002 utiliza uma equação formulada por POWELL, A. [ 52 ] em 1964, a qual associa a formação de vórtices à geração de ruído, para estimar o ruído aerodinâmico tonal gerado por um ventilador centrífugo de pás curvadas para trás. Para obtenção dos resultados foi utilizado uma simulação numérica tridimensional, transiente. Nesse trabalho são apresentados como resultados os contornos dos termos fonte

acústicos, na FIGURA 23 são apresentados parte desses resultados para dois ventiladores distintos.



(a) ROTOR 400 mm,  $\varphi = 0,07$       (b) ROTOR 400 mm,  $\varphi = 0,17$

FIGURA 23 – CONTORNOS DOS TERMOS FONTE ACÚSTICOS

Fonte: VELARDE, S.; et al. [ 51 ]

Estudos como os de TAJADURA, R. B.; VELARDE, S. V.; HURTADO, J. P. C. [ 53 ] utilizam simulações tridimensionais, transientes de ventiladores centrífugos para estimativa do ruído através de analogias acústicas que utilizam os modelos de FFWCS WILLIAMS, J. E.; HAWKINGS, D. L [ 33 ] baseados em LIGHTHILL, M. J. [ 31 ].

REESE, H.; CAROLUS, T.; KATO, C. [ 47 ] utilizaram métodos avançados de aeroacústica computacional (CAA – *computational aeroacoustics*) para avaliação das fontes de ruído de um ventilador axial de baixa pressão. As simulações de dinâmica dos fluidos computacional (CFD - *computational fluid dynamics*) foram do tipo tridimensional, transiente, onde se comparou as técnicas que usam equações de Navier-Stokes com média de Reynolds transiente (URANS - *unsteady Reynolds-averaged Navier–Stokes*), simulações de grandes escalas (LES - *large-eddy simulation*), simulações de vórtices desprendidos (DES - *detached-eddy simulation*) e simulações de escalas adaptativas (SAS - *Scale-Adaptive Simulation*). E para predição da radiação sonora foi empregado as analogias de FFWCS WILLIAMS, J. E.; HAWKINGS, D. L [ 33 ]. A FIGURA 24 mostra os resultados obtidos do campo de velocidades normalizadas para os modelos simulados, nota-se que o LES permite capturar os fenômenos do escoamento com maior precisão, porém o custo computacional é muito superior. A referência WAGNER, C. A.; HÜTTI, T.; SAGAUT, P. [ 90 ] aborda o conceito de CAA com maior profundidade.

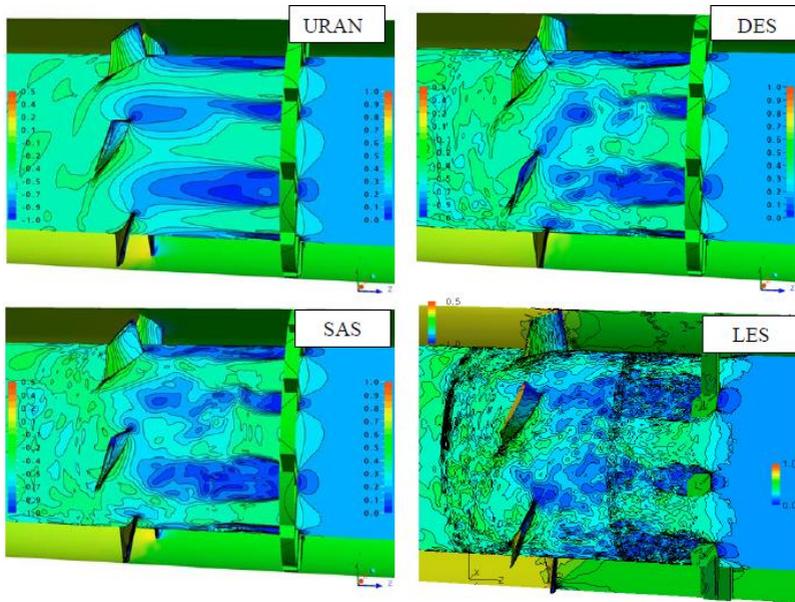


FIGURA 24 – CAMPO DE VELOCIDADES NORMALIZADAS  
 Fonte: REESE, H.; CAROLUS, T.; KATO, C. [ 47 ]

Os espectros de pressão sonora, medidos e simulados, à jusante do rotor são apresentados na FIGURA 25, nota-se que os resultados obtidos com o *LES* são os que mais se aproximam dos espectros experimentais, porém, conforme apresentado em REESE, H.; CAROLUS, T.; KATO, C. [ 47 ] o número de elementos da malha e tempo de simulação são bem mais elevados que os dos outros modelos, resultando em elevados custos computacionais.

O emprego das metodologias apresentadas para predição do ruído gerado por ventiladores deve ser ponderado de acordo com cada objetivo. Conforme apresentado em todas as metodologias descritas, tanto os métodos analíticos como os métodos numéricos devem ser calibrados e validados para cada tipo de aplicação e sua respectiva precisão desejada.

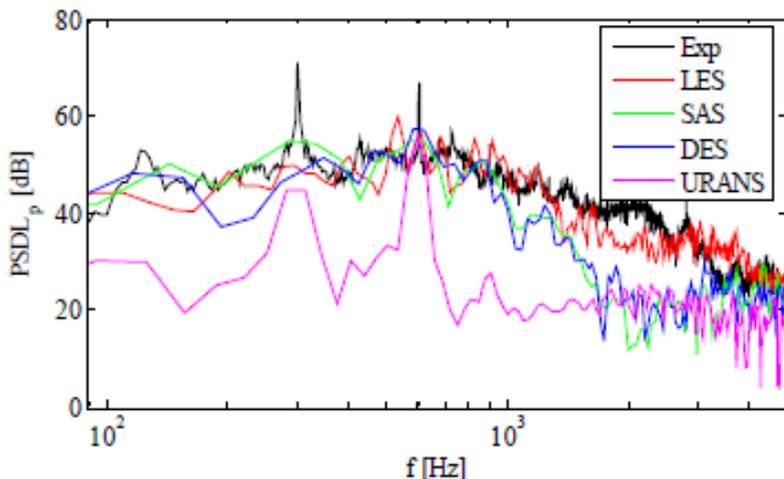


FIGURA 25 – ESPECTROS DO NÍVEL DE PRESSÃO SONORA SIMULADOS E EXPERIMENTAIS

Fonte: REESE, H.; CAROLUS, T.; KATO, C. [ 47 ]

De forma geral o método analítico é vantajoso quando se deseja obter o nível de potência sonora em um curto espaço de tempo, por exemplo, em procedimentos que envolvem otimização do ventilador e a variável  $L_w$  é uma das variáveis de projeto. Contudo, o método computacional pode apresentar superioridade em relação ao analítico em casos onde deseja-se localizar as regiões de geração de ruído aerodinâmicos. Ressalta-se que para capturar as características do ruído, as simulações devem ser transientes e as malhas necessitam ser bastante refinadas, o que eleva o custo computacional.

### 2.3. DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

A dinâmica dos fluidos computacional é o conjunto de metodologias que permite a realização de simulações numéricas de escoamentos de fluidos através de computadores. Essas metodologias consistem, basicamente, em transformar sistemas reais em ambientes ou produtos virtuais, permitindo que os computadores resolvam as leis que governam o movimento dos fluidos através de geometrias modeladas e discretizadas no próprio computador. Isto permite agilidade na análise de

protótipos, através da criação e simulação de protótipos virtuais. Além da redução do número de protótipos reais a serem fabricados, as técnicas de *CFD* permitem visualizar todo o comportamento do sistema através de ferramentas de visualização computacional e também possibilita processos de otimização que experimentalmente tornam-se lentos, muito custosos e em alguns casos impossíveis de serem realizados experimentalmente.

### 2.3.1. Estrutura da Técnica de Simulação em *CFD*

HIRSCH, C. [ 54 ] apresenta as principais etapas que compõem uma simulação em *CFD*. A FIGURA 26 ilustra essas etapas, que são divididas em cinco partes:

- **Etapa I:** Seleção do modelo matemático e definição do nível de aproximação com a realidade;

- **Etapa II:** Fase de discretização, a qual se divide em duas, a primeira consiste na discretização do espaço, que resulta na geração de malha. E a segunda na discretização das equações;

- **Etapa III:** Nesta fase é definido o esquema numérico a ser utilizado e suas propriedades de estabilidade e a precisão que deve atendida.

- **Etapa IV:** Solução do esquema numérico, que depende do tempo de integração, do sistema algébrico e de técnicas aceleração de convergência.

- **Etapa V:** Pós-processamento gráfico dos resultados numéricos para entendimento e interpretação da física simulada.

Uma abordagem completa de *CFD* é bastante ampla e não faria sentido incorporar neste trabalho, portanto nos próximos subitens serão apresentados apenas os conceitos essenciais para compreensão desse trabalho.

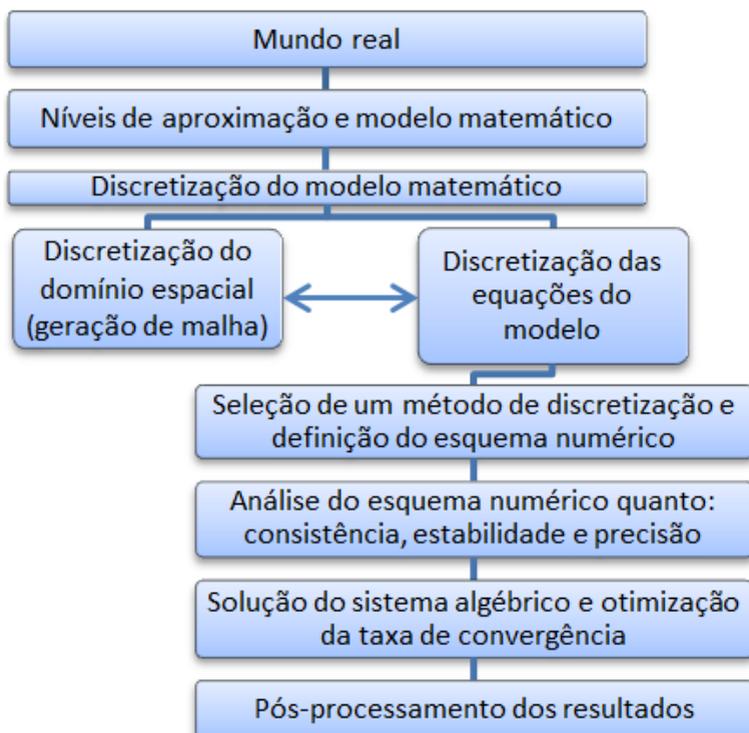


FIGURA 26 – ESTRUTURA DE UMA SIMULAÇÃO DE *CFD*

### 2.3.2. Equações Fundamentais da Dinâmica dos Fluidos

Muitos escoamentos são reconhecidos por sua complexidade, principalmente devido ao fenômeno da turbulência, a qual consiste em uma instabilidade do escoamento e que é um elemento dominante na maioria dos escoamentos encontrados na natureza e na indústria.

O princípio da conservação é o conceito fundamental para o modelamento matemático em *CFD*, as leis da conservação dos escoamentos em fluidos são definidas pela conservação das seguintes grandezas: massa, quantidade de movimento linear e

energia. Com exceção da energia<sup>1</sup> as equações da massa e quantidade de movimento linear são definidas a seguir.

**Conservação da massa:** conforme a definição de HIRSCH, C. [ 54 ], a lei de conservação de massa é uma expressão geral de natureza cinemática, independente da natureza do fluido ou das forças que agem sobre o fluido. E parte do princípio que em um sistema fluido a massa não pode desaparecer ou ser criada. Utilizando a notação indicial, conforme apresentado em KAYS, W. M.; CRAWFORD, M. E. [ 55 ], a lei de conservação da massa é descrita pela seguinte equação.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad ( 69 )$$

onde,

$x_j$  são as coordenadas generalizadas;

e  $u_j$  as velocidades generalizadas.

**Quantidade de movimento linear ou momento linear:**

aplicando a segunda lei de Newton em um volume de controle, pode-se afirmar que a soma de todas as forças externas atuando sobre o volume é igual à taxa de variação no tempo da sua quantidade de movimento linear. A partir deste princípio, conforme apresentado em KAYS, W. M.; CRAWFORD, M. E. [ 55 ], obtém-se a equação da conservação da quantidade de movimento linear em sua forma conservativa e em notação indicial:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = f_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial(\tau_{ij})}{\partial x_j} \quad ( 70 )$$

Os termos do lado esquerdo representam a taxa de variação da quantidade de movimento e do lado direito representam o somatório das forças externas (de superfície e de campo) que atuam no volume de controle. Esses termos são dados em unidade de força por unidade de volume.

Especificamente,

---

<sup>1</sup> A equação da energia não será utilizada nesse trabalho, pois o escoamento é considerado isotérmico.

$f_j$  são as forças de campo, como por exemplo a gravitacional, eletromagnética ou centrífuga;

$\frac{\partial p}{\partial x_i}$  são as forças de pressão hidrostática;

e  $\frac{\partial(\tau_{ij})}{\partial x_j}$  são as forças devido às deformações do fluido.

Onde o somatório dos dois últimos termos da equação 70 compõe o tensor das tensões. Ao considerar um fluido newtoniano com viscosidade dinâmica,  $\mu$ , o tensor das tensões viscosas,  $\tau_{ij}$ , pode ser decomposto da seguinte forma:

$$\tau_{ij} = 2\mu \left( S_{ij} - \frac{1}{3} \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} \delta_{ij} \right) \quad ( 71 )$$

Onde o primeiro termo da expressão entre parênteses  $S_{ij}$  é o tensor taxa de deformação representado na equação 72 e o segundo termo é a parte simétrica do tensor de deformação, onde  $\delta_{ij}$  é o delta de Kronecker ou tensor identidade.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad ( 72 )$$

Ao substituir as equações 72 e 71 na equação 70, obtêm-se a equação de Navier-Stokes para um fluido newtoniano. De acordo com FOX, R. W.; McDONALD, A. T. [ 19 ], essa equação pode ser bastante simplificada dependendo das características do escoamento, por exemplo, se o escoamento estiver em regime permanente, for incompressível, sem atrito e ao longo de uma linha de corrente, a equação de Navier-Stokes reduz-se a equação de Bernoulli:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = cte \quad ( 73 )$$

Em situações onde o escoamento está em regime permanente, incompressível e as forças de campo são desprezíveis, a equação de Navier-Stokes é escrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial(\tau_{ij})}{\partial x_j} \quad ( 74 )$$

Para escoamentos pertencentes a um sistema de referência rotativa, girando a uma velocidade angular constante,  $\omega$ , as forças de campo geradas devido ao efeito de rotação são as forças de Coriolis e centrífuga<sup>2</sup>. Portanto, ao realizar as mesmas considerações da equação 74 e acrescentar as forças de campo devido à rotação constante, conforme notação de ANSYS, Inc [ 56 ], têm-se:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial(\tau_{ij})}{\partial x_j} - \frac{\text{Coriolis}}{2\rho\omega \times U} - \underbrace{\frac{\text{Centrífuga}}{\rho\omega \times (\omega \times r)}} \quad ( 75 )$$

onde,  $r$  é o vetor posição que localiza cada volume do sistema em relação ao sistema de coordenadas;  
e  $U$  é a velocidade relativa entre o sistema rotativo e a referência global.

Conforme DESCHAMPS, J. C. [ 57 ], a solução completa das equações de Navier-Stokes fornecem os campos de velocidade e pressão e conseqüentemente a descrição rigorosa do fenômeno da turbulência, porém as soluções numéricas dessas equações tornam-se muito dispendiosas ou inviáveis para os problemas de engenharia. Pois, o escoamento turbulento é sempre tridimensional e transiente, caracterizado pela presença de vórtices, que possuem larga faixa de escalas de comprimento e de tempo, as quais requerem níveis de discretização espacial e temporais extremamente pequenos para sua correta solução.

---

<sup>2</sup> No presente texto a nomenclatura adotada para a componente de força devido à rotação do sistema será a mesma de NUSSENZVEIG, H. M. [ 58 ] (centrífuga, direcionada para fora do eixo de rotação), porém outros autores utilizam força centrípeta. As duas nomenclaturas indicam forças na mesma direção, porém em sentidos contrários.

Estes tipos de simulações, conhecidas como simulações numéricas diretas (*DNS*) atualmente são realizadas em casos de escoamentos e geometrias relativamente simples, com o objetivo de obter informações complexas ou impossíveis em medições experimentais.

Uma alternativa às *DNS* são as simulações de grandes escalas (*LES*), as quais são similares às simulações do tipo *DNS* caracterizadas por serem tridimensionais e transientes, pois atuam com intuito de resolverem parte da turbulência. Apesar das simplificações incorporadas, a demanda computacional é ainda inviável para a maioria das situações industriais, quanto à utilização de simulações do tipo *LES*. Portanto, a formulação largamente utilizada em *CFD* para solução de escoamentos turbulentos é baseada nas equações de Navier-Stokes com média de Reynolds (*RANS*), onde são utilizados modelos de turbulência para simplificar algumas características do escoamento.

**Modelos de turbulência:** além da impraticabilidade da solução completa das equações de Navier-Stokes em termos computacionais, a maioria dos problemas industriais requerem somente a solução macro, ou parte do fenômeno do escoamento. Portanto, para eliminar a necessidade de resolver todos os detalhes do escoamento utiliza-se uma média temporal ( $U_{i(t)}$ ) das variações como a definida por Osborne Reynolds (DESCHAMPS, J. C. [ 57 ]):

$$U_{i(t)} = \frac{1}{T} \int_{t_0 - \frac{T_{min}}{2}}^{t_0 + \frac{T_{min}}{2}} \tilde{U}_{i(t)} dt \quad ( 76 )$$

onde,

$T_{min}$  define um tempo mínimo necessário para realização da média;

$t_0$  é o tempo inicial;

e  $\tilde{U}_{i(t)}$  é a velocidade média instantânea.

Em *CFD*, os modelos de turbulência mais usados incorporam este conceito de média temporal, o conceito e demonstração da obtenção dos modelos de turbulência não estão em foco e podem ser consultados em referências como POPE, S.

B. [ 59 ], SCHLICHTING, H. [ 60 ] e TENNEKES, H.; LUMLEY, J. L. [ 61 ].

Os modelos de turbulência mais utilizados nas aplicações industriais são os modelos de duas equações, pois oferecem generalidade e flexibilidade suficientes para a solução dos casos frequentes. Dentre esses modelos estão o  $k-\varepsilon$ ,  $k-\omega$  e  $k-\omega$  baseado no transporte da tensão cisalhante, SST, apresentados adiante. Conforme FREIRE, A. P. S.; ILHA, A.; COLAÇO, M. J. [ 62 ], os modelos de duas equações utilizam duas equações diferenciais de transporte de propriedades turbulentas, configurando-se como modelos de fechamento completos. Ambos adotam uma equação de transporte para a energia cinética turbulenta,  $k$  e a segunda equação refere-se a alguma variável relacionada à viscosidade cinética turbulenta,  $\mu_t$ .

O modelo  $k-\varepsilon$  utiliza a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta por unidade de massa,  $\varepsilon$ . O  $k-\varepsilon$  é considerado como um modelo robusto, porém não consegue capturar corretamente o descolamento dos escoamentos (VERARDI, M. [ 28 ]), outra deficiência desse modelo é na previsão de escoamentos afastados da condição de equilíbrio local (DESCHAMPS, C. J. [ 57 ]). De forma geral os modelos de turbulência baseados em equações da taxa de dissipação viscosa, como o  $\varepsilon$ , predizem o ponto de descolamento mais afastado que o ponto real, subestimando o valor de forças de arraste em corpos submersos (ANSYS, Inc.[ 56 ]).

O modelo  $k-\omega$  utiliza a taxa de dissipação de energia por unidade de volume e tempo,  $\omega$ , conforme definido em FREIRE, A. P. S.; ILHA, A.; COLAÇO, M. J. [ 62 ]. Esse modelo apresenta melhores resultados próximo à parede quando comparado ao  $k-\varepsilon$ , definindo mais precisamente o descolamento da camada limite. Porém, em escoamentos livres, afastados da parede o modelo  $k-\varepsilon$  consegue predições mais realísticas do escoamento.

No modelo SST são combinadas as melhores características dos modelos  $k-\varepsilon$  e  $k-\omega$  para melhor predição do escoamento próximo e afastado da parede. Conforme proposto em VIESER, W.; ESCH, T.; MENTER, F. [ 63 ], para unificar os dois modelos já citados no SST introduz-se uma função de mistura,  $F_{SST,1}$ , que na superfície da parede possui um valor igual a um e na região afastada igual a zero, ou seja, na parede essa

função ativa o  $k$ - $\omega$  e no escoamento livre ativa o  $k$ - $\varepsilon$ . A seguir apresenta-se a formulação do SST.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = (\tilde{P}_k - \beta^* \rho k \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) \quad ( 77 )$$

e

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \omega)}{\partial x_i} = & \\ \left( \frac{\gamma}{\nu_t} P_k - \beta \rho \omega^2 \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right) + (1 & \\ - F_{SST,1}) \left( 2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right) & \end{aligned} \quad ( 78 )$$

onde,

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad \text{e} \quad \Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad ( 79 )$$

$$\nu_t = \frac{\mu_t}{\rho} \quad ( 80 )$$

$$P_k = \tau_{ij} \frac{\partial(u_i)}{\partial x_j} \quad \text{e} \quad \tilde{P}_k = \min(P_k; c_l \varepsilon) \quad ( 81 )$$

As constantes do modelo são determinadas experimentalmente e por otimização computacional (VERARDI, M. [ 28 ]), sendo:

$$\begin{aligned} \beta^* &= 0,090 ; \beta = 3/40 ; \sigma_{\omega 2} = 1,168 ; \\ c_l &= 10,000 ; \sigma_\omega = 2,000 ; \\ \text{para } k\text{-}\varepsilon: \quad \sigma_{k2} &= 1,000 ; \gamma_2 = 0,4403 \\ \text{para } k\text{-}\omega: \quad \sigma_{k1} &= 2,000 ; \gamma_1 = 0,5532 \end{aligned} \quad ( 82 )$$

$$\sigma_k = F_{SST,1} \sigma_{k1} + (1 - F_{SST,1}) \sigma_{k2} \quad ( 83 )$$

$$\gamma = F_{SST,1} \gamma_{k1} + (1 - F_{SST,1}) \gamma_{k2} \quad ( 84 )$$

Para a função de mistura assume-se:

$$F_{SST,1} = \tanh(\arg_{SST,1}^4) \quad ( 85 )$$

onde,

$$\arg_{SST,1} = \min\left(\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}; \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right); \frac{4 \rho k}{CD_{k\omega} \sigma_{\omega 2} y^2}\right) \quad ( 86 )$$

e

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho \frac{1}{\omega \sigma_{\omega 2}} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}; 10^{-10}\right) \quad ( 87 )$$

onde,  $y$  é distância a partir da superfície não deslizante.

$$\mu_t = \rho \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega; S_{SST} F_{SST,2})} \quad ( 88 )$$

onde,  $a_1 = 0,310$ ;

e  $F_{SST,2}$  tende a 0 no interior da camada limite e a 1 em escoamentos livres, esta metodologia visa corrigir a previsão do ponto de separação do escoamento em superfícies lisas, deficiência que o modelo  $k-\omega$  baseado em SST ainda apresenta, caso não haja esta correção, conforme proposto por VIESER, W.; ESCH, T.; MENTER, F. [ 63 ]. Seguem os cálculos para as variáveis da equação 88:

$$F_{SST,2} = \tanh(\arg_{SST,2}^2) \quad ( 89 )$$

onde,

$$\arg_{SST,2} = \max\left(2 \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}; \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right) \quad ( 90 )$$

e  $S_{SST}$ , que é uma medida invariante do tensor taxa de deformação  $S_{ij}$  é calculada por:

$$S_{SST,2} = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad ( 91 )$$

### 2.3.3. Método de Discretização e Esquema Numérico

Após definição do modelo matemático na subsecção 2.3.2, o próximo passo consiste na escolha do método de discretização. Dentre os métodos mais conhecidos o método dos volumes finitos (FVM) foi o método utilizado para determinação das propriedades do escoamento. De acordo com HIRSCH, C. [ 54 ], o FVM utiliza a forma integral das equações das leis de conservação para a discretização, é atualmente o método mais utilizado no universo de *CFD*, pois possui simplicidade conceitual e é relativamente fácil de aplicar para ambos tipos de malhas, estruturadas e não estruturadas.

Para determinação das propriedades do escoamento, foi usado como ferramenta de *CFD* o código comercial ANSYS CFX - Versão 14.0, o qual utiliza o método dos volumes finitos baseado em elementos (EbFVM). O EbFVM pertence à classe dos FVM e foi concebido para agregar algumas características do método dos elementos finitos, como o emprego de malhas não estruturadas e funções de forma (MALISKA, C. R. [ 64 ]). A eficiência desse código associada às considerações adotadas e descritas nas próximas seções para cálculo do escoamento em VFARR já foi comprovada, conforme apresentado em VERARDI, M. [ 28 ] e PALADINO, E.; et al. [ 65 ].

Os termos de convecção (ou advecção), representados no lado esquerdo da igualdade da equação 70, são calculados através de um esquema de alta resolução que possibilita uma boa precisão. Esse esquema evita problemas de oscilações e difusões numéricas as quais não possuem sentido físico. E os termos de difusão, último termo da equação 70 e o termo da pressão são obtidos através de interpolação linear, detalhes sobre os esquemas numéricos podem ser consultados em ANSYS, Inc [ 56 ], PATANKAR, S. V. [ 66 ] e RHIE, C. M.; CHOW, W. L. [ 67 ].

## 2.4. ACÚSTICA COMPUTACIONAL

Cavidades com aberturas possuem modos de ressonância acústica devido ao volume de ar enclausurado em seu interior, ao analisar geometricamente o espaço existente entre o interior da carcaça defletora e a carcaça estrutural identifica-se uma espécie de cavidade com abertura, como destacado pela linha pontilhada na FIGURA 27.

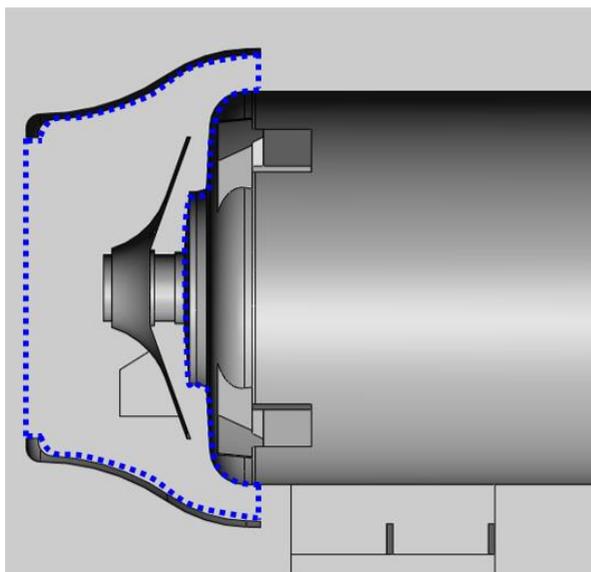


FIGURA 27 – CAVIDADE COM ABERTURA EM VFARR

Analogamente à definição de KINSLER, C. R. et al. [ 66 ] para ambientes enclausurados, as cavidades como as existentes em VFARR respondem substancialmente aos sons cujas frequências coincidem, ou são imediatamente vizinhas, às frequências dos seus modos de ressonância acústica. Cada modo de ressonância possui um comportamento espacial de distribuição de pressão apresentando regiões de nós (amplitude = 0) e anti-nós (máxima amplitude). Esses modos podem descaracterizar uma fonte acústica, amplificando ou atenuando o som em determinadas frequências. Portanto, o ruído sonoro gerado por um ventilador pode sofrer algum tipo de amplificação indesejada

devido à cavidade formada pela carcaça defletora, conforme apresentado em NODA, S.; MIZUNO, S.; SUZUKI, K. [ 69 ].

#### 2.4.1. Modelamento dos Modos Acústicos

Os modos de ressonância acústica e suas frequências podem ser calculados através de uma análise modal acústica do ar delimitado pela carcaça defletora e a carcaça estrutural, devido à complexidade da geometria essa análise pode ser realizada através de simulações numéricas.

A equação que rege o fenômeno dos modos acústicos é obtida a partir das equações da conservação da massa e de Navier-Stokes, que ao serem simplificadas obtêm-se a equação da onda (ANSYS, Inc [ 70 ]). De acordo com KINSLER, C. R. et al. [ 66 ], ao realizar as seguintes considerações:

- Fluido compressível, onde a massa específica do fluido varia em função da pressão;
- Fluido invíscido, ou seja, sem dissipação viscosa;
- Fluido estacionário;
- E massa específica e pressão de referência constante em todo o fluido.

A equação da onda é escrita da seguinte forma:

$$\nabla^2 P - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = 0 \quad ( 92 )$$

sendo que, o operador  $\nabla^2$  é o divergente do gradiente, ou o Laplaciano, que em coordenadas cartesianas, representa:

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad ( 93 )$$

$P$  representa a flutuação na pressão do meio (pressão acústica);  $c$  é a velocidade do som no fluido, definida por:

$$c = \sqrt{\frac{\gamma P_0}{\rho_0}} = \sqrt{\gamma RT} \quad ( 94 )$$

$\gamma$  é a razão entre o calor específico do gás a pressão constante e o calor específico do gás com volume constante;

$P_0$  é a pressão de referência do meio;

$\rho_0$  é a massa específica de referência do meio;

$R$  é a constante universal dos gases;

e  $T$  é a temperatura do gás em K.

Conforme apresentado em ANSYS, Inc [ 70 ], para a pressão variando harmonicamente:

$$P = \bar{P}e^{j\omega t} \quad ( 95 )$$

onde,

$\bar{P}$  é a amplitude da pressão;

$$j = \sqrt{-1} \quad e \quad \omega = 2\pi f \quad ( 96 )$$

sendo que,  $f$  é a frequência de oscilação da pressão.

A equação 92 reduz-se à equação de Helmholtz:

$$\nabla^2 \bar{P} - \frac{\omega^2}{c^2} \bar{P} = 0 \quad ( 97 )$$

Ao discretizar a equação da onda usando o método de Galerkin, desprezando os efeitos da interação entre fluido-estrutura e da dissipação de energia devido ao amortecimento, a equação 92 pode ser escrita, conforme dedução apresentada em ANSYS, Inc [ 70 ] e utilizando a mesma notação, por:

$$[M_e]\{\ddot{P}_e\} - [K_e]\{P_e\} = 0 \quad ( 98 )$$

onde,

$[M_e]$  é a matriz de massa;

$\{\ddot{P}_e\}$  é o vetor das derivadas segunda no tempo das pressões nodais;

$[K_e]$  é a matriz rigidez;

e  $\{P_e\}$  é o vetor das pressões nodais.

Analogamente a uma análise modal estrutural, conforme apresentado em JORDAN, R. [ 72 ], as frequências naturais e seus respectivos modos de ressonância acústica são determinados através de metodologia aplicada em problemas de autovalores e autovetores, que correspondem ao quadrado das frequências naturais e à distribuição de pressão dos modos acústicos, conforme definido em FAHY, F.; WALKER, J. [ 73 ].

#### 2.4.2. Simulação Numérica dos Modos Acústicos

As simulações numéricas dos modos acústicos foram realizadas utilizando o método dos elementos finitos (*FEM*) para resolver a equação 98 discretizada da onda. Detalhes sobre as técnicas de *FEM* empregadas nesse trabalho não serão abordadas, mas podem ser consultadas com maior aprofundamento em referências como BATHE, K. J. [ 74 ], ZIENKIEWICZ, K. J.; TAYLOR, R. L. [ 75 ] e CHANDRUPATLA, T. R.; BELEGUNDU, A. D. [ 76 ].

### 2.5. OTIMIZAÇÃO

O conceito de otimização refere-se à análise de situações em que o objetivo é minimizar ou maximizar uma função, respeitando as restrições intrínsecas do problema, através da escolha sistemática dos valores das variáveis contidas no problema. As etapas de otimização normalmente constituem:

- definição do problema, que inclui a escolha da função objetivo, suas variáveis (ou variáveis de projeto) e restrições;
- escolha e aplicação do método ou algoritmo a ser usado para obtenção dos valores das variáveis que minimizam ou maximizam a função objetivo;
- etapa de análise dos resultados para confirmar a viabilidade da solução obtida.

#### 2.5.1. Definição da Função Objetivo

De acordo com ARORA, J. S. [ 77 ] geralmente a definição e formulação de um problema demanda aproximadamente 50 % do esforço total necessário para solucioná-lo, não existindo um

único critério para essa etapa. Portanto, no presente trabalho serão consideradas três variáveis de projeto,  $x_1$ ,  $x_2$  e  $x_3$  e uma função objetivo de segunda ordem do tipo:

$$f(x) = c^T x \quad ( 99 )$$

onde,  $c$  representa o vetor dos coeficientes que multiplicam os termos do polinômio referentes às variáveis de projeto.

$$c = \begin{bmatrix} c_0 \\ c_1 \\ c_2 \\ \vdots \\ c_9 \end{bmatrix} \quad ( 100 )$$

e  $x$  representa o vetor dos termos compostos pelas variáveis de projeto.

$$x = \begin{bmatrix} 1 \\ x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_1 \cdot x_2 \\ x_1 \cdot x_3 \\ x_2 \cdot x_3 \\ x_1^2 \\ x_2^2 \\ x_3^2 \end{bmatrix} \quad ( 101 )$$

A função  $f(x)$  foi obtida através de uma regressão polinomial a partir dos resultados obtidos por simulação numérica.

### 2.5.2. Método de Otimização

Todo o processo de otimização, incluindo a regressão polinomial foram executados no programa comercial Mathcad – Versão 15.0, o processo de otimização utiliza o método dos gradientes conjugados para minimizar a função objetivo. Em resumo, o método dos gradientes conjugados é um método

iterativo que busca o mínimo local da função através da atualização da direção de busca até que os critérios de convergência sejam alcançados, as referências ARORA, J. S. [ 77 ] e RAO, S. S. [ 78 ] abordam o método com mais profundidade.

O fluxo de trabalho do programa consiste em:

- entrada de dados, que inclui a função objetivo, valores iniciais para cada variável e as restrições;
- execução da ferramenta de otimização, utilização da função de minimização para a função objetivo;
- saída de resultados, nesta etapa são obtidos os valores das variáveis de projeto que minimizam a função objetivo.



### 3. METODOLOGIA

Nesta seção serão apresentadas as metodologias adotadas para o desenvolvimento do trabalho que incluem: a utilização dos métodos existentes de cálculo do nível de ruído aplicados para VFARR, apresentação de uma nova metodologia para cálculo do nível de ruído de VFARR, a verificação e validação dos métodos de CFD utilizados, definição do experimento do nível de ruído sonoro, validação dos métodos de ressonância acústica, otimização do rotor e validação da metodologia proposta.

#### 3.1. APLICAÇÃO DOS MÉTODOS EXISTENTES PARA CÁLCULO DE RUÍDO EM VFARR

Conforme apresentado na seção 2.2.4 existem diversos métodos propostos para estimar o nível de ruído gerado por ventiladores, dentre esses métodos alguns são generalizados ou não restringem seu emprego para os VFARR. Portanto, a primeira etapa de execução do trabalho consiste em verificar a precisão dos resultados gerados por tais métodos.

Os métodos propostos por BERANEK L.L., KAMPERMAN W. AND ALLEN C.H. [ 46 ] (1955), MALING, G.C.J. [ 48 ] (1963), GROFF, G. C.; SCHREINER, J. R.; BULLOCK, C. E. [ 25 ] (1967) e GRAHAM, J. B. [ 24 ] (1979) são compostos por parâmetros experimentais calibrados para famílias específicas de ventiladores convencionais que não incluem os VFARR, porém esses métodos foram executados em uma tentativa de encontrar uma família que possua características similares aos VFARR e que apresente resultados satisfatórios.

O método de BERANEK, L.L., KAMPERMAN W. AND ALLEN C.H. [ 46 ] (1954) é um método generalizado desenvolvido com base em experimentos de ventiladores centrífugos. REGENSCHER, B. [ 49 ] (1972) propõe cinco equações para predição do nível de ruído em ventiladores centrífugos, não limitando à famílias específicas de ventiladores. O método apresentado na ASHRAE HANDBOOK [ 50 ] (2000), considera oito famílias distintas de ventiladores, sendo quatro configurações de ventiladores centrífugos e quatro de ventiladores axiais,

incluído nos axiais é considerada uma família de ventiladores do tipo centrífugos tubulares, os quais se assemelham, construtivamente, com os VFARR.

De todos os métodos apresentados apenas os que possuem equações com termos logarítmicos da pressão estática não foram efetuados, pois como a variação da pressão estática dos VFARR é praticamente nula (conforme método definido na ANSI/ASHRAE 51-07 [ 11 ]), o termo logarítmico referente à pressão estática torna-se uma função indefinida inviabilizando sua utilização.

## 3.2. METODOLOGIA PROPOSTA PARA CÁLCULO DE RUÍDO EM VFARR

### 3.2.1. Dedução da Equação para Cálculo do Nível de Ruído

Com intuito de obter uma equação para cálculo do nível de ruído gerado por ventiladores os métodos apresentados por MALING, G.C.J. [ 48 ], GROFF, G. C.; SCHREINER, J. R.; BULLOCK, C. E. [ 25 ], REGENSCHEI, B. [ 49 ] e CHANAUD, R.C. [ 79 ] utilizam o mesmo princípio do teorema dos Pi de Buckingham, conforme apresentado em BRIDGMAN, P.W. [ 80 ], para obter um parâmetro acústico adimensional.

Em resumo, o teorema dos Pi de Buckingham consiste em uma relação entre parâmetros dimensionais que fornece um parâmetro de natureza adimensional, seu emprego permite desenvolver os parâmetros adimensionais de modo rápido e fácil, os quais são amplamente aplicados na mecânica dos fluidos (FOX, R. W.; McDONALD, A. T. [ 19 ]).

Similarmente, conforme proposto nas referências anteriormente citadas, propõe-se um parâmetro adimensional de potência acústica com objetivo de obter uma expressão que permita representar o nível de ruído gerado pelos VFARR. Esse parâmetro de potência acústica e a respectiva equação para cálculo do nível de ruído são determinados conforme sequência apresentada a seguir.

As perdas de um ventilador ( $W_{loss}$ ) podem ser calculadas pela equação:

$$W_{loss} = W_{abs} - W_h \quad ( 102 )$$

Escrevendo a potência absorvida em função do rendimento do ventilador, tem-se:

$$W_{abs} = \frac{W_h}{\eta} \quad ( 103 )$$

sendo que, a potência hidráulica ( $W_h$ ) é dada por:

$$W_h = \Delta P_t \dot{V} \quad ( 104 )$$

Então, substituindo as equações da 103 e 104 na equação 102, têm-se:

$$W_{loss} = \Delta P_t \dot{V} \left( \frac{1}{\eta} - 1 \right) \quad ( 105 )$$

Considerando que a potência sonora emitida ( $W_s$ ) possui uma relação com a velocidade periférica do diâmetro externo do rotor, vazão volumétrica, pressão total e o rendimento do ventilador, define-se aqui, um parâmetro acústico adimensional diferente dos propostos anteriormente por outros autores.

$$A_0 = \frac{W_s}{W_{loss}\eta} \Rightarrow A_0 = \frac{W_s}{\Delta P_t \dot{V} (1 - \eta)} \quad ( 106 )$$

De acordo com GROFF, G. C.; SCHREINER, J. R.; BULLOCK, C. E. [ 25 ] análises dimensionais têm mostrado que o ruído gerado por ventiladores podem ser relacionados com o coeficiente de pressão, o coeficiente de volume e o número de Mach. Esses coeficientes podem ser representados a partir das respectivas equações 20, 22 e 25 escritas de forma modificada, conforme segue.

Pressão total em função do coeficiente de pressão:

$$\psi = \frac{2\Delta P_t}{\rho u_5^2} \Rightarrow \Delta P_t = c_1 \rho d_5^2 n^2 \psi \quad ( 107 )$$

Vazão em função do coeficiente de volume:

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{\pi u_5 \frac{d_5^2}{4}} \Rightarrow \dot{V} = c_2 n d_5^3 \varphi \quad ( 108 )$$

Número de Mach:

$$M = \frac{u_5}{c_s} \Rightarrow M = c_3 \frac{n d_5}{c_s} \quad ( 109 )$$

onde,  $c_1$ ,  $c_2$ , ... e  $c_{10}$  são constantes originárias dos coeficientes adimensionais de referência ( $\psi$ ,  $\varphi$  e  $M$ ) e das combinações entre as mesmas.

Agora substituindo as equações 107 e 108 na equação 106, obtém-se:

$$A_0 = c_4 \frac{W_s}{\rho(1-\eta)d_5^5 n^3 \psi \varphi} \Rightarrow \quad ( 110 )$$

$$W_s = c_4 A_0 \rho(1-\eta)d_5^5 n^3 \psi \varphi$$

Em NEISE, W. [ 30 ] são apresentados os três mecanismos básicos de geração de ruído aerodinâmico em ventiladores, que são as fontes do tipo monopolo, dipolo e quadrupolo. Como mostrado por CHANAUD, R.C. [ 79 ] e apresentado anteriormente (equações 44, 45, 48 e 49) as potências sonoras emitidas por esses três mecanismos são respectivamente proporcionais a:

Potência sonora emitida por uma fonte do tipo monopolo:

$$W_m \propto d_5^6 n^4 \quad ( 111 )$$

Potência sonora emitida por uma fonte do tipo dipolo:

$$W_d \propto d_5^8 n^6 \quad ( 112 )$$

Potência sonora emitida por uma fonte do tipo quadrupolo:

$$W_q \propto d_5^{10} n^8 \quad ( 113 )$$

Logo, é possível definir parâmetros adimensionais para os três mecanismos utilizando uma razão em função do número de Mach. Portanto, o parâmetro adimensional referente à fonte monopolo é expresso por:

$$A_m = \frac{A_0}{M} \quad ( 114 )$$

Substituindo as equações 109 e 110 na equação 114 e trabalhando os termos, tem-se a potência sonora da fonte monopolo:

$$W_m = c_5 \frac{A_m \rho (1 - \eta) d_5^6 n^4 \psi \varphi}{c_s} \quad ( 115 )$$

Analogamente ao desenvolvimento executado para a fonte monopolo, obtém-se as equações para os parâmetros adimensionais e conseqüentemente para as potências emitidas para as fontes dipolo e quadrupolo, respectivamente apresentadas na seqüência:

$$A_d = \frac{A_0}{M^3} \Rightarrow W_m = c_6 \frac{A_d \rho (1 - \eta) d_5^8 n^6 \psi \varphi}{c_s^3} \quad ( 116 )$$

$$A_q = \frac{A_0}{M^5} \Rightarrow W_m = c_7 \frac{A_q \rho (1 - \eta) d_5^{10} n^8 \psi \varphi}{c_s^5} \quad ( 117 )$$

Fundamentado nos parâmetros adimensionais e nas potências sonoras referentes às três fontes de geração de ruído e seguindo o procedimento proposto por GROFF, G. C.; SCHREINER, J. R.; BULLOCK, C. E. [ 25 ], propõe-se um parâmetro adimensional generalizado, que possibilite representar todos os parâmetros adimensionais em apenas um:

$$A_\alpha = \frac{A_0}{M^{2\alpha-1}} \quad ( 118 )$$

onde,  $\alpha$  é igual a 1, 2 e 3 para o monopolo, dipolo e quadrupolo, respectivamente.

Assim, ao aplicar a mesma metodologia utilizada para obtenção da equação 115, obtém-se a equação para a potência sonora generalizada.

$$W_{\alpha} = c_8 \frac{A_{\alpha} \rho (1 - \eta) d_5^{2(\alpha+2)} n^{2(\alpha+1)} \psi \varphi}{c_s^{2\alpha-1}} \quad ( 119 )$$

A velocidade periférica inicialmente representada pela equação 21, pode ser escrita, de forma simplificada, por:

$$u_5 = c_9 n d_5 \quad ( 120 )$$

Trabalhando as equações 22, 119 e 120 obtém-se a equação da potência sonora gerada por ventiladores, representada a seguir:

$$W_s = a_s \dot{V} (1 - \eta) u_5^{2\alpha+1} \quad ( 121 )$$

onde,

$$a_s = c_{10} \frac{A_{\alpha} \rho \psi}{c_s^{2\alpha-1}} \quad ( 122 )$$

O termo  $a_s$  é uma função da geometria e do ponto de operação do ventilador e das propriedades do fluido, porém pode ser considerado como uma constante para uma dada família de ventiladores.

Como na prática as grandezas relacionadas ao ruído são representadas em decibel é conveniente aplicar a equação 29 à equação 121 para converter a potência sonora em uma escala decibel, conforme segue:

$$L_W = K_0 + 10 \log(\dot{V}) + 10 \log(1 - \eta) + 10\beta \log(u_5) \quad ( 123 )$$

onde,

$K_0$  é uma constante;

e

$$\beta = 2\alpha + 1 \quad ( 124 )$$

A grandeza potência sonora não pode ser obtida diretamente através de medições experimentais, portanto para permitir uma comparação direta com dados experimentais, converte-se a potência sonora em pressão sonora através da equação 33 aplicada à equação 123. Resultando na próxima equação, a qual foi desenvolvida no presente trabalho para ser aplicada aos VFARR.

$$L_p = K_1 + 10 \log(\dot{V}) + 10 \log(1 - \eta) + 10\beta \log(u_5) \quad ( 125 )$$

Os parâmetros  $K_1$  e  $\beta$  são consideradas constantes para uma determinada família de ventiladores e foram obtidas através de experimentos. Nos próximos subitens serão apresentados os métodos para determinação das incógnitas que compõem a equação 125.

### 3.2.2. Obtenção da Vazão

A determinação da vazão através de cálculos numéricos permite uma série de vantagens, como abranger uma ampla faixa de vazão, estudar diversas variáveis de projeto, reduzir o tempo de obtenção das grandezas desejadas, número de protótipos e custo. Portanto, ao considerar essas vantagens optou-se por obter as vazões através de simulações numéricas realizadas no código comercial ANSYS CFX - Versão 14.0, os parâmetros gerais para essas simulações serão definidos nas próximas subseções.

### 3.2.3. Discretização do Espaço

Devido à complexidade do espaço geométrico optou-se por utilizar uma malha não estruturada que possibilita uma discretização adequada da geometria. Para atender aos critérios de refinamento próximo à parede foram utilizados elementos prismáticos e nas regiões afastadas da parede elementos tetraédricos, a FIGURA 28 ilustra a malha gerada para o domínio rotativo (definido mais adiante), onde são indicados os elementos usados.

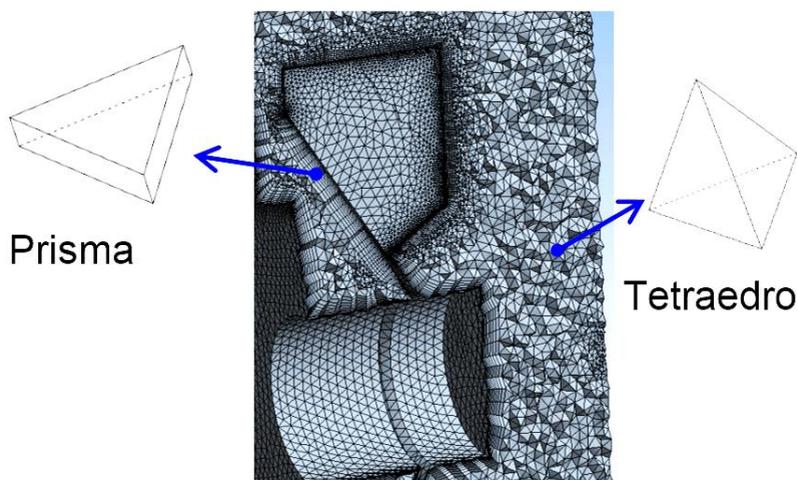


FIGURA 28 – ELEMENTOS DA MALHA DO DOMÍNIO ROTATIVO

### 3.2.4. Definição do Modelo Físico

Para melhor representação do fenômeno físico e adequação à metodologia de trabalho do ANSYS CFX - Versão 14.0, o domínio espacial a ser simulado foi dividido em três domínios dois estacionário e um rotativo. Onde o volume de controle do domínio rotativo é delimitado pelas interfaces com o domínio estacionário da carcaça defletora, as paredes do rotor, da carcaça estrutural e da carcaça defletora, nesse domínio utiliza-se a equação 75 para quantidade de movimento.

O domínio estacionário foi dividido em dois volumes com intuito de reduzir o tempo de geração de malha, pois como foram utilizadas várias configurações de carcaça defletora, esse deverá ser alterado conforme a carcaça defletora utilizada, porém o domínio externo, da carcaça estrutural, é mantido sempre o mesmo para todas as configurações.

Nos domínios estacionários a equação 74 é usada para cálculo da quantidade de movimento, o domínio relativo à carcaça defletora é circundado pelas interfaces com o domínio rotativo, as paredes estacionárias das carcaças e o piso. E o domínio externo é delimitado pelas interfaces com o domínio da carcaça defletora, as paredes estacionárias da carcaça estrutural, o piso e a fronteira afastada do ventilador, conforme apresenta a FIGURA 29.

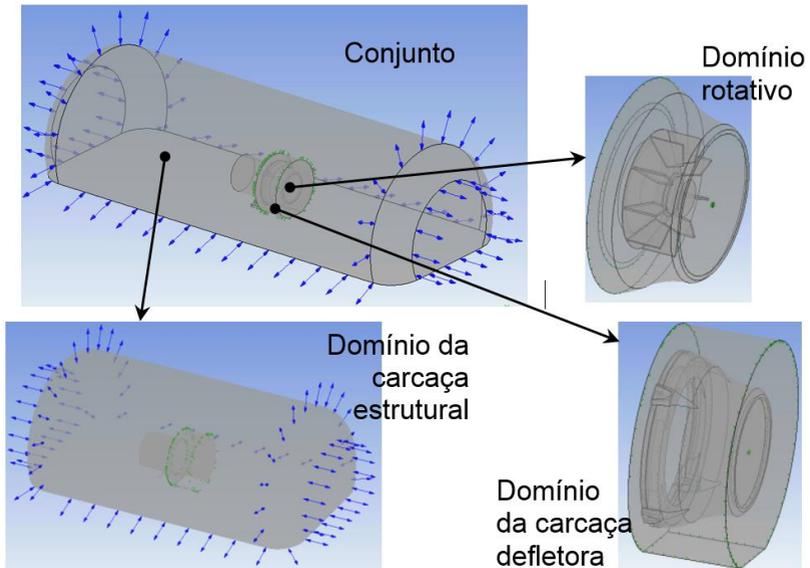


FIGURA 29 – DOMÍNIOS DE SIMULAÇÃO

As considerações gerais realizadas para as simulações de *CFD* são:

- **Regime permanente com simulações do tipo RANS**, um VFARR operando com uma velocidade de rotação constante gera um fluxo periódico. Porém, quando o objetivo é determinar grandezas macro do escoamento como vazão e potência absorvida, as simulações podem ser consideradas como regime permanente;

- **Propriedades constantes do ar**, como as variações de temperatura e pressão são pequenas as variações das propriedades do ar podem ser desprezadas, usou-se as propriedades do ar a temperatura de 25 °C e na pressão de 101325 Pa;

- **Gravidade desprezível**, pois a variação entre as alturas geométricas são pequenas;

- **Isotérmico**, as variações de temperatura são mínimas, portanto pode-se desprezar;

- **Modelo de turbulência SST**, devido às vantagens apresentadas na seção 2.3.2;

- **Tratamento automático próximo à parede**, a FIGURA 30 apresenta as divisões da camada limite regiões interna e externa. A camada interna, a qual encontra-se próxima à parede, é dividida em três camadas (VERARDI, M. [ 28 ]):

- \* Subcamada viscosa, onde o escoamento é praticamente laminar e portanto, a viscosidade molecular tem grande influência;

- \* Camada de amortecimento, nessa camada os efeitos da viscosidade molecular e da turbulência tem importâncias da mesma ordem;

- \* Camada logarítmica, que é dominada pelos efeitos da turbulência.

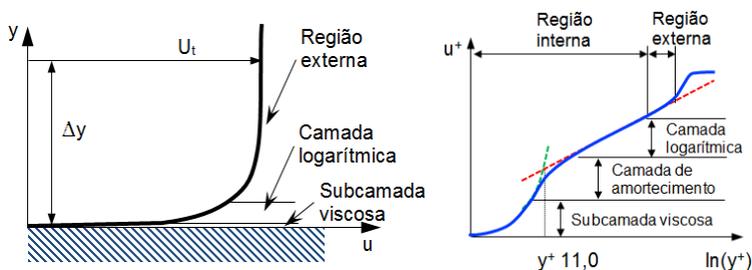


FIGURA 30 – DIVISÕES DA CAMADA LIMITE

Conforme VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. [ 71 ], na região externa os efeitos inerciais são dominantes perante os efeitos viscosos.

Devido às variações intrínsecas à camada limite existe uma formulação que melhor se adequa a cada divisão, portanto o tratamento automático de parede tem a função de alternar gradativamente a formulação conforme a distância da parede, referenciando-se na propriedade do escoamento e nas dimensões da malha de volumes finitos (VIESER, W.; ESCH, T.; MENTER, F. [ 63 ]):

- **Paredes totalmente lisas e sem deslizamento do escoamento**, condição imposta em todas as paredes da geometria;

- **Função de rotação contrária**, em paredes que na realidade são estacionárias, mas integram o domínio rotativo, utiliza-se essa função para simular a condição estacionária;

- **Interfaces com médias circunferenciais**, conforme ANSYS, Inc. [ 56 ] é a opção mais adequada para simulações de máquinas de fluxo do tipo VFARR em regime permanente.

A FIGURA 31 apresenta o domínio rotativo que é delimitado pelas: parede interna da carcaça defletora (laranja transparente), parede da carcaça estrutural (em vermelho), paredes do rotor (em cinza) e interfaces frontal e traseira (em azul) entre domínio rotativo e estacionário. Nota-se que o fluxo mássico do domínio rotativo existe apenas nas regiões de interfaces, pois nas paredes não existe fluxo de massa. Portanto, pelo princípio de conservação da massa, a vazão mássica total que entra em uma interface, obrigatoriamente, deverá sair pela outra.

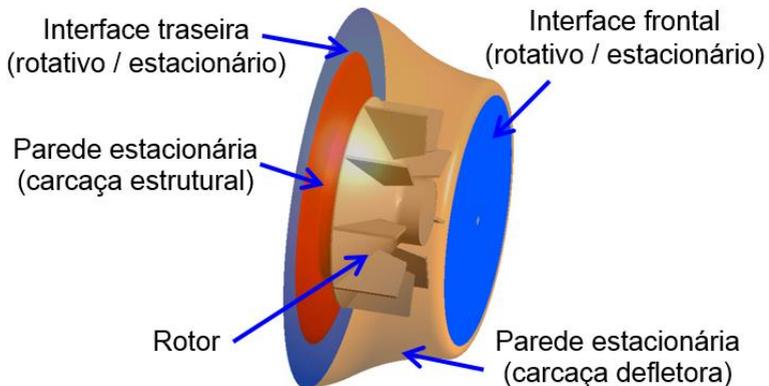


FIGURA 31 – DOMÍNIO ROTATIVO

Logo, como o ar é considerado incompressível, a vazão volumétrica do ventilador é calculada através da razão entre a vazão mássica total, localizada na interface traseira do domínio rotativo e a massa específica do ar.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad ( 126 )$$

Faz-se necessário utilizar uma medição indireta para a vazão volumétrica, por meio da vazão mássica, pois o código (ANSYS CFX - Versão 14.0) não fornece este dado diretamente.

### 3.2.5. Obtenção da Potência Absorvida

Pelos mesmos motivos descritos no item anterior, a potência absorvida foi obtida por meio de simulações numéricas. O código utilizado não fornece o valor da potência absorvida diretamente, portanto essa potência pode ser calculada através do torque que o rotor ( $T_{rot}$ ) exerce sobre o eixo de rotação, que é obtido a partir dos resultados das simulações e da velocidade angular, a qual é uma variável de entrada.

$$W_{abs} = T_{rot} \cdot \omega \quad ( 127 )$$

### 3.2.6. Obtenção do Rendimento

O rendimento do ventilador é calculado conforme definição da ANSI/ASHRAE 51-07 [ 11 ], apresentado na equação 103, onde as grandezas primárias necessárias para o cálculo do rendimento são extraídas dos resultados das simulações de *CFD*.

### 3.2.7. Obtenção da Velocidade Periférica

A velocidade periférica é prontamente obtida utilizando a equação 21, ressalta-se que para todos os rotores analisados o diâmetro externo das pás é constante ao longo da largura da pá, conforme FIGURA 10.

### 3.2.8. Obtenção de $K_1$ e $\beta$

Os parâmetros  $K_1$  e  $\beta$  foram obtidos para a família dos VFARR a partir de dados experimentais, que foram determinados através de ensaios de ruído realizados em diversas configurações de ventiladores do tipo VFARR. Cada configuração de ventilador, ou ponto de projeto, foi determinada por meio de técnicas de Planejamento e Análise de Experimentos.

#### 3.2.8.1. Método dos mínimos quadrados

O método dos mínimos quadrados (*MMQ*) consiste, essencialmente, em uma técnica de otimização matemática que permite estimar os parâmetros em modelos de regressão,

minimizando a soma dos quadrados das diferenças entre cada valor calculado pelo modelo e seu respectivo valor observado (MONTGOMERY, D. C.; RUNGER, G. C. [ 81 ]). Esse método foi utilizado para determinação dos valores de  $K_1$  e  $\beta$  do modelo representado pela equação 125, o procedimento de cálculo do *MMQ* é apresentado no APÊNDICE 3.

### 3.3. VERIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO DOS MÉTODOS DE *CFD*

Antes de obter os valores de vazão e potência absorvida que foram utilizados como parâmetros de entrada para obtenção dos parâmetros  $K_1$  e  $\beta$  e consequentemente utilizados para predição do nível de ruído foi verificada a confiabilidade das técnicas de *CFD* que foram empregas.

#### 3.3.1. Verificação e Validação da Vazão

Um dos itens essenciais em uma análise de *CFD* é a definição do critério de malha, onde são definidos os tipos e tamanhos dos elementos, número de camadas de prismas, taxa de crescimento dos elementos, entre outros. Portanto, foram executadas algumas simulações alterando parâmetros de malha, no sentido de aumentar o refino de malha, até que os resultados numéricos apresentem estabilização da convergência dos resultados da vazão, indicando assim, o critério mínimo de malha a ser atendido.

A FIGURA 32 apresenta uma malha grosseira, uma malha com refino médio e outra com refino incrementado, nota-se que o número total de nós cresce consideravelmente com o refino de malha, o que resulta em maiores esforços computacionais.

O modelo geométrico leva em consideração o sistema de medição, apresentado a seguir. O intuito de incorporar o sistema de medição ao modelo geométrico de interesse é aproximar ao máximo a condição simulada à condição real. As principais condições de entrada e de contorno são:

- rotação imposta do rotor;
- paredes nas superfícies sólidas;
- na região afastada do domínio de interesse, que faz fronteira com o ar (setas azuis na FIGURA 33) considera-se pressão atmosférica e direção do fluxo normal à parede;

- e na seção de entrada do duto (região destacada em verde) impõe-se pressão estática igual à atmosférica, o que provoca uma pressão muito próxima da atmosférica também no interior da câmara, simulando a condição experimental.

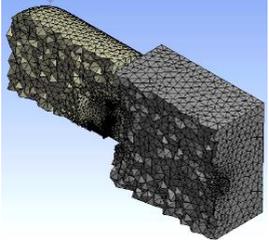
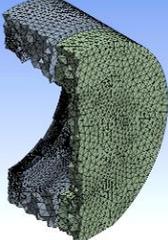
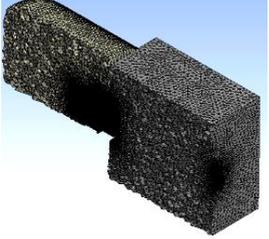
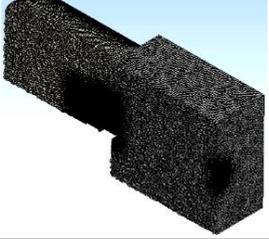
Domínio: Nº nós	Carcaça estrutural	Carcaça defletora	Rotativo
219.810			
2.502.086			
7.063.599			

FIGURA 32 – REFINO DE MALHA

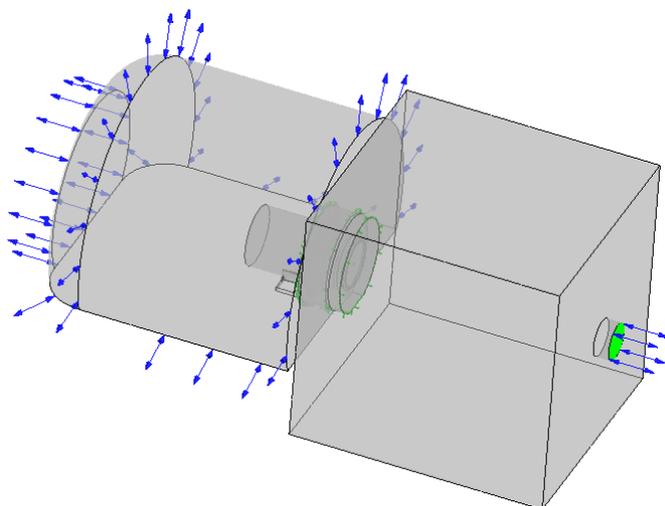


FIGURA 33 – DOMÍNIOS DE SIMULAÇÃO PARA VALIDAÇÃO DA VAZÃO

A medição de vazão para este tipo de ventilador sem auxílio de dispositivos auxiliares é bem complexa e de difícil execução, portanto os experimentos relativos à medição de vazão foram realizados conforme especificação da norma ANSI/ASHRAE 51-07 [ 11 ]. Nessa norma são propostos diversos sistemas de medição adequados à medição de vazão de ventiladores do tipo VFARR. Dentre tais sistemas, optou-se por utilizar o sistema do tipo câmara de entrada apresentado na FIGURA 34 e descrito na sequência.



FIGURA 34 – SISTEMA DE MEDIÇÃO DE VAZÃO

- **Ventilador testado:** é acoplado à câmara de equalização de pressão;

- **Câmara de equalização de pressão:** nessa câmara são efetuadas as leituras de pressão, considerada como pressão na entrada do ventilador;

- **Medidor de pressão:** Acopla-se à câmara uma tomada de pressão, para permitir a conexão a um manômetro, neste caso, o manômetro usado está especificado na TABELA 5.

- **Duto:** é incorporado à bancada de teste para fornecer um plano de medição de vazão e um direcionador de fluxo;

- **Medidor de vazão:** é composto por uma placa de orifício, tomadas de pressão e pelo manômetro, especificado na TABELA 5;

- **Direcionador de fluxo:** composto por pequenos dutos de seção quadrada agrupados lado a lado, especificado pela ANSI/ASHRAE 51-07 [ 11 ] como tipo célula;

TABELA 5 – ESPECIFICAÇÃO DO MANÔMETRO

Marca:	Dwyer
Série:	477-1
Precisão:	$\pm 0,5\%$ (15,6 – 25,6 °C) $\pm 1,5\%$ (0 - 25,6 °C e 25,6 – 40 °C) da escala
Escala máxima:	0 – 5 kPa
Imagem:	

- **Sistema auxiliar de ventilação:** composto por um conjunto câmara tipo plenum / ventilador / motor / conversor de frequência, que tem a função de variar o ponto de operação do ventilador ensaiado. Neste caso o sistema auxiliar tem a função específica de igualar a pressão na câmara à ambiente;

Conforme já mostrado, os VFARR foco do trabalho operam com variação de pressão estática, entre sucção e descarga, igual a zero, portanto o ensaio de medição de vazão deve simular esta

condição. Considerando esta característica segue a metodologia para obtenção experimental da vazão:

- Após o acoplamento do ventilador à câmara de equalização de pressão, aciona-se o sistema de ventilação auxiliar;
- Aciona-se o ventilador a ser testado;
- Ajusta-se o sistema de ventilação auxiliar para que a pressão estática na câmara de equalização de pressão seja igual à atmosférica;
- Efetuar a leitura de pressão na câmara e na placa de orifício;
- Efetuar medição de temperatura do ar.

As incertezas relativas aos ensaios de vazão foram calculadas conforme especificação da norma ANSI/ASHRAE 51-07 [ 11 ], apresentadas no APÊNDICE 4.

### 3.3.2. Verificação e Validação da Potência Absorvida

O modelo geométrico utilizado nas simulações para validação da potência absorvida difere-se do modelo da validação da vazão, pois não necessita de dispositivos extras para sua determinação, ou seja, é considerado apenas o conjunto do ventilador, conforme apresentado na FIGURA 29. Os critérios de malha e condições de entrada e de contorno adotados para as simulações referentes à validação da potência absorvida são os mesmos adotados para a validação da vazão, com exceção da condição imposta no duto do sistema de medição de vazão, uma vez que este não será mais contemplado.

Para obter a potência absorvida pelo rotor do ventilador é adotado o seguinte procedimento:

Utilizando um analisador de potência, equipamento que permite a leitura de potência absorvida pelo motor elétrico e apresentado na TABELA 6, mede-se a potência absorvida pelo conjunto motor/rotor do ventilador, em seguida desacopla-se o rotor do ventilador e efetua-se novamente a leitura da potência absorvida pelo motor em vazio. A potência absorvida apenas pelo rotor do ventilador é obtida pela diferença das duas leituras anteriores.

TABELA 6 – ESPECIFICAÇÃO DO ANALISADOR DE POTÊNCIA

Marca:	LEM Norma
Modelo:	D 5255 N
Imagem:	

Nas validações de potência utilizando *CFD* é importante conhecer as propriedades do ar, as quais estão relacionadas com a temperatura, portanto efetua-se a leitura de temperatura para ajuste das propriedades do ar utilizadas nas simulações.

Ressalta-se que para uma medição adequada de potência utilizando um analisador, conforme especificado anteriormente, é necessário que a fonte de alimentação do motor tenha uma forma de onda da tensão senoidal com poucas distorções. Porém, ao acionar um motor com um conversor de frequência a forma de onda da tensão sofre muitas distorções devido às harmônicas provocadas pelo conversor. Portanto, para eliminar a influência do conversor e permitir medições confiáveis, as medições de potência foram realizadas sem o uso do conversor usando uma fonte de tensão senoidal de 50 Hz e 60 Hz. Como o ventilador é acionado por um motor de 11 pólos, as rotações utilizadas na validação da potência foram, respectivamente, 3000 e 3600 RPM. A relação entre frequência de alimentação ( $f_{al}$ ), número de pólos do motor ( $np$ ) e velocidade de rotação síncrona ( $n_{syn}$ ) é dada pela seguinte equação (JORGENSEN, R. [ 20 ]).

$$n_{syn} = \frac{120 f_{al}}{np} \quad ( 128 )$$

As incertezas relativas aos ensaios de potência absorvida foram calculadas conforme especificado em BALBINOT, A.; BRUSAMARELLO, V. J. [ 82 ], apresentadas no APÊNDICE 5.

### 3.4. EXPERIMENTO DO NÍVEL DE RUÍDO SONORO

#### 3.4.1. Método do Experimento do Nível de Ruído

O nível de pressão sonora foi medido conforme especificação das normas ISO 3744 [ 83 ] e ISO 3745 [ 84 ], utilizando uma câmara semi-aneecóica como ambiente de medição. O microfone de medição foi posicionado na direção de maior incidência sonora.

#### 3.4.2. Campo Livre

O microfone deve ser posicionado a uma determinada distância do ventilador para evitar o campo próximo conforme especificado pela norma ISO 3745 [ 84 ].

#### 3.4.3. Nível de Ruído de Fundo

Conforme especificação da norma ISO 3744 [ 83 ], deve-se garantir que o nível de ruído de fundo seja 10 dB menor que o nível de ruído total (nível de ruído do ventilador acrescido do nível de ruído de fundo). Portanto, o nível de ruído de fundo foi medido na mesma posição que foram realizadas as medições, para garantir que o nível de ruído de fundo não influencie no nível de ruído emitido pelo ventilador.

#### 3.4.4. Sistema de Medição

O sistema de medição do nível de ruído sonoro é composto pelos componentes apresentados na FIGURA 35. Nota-se que o sistema de medição é composto por três equipamentos principais, o medidor de nível de pressão sonora, que incorpora o microfone e o pré-amplificador, o analisador onde são tratados os dados e o computador que permite a interface com os dados medidos.

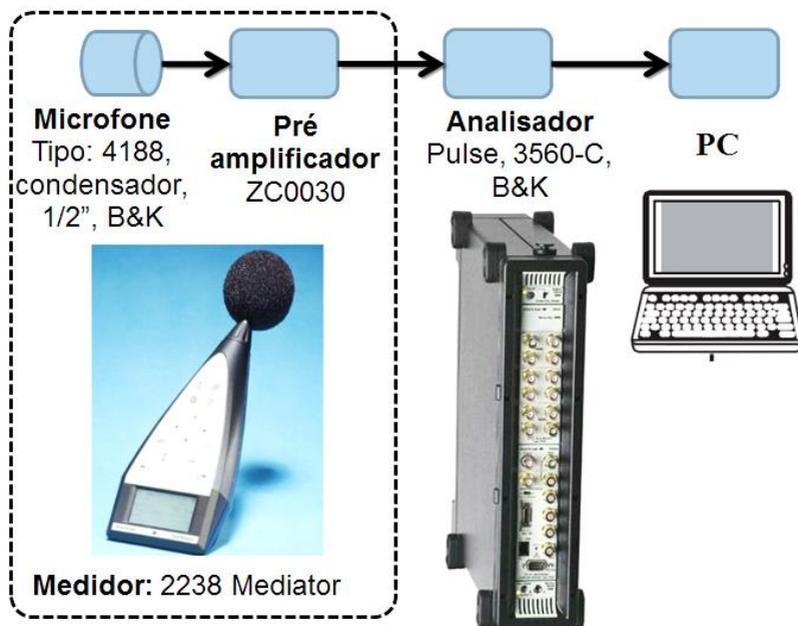


FIGURA 35 – SISTEMA DE MEDIÇÃO DE PRESSÃO SONORA

### 3.4.5. Aquisição de Dados

Os dados experimentais de pressão sonora foram adquiridos conforme a configuração do analisador especificada a seguir, na FIGURA 36 é apresentada a janela de configuração do analisador.

**Lines:** maior número de linhas para maior resolução, máximo disponível no equipamento: 6400 linhas;

**Span:** faixa de frequência de medição entre 0 e 6400 Hz;

**Averaging Domain → Spectrum Averaging:** média de todo o espectro, sem eliminar nenhuma faixa de frequência;

**Overlap:** utiliza os dados medidos durante os últimos 75% do tempo de medição da última medição na medição atual;

**Analysis Mode → Baseband:** toda a faixa de frequência, de 0Hz até Span: 6400 Hz;

**Averaging → Mode → Linear:** ênfase igual para todas as medidas gravadas (recomendado para sinais estacionários);

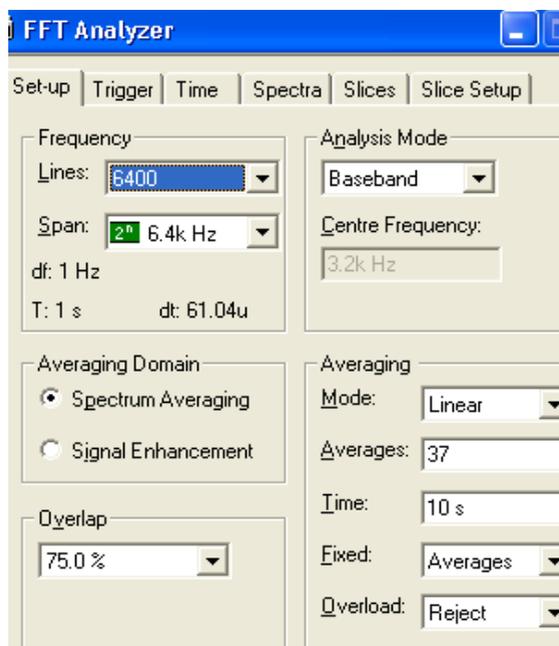


FIGURA 36 – AQUISIÇÃO DE PRESSÃO SONORA

➔ **Averages:** fixa o número de médias (37) em relação ao tempo total de medição;

➔ **Time:** tempo total de medição (10 s);

➔ **Fixed** ➔ **Averages:** fixa o critério de médias (referente ao item: **Averages**);

➔ **Overload** ➔ **Reject:** rejeita as medições com valores medidos fora de escala.

### 3.4.6. Estacionaridade do Ruído

O ruído sonoro emitido por ventiladores operando em um regime permanente pode ser considerado como estacionário, ou seja, não sofre oscilações significativas durante o tempo de operação. Para verificar este fato foram realizadas oito medições com o microfone e ventilador posicionados no mesmo local. Os oito espectros obtidos deverão ser aproximadamente iguais entre si.

### 3.4.7. Planejamento do Experimento

Esta etapa consiste em determinar as faixas e respectivas escalas de medições das grandezas envolvidas, os pontos de projeto, número e sequência de ensaios.

A faixa de frequência a ser considerada varia entre 125 Hz e 5 kHz, pois a frequência mínima recomendada devido aos erros intrínsecos à câmara acústica é 125 Hz. E ao operar até 5 kHz, obtêm-se a principal parcela do nível de ruído sonoro emitido por ventiladores do tipo VFARR, conforme apresenta um espectro típico dessa família de ventiladores na FIGURA 37, onde o nível global de ruído para a faixa de 125 Hz a 6,4 kHz é de 88,65 dB e entre 125 Hz e 5 kHz é de 88,64 dB.

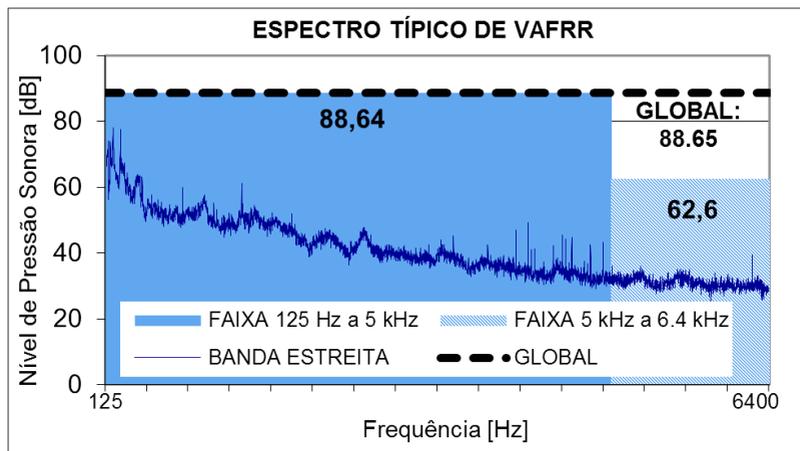


FIGURA 37 – ESPECTRO TÍPICO DE VFARR

Com referência em ensaios existentes de ventiladores similares estima-se que os níveis de pressão sonora dos ventiladores a ser ensaiados irão variar entre 61 dB e 98 dB, portanto a escala de medição adotada varia entre 30 dB e 110 dB, conforme disponibilidade do equipamento.

As incertezas relativas aos ensaios de nível sonoro foram calculadas conforme especificação da norma ISO 3744 [ 83 ], apresentadas no APÊNDICE 6.

### 3.4.7.1. Parâmetros avaliados

São inúmeros os parâmetros característicos de ventiladores que podem ser variados e que influenciam no desempenho do mesmo, a escolha de variar muitos parâmetros ao mesmo tempo resulta em grande número de ensaios e análises que inviabilizam o trabalho. Portanto, como o principal objetivo é validar a metodologia regida pela equação 125, o intuito é definir os parâmetros que mais influenciam as grandezas envolvidas neste cálculo. Logo, fazendo as dependências entre velocidade periférica e parâmetros a serem avaliados têm-se:

$$u_5 = f(d_5; n) \quad ( 129 )$$

Em projetos conceituais de rotores de ventiladores, conforme apresentado em BRAN, R.; SOUZA, Z. [ 13 ] e PFLEIDERER, C; PETERMANN, H. [ 15 ], os principais parâmetros a serem considerados para o cálculo da vazão são:

$$\dot{V} = f(d_5; b_5; Z; n; outros) \quad ( 130 )$$

A dependência entre o rendimento e os parâmetros a serem avaliados é:

$$\eta = f(\dot{V}; \Delta P_t(\dot{V}); A_9(d_{9e}; d_{9i})); \\ W_{abs}(d_5; b_5; d_{9e}; Z; n; outros) \quad ( 131 )$$

Portanto, devido à forte interdependência das grandezas envolvidas na equação 125 com os parâmetros geométricos  $d_5$ ,  $b_5$ ,  $d_{9e}$  e  $Z$  e o parâmetro dinâmico  $n$ , optou-se por analisar o comportamento do ventilador em função desses parâmetros.

### 3.4.7.2. Planejamento dos pontos de projeto

Com o objetivo de alcançar maior precisão estatística e o menor custo de experimentos, optou-se por otimizar a escolha dos pontos de projeto através da utilização de um modelo de segunda ordem do tipo planejamento composto central (*CCD - central composite design*), cúbico de face centrada. Considerando três fatores ( $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$ ) em três níveis (-1; 0; +1), tem-se os pontos de

projetos, conforme apresentado na FIGURA 38. As técnicas de planejamento de experimento, incluindo essa, são abordadas em MONTGOMERY, D.C. [ 85 ].

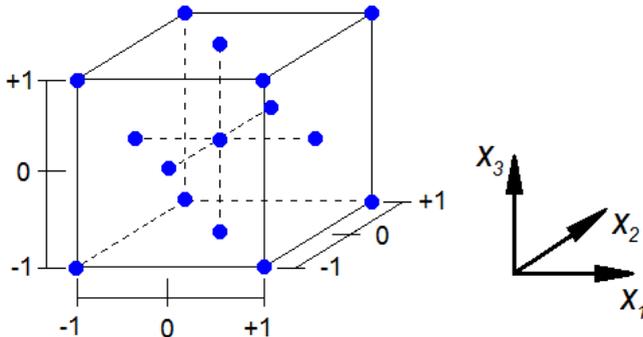


FIGURA 38 – CCD – CUBO DE FACE CENTRADA

Devido à dificuldade de construir diversos rotores optou-se por utilizar a técnica do CCD, cúbico de face centrada para os três parâmetros referentes ao rotor ( $d_5$ ,  $b_5$ ,  $Z$ ), possibilitando a redução do número de rotores a serem fabricados. Os dois outros parâmetros ( $d_{9e}$ ,  $n$ ) também foram divididos em três níveis, porém, por serem independentes do rotor foram ensaiados de forma a cobrir todas as combinações com os rotores, gerando uma matriz de projeto com 15 rotores distintos, três carcaças defletoras a serem ensaiados em três rotações, totalizando 135 pontos de projeto.

Para permitir uma estimativa da faixa de erro experimental e minimizar a necessidade de repetição de ensaios duvidosos, foram realizadas três réplicas experimentais para cada ponto de projeto, resultando em um total de 405 ensaios.

#### 3.4.7.3. Matriz de projeto

Os níveis das variáveis de projeto foram definidos a partir da faixa de variação de cada variável, apresentadas na TABELA 7. Os valores mínimos e máximos foram definidos no sentido de viabilizar a fabricação dos rotores e carcaças defletoras, além de permitir a execução os ensaios.

TABELA 7 – FAIXAS DAS VARIÁVEIS DE PROJETO

Variável de projeto	Mínimo	Máximo
$d_5$ [mm]	190	312
$b_5$ [mm]	39	77
$Z$ [mm]	3	9
$d_{9e}$ [mm]	432	563
$n$ [RPM]	1800	3000

Na TABELA 8 são apresentados os pontos de projetos dos rotores que foram ensaiados, devido à limitação de fabricação alguns dos pontos de projeto que possuem o nível máximo da largura da pá igual a 77 mm teve que ser alterado para 50 mm e o nível central do número de pá igual a 6 teve que ser alterado para 5 pás.

TABELA 8 – MATRIZ DE PROJETO DO ROTOR

$d_5$	$b_5$	$Z$
[mm]	[mm]	[-]
312	58	5
251	39	5
190	50	3
312	77	9
190	39	9
312	39	9
251	58	9
190	50	9
312	77	3
312	39	3
251	77	5
251	58	3
190	58	5
251	58	5
190	39	3

Todos os rotores foram ensaiados com as três carcaças defletoras ( $d_{9e} = 432$ ,  $d_{9e} = 456$  e  $d_{9e} = 563$ ) e nas três rotações (1800 RPM, 2400 RPM e 3000 RPM). A carcaça defletora central teve seu diâmetro ( $d_{9e}$ ) alterado para 456 mm, para viabilizar sua

fabricação. Para facilitar a identificação, os componentes dos ventiladores e dos pontos de projeto foram nomeados conforme suas dimensões principais, os rotores foram identificados por  $d_5 - b_5 - Z$ , as carcaças defletoras por  $d_{9e}$  e os pontos de projeto por  $d_5 - b_5 - Z - d_{9e} - n$ , exemplificando: o ponto de projeto central com as características:  $d_5 = 251$  mm,  $b_5 = 58$  mm,  $Z = 5$  mm,  $d_{9e} = 456$  mm e  $n = 2400$  RPM, foi identificado simplesmente por 251-58-5-456-2400. As imagens dos componentes dos ventiladores estão ilustradas no APÊNDICE 7.

### 3.5. VALIDAÇÃO DOS MÉTODOS DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA

O objetivo das análises de ressonância acústica é identificar os primeiros modos de ressonância das defletoras e suas respectivas frequências que possam influenciar no nível de ruído do ventilador, a seguir são apresentados os métodos propostos para execução dessa etapa.

#### 3.5.1. Simulação Numérica de Ressonância Acústica

O programa comercial ANSYS Mechanical - Versão 14.5 foi utilizado como ferramenta de cálculo numérico para determinação das frequências naturais e seus respectivos modos de ressonância acústica.

Conforme recomendação de ANSYS, Inc.[ 86 ], como o domínio a ser simulado é um corpo exterior, deve ser enclausurado por uma casca esférica, a qual delimita o volume de ar que envolve a geometria de interesse. A superfície esférica define o campo afastado, seu centro deve coincidir ou estar localizado o mais próximo possível do centro da geometria e a distância mínima ( $\Delta sf_{min}$ ) entre a geometria e o campo afastado deve ser de 20 % do maior comprimento de onda de interesse ( $\lambda_{max}$ ).

$$\Delta sf_{min} = 0,2 \lambda_{max} \quad ( 132 )$$

Analogamente às simulações de *CFD*, é de extrema importância que o modelo geométrico seja adequadamente discretizado, para que os resultados numéricos sejam confiáveis.

Portanto, seguindo a recomendação de ANSYS, Inc. [ 86 ], a malha deve ser refinada o bastante para capturar os formatos dos modos de ressonância da estrutura. Neste caso, deve-se garantir que para o menor comprimento de onda ( $\lambda_{min}$ ) de interesse existam seis elementos da malha, portanto o tamanho máximo dos elementos ( $\Delta el_{max}$ ) devem ser:

$$\Delta el_{max} = \frac{\lambda_{min}}{6} \quad ( 133 )$$

Ressalta-se que essa recomendação é válida para elementos quadráticos (de segunda ordem). A FIGURA 39 apresenta as dimensões de malha para uma faixa de frequência entre 125 Hz e 4000 Hz, elaborada conforme a recomendação descrita e que foi utilizada nas execuções das simulações.

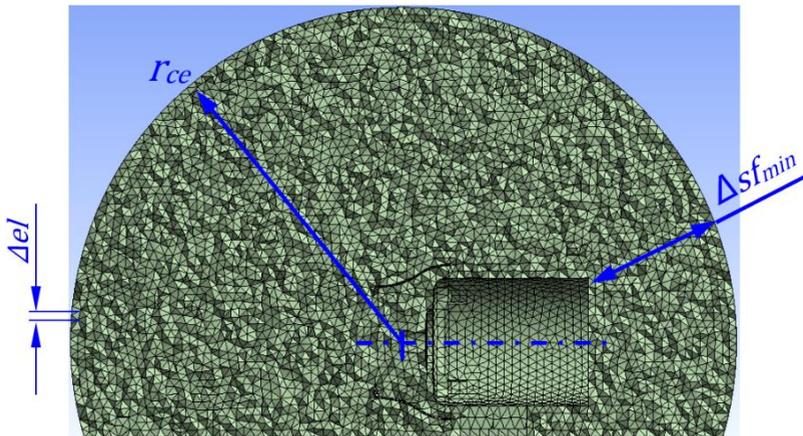


FIGURA 39 – CRITÉRIOS DE MALHA: RESSONÂNCIA ACÚSTICA

Nota-se, que o centro da casca esférica de raio ( $r_{ce}$ ) coincide com o centro geométrico do rotor do ventilador e como o dispositivo de ensaio é apoiado sobre um piso reflexivo, a fronteira do domínio é composta pela casca semiesférica, piso e paredes da estrutura. Conforme adotado por NODA, S.; MIZUNO, S.; SUZUKI, K. [ 69 ], nas fronteiras do domínio com o piso e as paredes da estrutura são consideradas como condição de contorno paredes rígidas, ou seja:

$$\nabla P = 0 \quad ( 134 )$$

E no campo afastado utiliza-se pressão nula:

$$P = 0 \quad ( 135 )$$

A próxima tabela apresenta um resumo comparativo das análises realizadas variando as condições de contorno. Ao analisar as faixas de frequências em que os modos ocorrem, nota-se que existe uma proximidade entre as faixas, independentemente da condição de contorno imposta. Porém, o tempo de processamento é consideravelmente superior para a condição de domínio infinito. Logo, devido a estes fatos optou-se por utilizar a condição que propicia um menor tempo de processamento.

TABELA 9 – CONDIÇÃO DE CONTORNO NA FRONTEIRA

Condição de Contorno	Nº de Nós	Tempo de processamento	Faixas dos Modos [Hz]		
	[-]		[s]	1º Axial	1º Circunferencial
Parede rígida:	267.051	621	373	615 - 693	910 - 933
$P = 0$ Pa:	267.051	432	370	631 - 654	920 - 933
Parede rígida:	169.008	184	372	626 - 708	893 - 927
Domínio Infinito:	169.008	52.034	386	633 - 729	894 - 911

No APÊNDICE 8 são apresentadas com mais detalhes as análises e discussões sobre a condição de contorno imposta na fronteira do campo afastado.

### 3.5.2. Experimentação para Validação das Simulações Numéricas de Ressonância Acústica

Semelhante às técnicas aplicadas por HELLMICH, B. [ 87 ], os experimentos para validação dos modos de ressonância acústica, foram obtidos utilizando uma técnica conhecida como *Waterfall*. Nessa técnica são realizadas várias medições do espectro da pressão sonora ao longo do tempo, permitindo a visualização do comportamento do nível de ruído em função do tempo.

A configuração do analisador utilizada para os ensaios de ruído sonoro do tipo *Waterfall* é apresentada na FIGURA 40, onde a principal diferença para a subseção 3.4.5 está no cálculo da média que usa o modo exponencial, descrito a seguir.

**Lines:** configurado 1600 linhas para obter divisão de 1 Hz no espectro;

**Span:** faixa de frequência de medição entre 0 e 1600 Hz, suficiente para detectar até o segundo modo de ressonância acústica das defletoras;

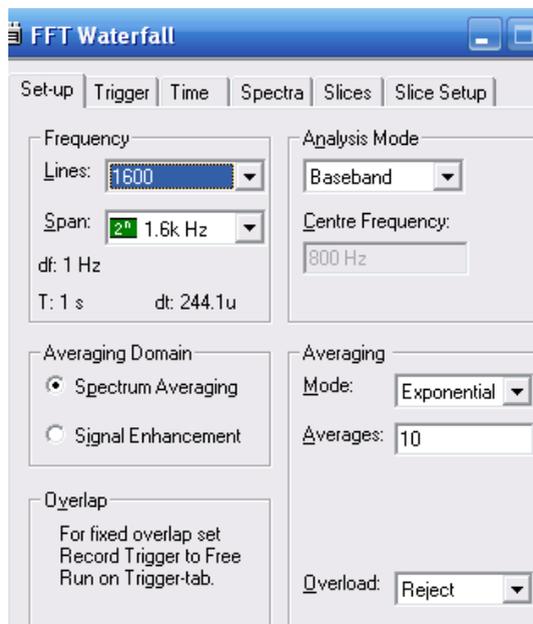


FIGURA 40 – AQUISIÇÃO DE PRESSÃO SONORA MEDIÇÕES TIPO WATERFALL

**Averaging → Mode → Exponencial:** realiza a média utilizando as 10 últimas medições efetuadas (recomendado para medições transientes do tipo *Waterfall*);

A detecção dos modos de ressonância acústica consiste em utilizar o próprio rotor do ventilador como fonte de excitação dos modos de ressonância, especificamente usando a frequência de passagem e suas múltiplas para excitar os modos de ressonância, portanto, para acentuar a *BPF* acrescentou-se ao ventilador um dispositivo composto por uma aleta (pontos 7 e 8 da FIGURA 10) coincidente com as pás, conforme apresentado na FIGURA 41.

Ao coincidir a *BPF* e/ou suas múltiplas com as frequências dos modos acústicos espera-se que ocorra uma amplificação do ruído sonoro no entorno dessas frequências, possível de serem identificadas. Portanto, como inicialmente não são conhecidas as frequências dos modos acústicos, faz-se uma exploração utilizando a *BPF* para encontrar as frequências dos modos. Para ampliar a faixa de exploração da frequência foi fabricado um rotor de 15 pás, que permite uma *BPF* de 750 Hz em 3000 RPM e uma múltipla (2 x *BPF*) de 1500 Hz.

A exploração do espectro de frequência é realizada através da variação da rotação (e conseqüentemente da *BPF*), da seguinte forma: eleva-se a rotação até 3000 RPM, iniciam-se as medições de pressão sonora pelo método de *Waterfall*, com o auxílio do conversor de frequência, inicia-se a redução de rotação do motor usando uma rampa de desaceleração de 10 minutos até que a rotação atinja 0 RPM, em seguida cessam-se as medições.

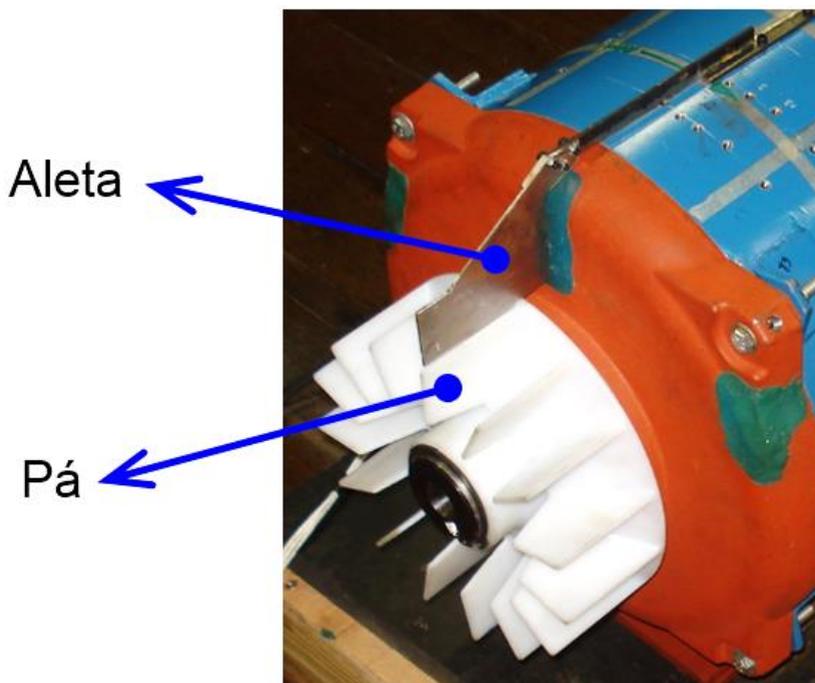


FIGURA 41 – DISPOSITIVO PARA ACENTUAR A BPF

### 3.6. OTIMIZAÇÃO DO ROTOR

Após a obtenção de uma equação que permita estimar o ruído gerado por um VFARR, é possível desenvolver uma metodologia que permita projetar um ventilador otimizado para o menor nível de ruído e que atenda a determinadas especificações de desempenho aerodinâmico.

#### 3.6.1. Metodologia de Otimização

A otimização do ventilador consiste em minimizar o valor do nível de ruído dado pela equação 125 atendendo aos requisitos de vazão e rendimento, que devem ser definidos como restrições no procedimento de otimização. Porém, a vazão e o rendimento são grandezas que dependem da geometria e da rotação do ventilador e podem ser obtidas por técnicas de *CFD*, conforme

proposto anteriormente. Portanto, a metodologia proposta para otimização é sintetizada no fluxograma apresentado na FIGURA 42.

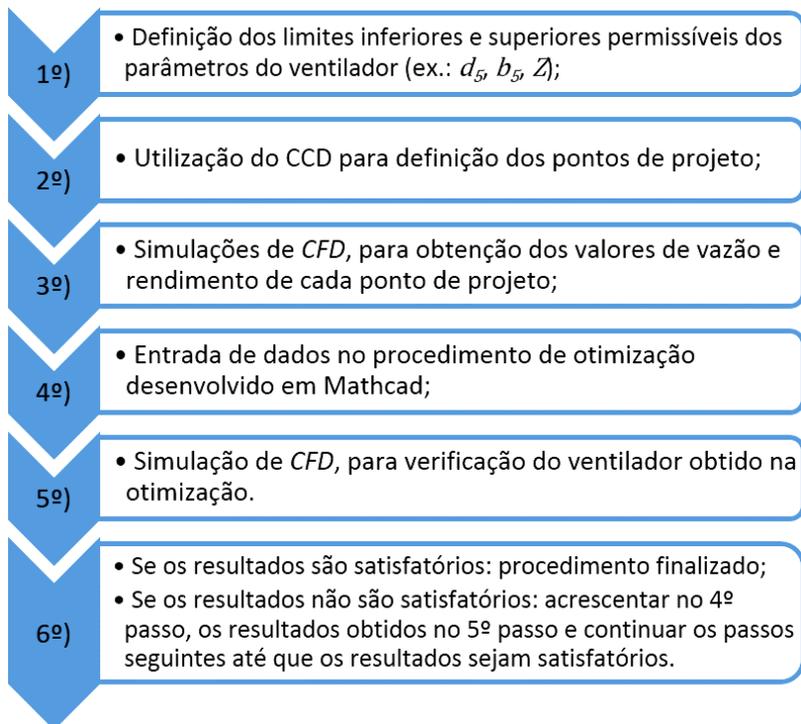


FIGURA 42 – FLUXOGRAMA DO PROCEDIMENTO DE OTIMIZAÇÃO

O procedimento de otimização elaborado em Mathcad encontra-se no APÊNDICE 9.

### 3.6.2. Definição dos Parâmetros de Operação

Os parâmetros de operação do ventilador foram estipulados com base no projeto de um motor elétrico, que tem como pré-requisitos de projeto do sistema de ventilação a velocidade média de ar sobre o motor, a qual deve ter um valor mínimo para garantir o coeficiente de convecção e a vazão mínima de ar, para garantir a variação da temperatura do ar entre entrada e saída da carcaça do motor. Portanto, adotando uma velocidade

média de ar de 15 m/s (valor tipicamente utilizado em motores elétricos) e restringindo a área  $A_9$  em 0,0402 m<sup>2</sup> para utilizar a defletora 456 já existente, tem-se uma vazão de 0,603m<sup>3</sup>/s. Adotou-se uma rotação de 2400 RPM e um rendimento superior a 10 %.

As dimensões do ventilador escolhidas para avaliação no procedimento de otimização foram  $d_5$ ,  $b_5$  e  $Z$ , onde seus valores máximos e mínimos utilizados como restrição foram adotados conforme os limites apresentados na TABELA 7.

### 3.7. VALIDAÇÃO DA METODOLOGIA

Após execução do procedimento de otimização do rotor, foi fabricado um protótipo com as dimensões resultantes da otimização e comparado os resultados estimados conforme metodologia proposta e os resultados experimentais, incluindo vazão, potência absorvida e nível de pressão sonora.

Como se tem disponível o protótipo de rotor (15 pás) fabricado, exclusivamente, para a validação dos modos acústicos, foram comparados os resultados estimados e experimentais também para esse rotor.



## 4. ANÁLISE DE RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os resultados e discussões dos ensaios, simulações e cálculos definidos no capítulo anterior. Em função de alguns resultados inesperados obtidos na metodologia proposta, necessitou-se de ensaios extras para identificação dos efeitos ocorridos, tais ensaios e seus respectivos resultados são apresentados no presente capítulo, conforme a sequência das análises e execuções.

Seria inviável apresentar todos os cálculos e resultados obtidos, pois muitos são rotinas de cálculos, gráficos, espectros e figuras que somados despenderiam inúmeras páginas para suas apresentações, o que não faria sentido neste trabalho. Portanto, os resultados serão apresentados de forma a resumir as informações essenciais, necessárias para garantir a credibilidade do trabalho desenvolvido.

### 4.1. RESULTADOS DOS MÉTODOS EXISTENTES

Para verificar se os métodos existentes, conforme apresentados na subseção 2.2.4, podem ser aplicados aos VFARR, foram efetuadas as simulações de *CFD* para obtenção dos dados de entrada ( $W_{abs}$ ,  $\dot{V}$ ,  $\Delta P_t$ ) das equações dos métodos existentes. Também foram realizados os ensaios de ruído para comparação entre resultados experimentais e estimados pelos métodos.

Os pontos de projeto utilizados para comparação foram definidos na subseção 3.4.7.3 e seus respectivos resultados das simulações de *CFD* e dos experimentos são apresentados nas próximas subseções. E nas tabelas entre a TABELA 10 e a TABELA 15 são apresentados as diferenças obtidas entre os valores estimados pelos métodos e os experimentais, conforme equações definidas a seguir.

Diferença máxima:

$$ER_{max} = \max(Lp_{cal_i} - Lp_{exp_i}) \quad ( 136 )$$

onde,

$Lp_{cal}$  é o valor do nível de pressão sonora calculado conforme o método analisado;

$Lp_{exp}$  é o valor do nível de pressão sonora medido experimentalmente;  
e  $i$  é o número inteiro que varia de 1 a 135, indicando o ponto de projeto.

Diferença mínima:

$$ER_{min} = \min(Lp_{cal_i} - Lp_{exp_i}) \quad ( 137 )$$

Diferença média absoluta:

$$ER_{med\_abs} = \sum_{i=1}^{135} \frac{|(Lp_{cal_i} - Lp_{exp_i})|}{135} \quad ( 138 )$$

Os resultados dos métodos são apresentados nas tabelas nomeadas de acordo com cada método e divididas em colunas conforme o tipo de ventilador.

TABELA 10 – MÉTODO DE BERANEK, KAMPERMAN E ALLEN (1954)

	Diferença [dB]
Tipo do ventilador:	Todos
Máximo:	13,4
Mínimo:	-4,3
Médio absoluto:	5,5

TABELA 11 – MÉTODO BERANEK, KAMPERMAN E ALLEN (1955)

	Diferença [dB]				
Tipo do ventilador:	Centrífugo: pás radiais	Centrífugo: pás curvadas para trás	Centrífugo: pás curvadas para frente	Axiais	Fluxo misto
Máximo:	0,0	0,3	-1,7	1,9	3,5
Mínimo:	-29,9	-29,6	-31,6	-28,0	-26,4
Médio absoluto:	13,0	12,7	14,8	11,2	9,7

TABELA 12 – MÉTODO DE MALING (1963)

	Diferença [dB]
Tipo do ventilador:	Todos
Máximo:	25,3
Mínimo:	14,2
Médio absoluto:	20,4

TABELA 13 – MÉTODO DE REGENSHEIT (1972)

Tipo do ventilador:	Diferença [dB]				
	Centrífugo: equação 60	Centrífugo: equação 61	Centrífugo: equação 62	Centrífugo: equação 63	Centrífugo: equação 64
Máximo:	49,5	32,2	9,8	9,8	9,9
Mínimo:	38,8	10,0	-0,9	-0,9	-0,8
Médio absoluto:	45,8	23,4	6,1	6,1	6,2

TABELA 14 – MÉTODO DE GRAHAM (1979)

Tipo do ventilador:	Diferença [dB]								
	Centrífugo: soprador radial	Centrífugo: radial modificado	Centrífugo: radial para transporte de materiais	Centrífugo: aerofólio, pás curvadas, ou inclinadas para trás	Centrífugo: pás curvadas para frente	Axial aletado	Axial tubular	Axial tipo hélice	Torre de resfriamento
Máx.:	5,9	-5,7	5,2	-16,1	-13,8	-7,0	-3,7	-5,8	5,4
Mín.:	-36,4	-50,2	-41,4	-60,2	-57,9	-51,8	-49,2	-49,6	-39,4
Méd. abs.:	11,5	22,8	13,6	33,0	30,5	24,9	21,8	22,9	12,7

TABELA 15 – MÉTODO ASHRAE HANDBOOK (2000)

Tipo do ventilador:	Diferença [dB]							
	Centrífugo: radial	Centrífugo: pás curvadas, ou inclinadas para trás	Centrífugo: aerofólio	Centrífugo: pás curvadas para frente	Axial aletado	Axial tubular	Axial tipo hélice	Centrífugo tubular
Máx.:	12,0	-3,4	-3,4	-2,2	11,0	13,6	15,6	7,5
Mín.:	-13,5	-28,2	-28,2	-26,8	-14,6	-11,5	-8,7	-16,9
Méd. abs.:	5,5	12,6	12,6	11,4	5,0	6,3	7,8	4,7

Dentre todos os métodos e tipos de ventiladores analisados os que apresentaram menores diferenças absolutas foram os: de BERANEK L.L., KAMPERMAN W. AND ALLEN C.H. [ 46 ] (1955) com 5,5 dB, de REGENSCHER, B. [ 49 ] (tipo centrífugo: equações 62 e 63) com 6,1 dB e da ASHRAE HANDBOOK [ 50 ] (tipo: centrífugo tubular) com 4,7 dB. Sendo que o menor intervalo de diferença encontrado foi no método de REGENSCHER, B. [ 49 ] (tipo centrífugo: equações 62 e 63), onde ambos apresentaram uma faixa de diferença da ordem de -0,9 dB a 9,8 dB. Variações de diferenças no nível de ruído sonoro desta ordem de grandeza são muito elevadas, pois não permitem estimativas satisfatórias, principalmente na fase de projeto.

Ressalta-se que dentre os métodos avaliados nenhum deles apresenta uma equação específica de cálculo do nível de ruído para VFARR, conforme discutido anteriormente. O que não invalida a utilização dos métodos para suas finalidades originais, associadas adequadamente a cada tipo de ventilador. Porém, a tentativa de associar algum desses métodos e tipos de ventiladores à predição do nível de ruído de VFARR não obteve sucesso, o que justifica o desenvolvimento de um método específico para estimativa do nível de ruído gerado por VFARR.

## 4.2. VALIDAÇÃO DA VAZÃO

A validação das simulações de *CFD* para a vazão foi realizada utilizando o ponto de projeto central do *CCD* (251-58-5-456<sup>3</sup>), os resultados apresentados no gráfico da FIGURA 43, referentes à convergência de malha mostram que a partir de certa configuração de malha, totalizando 1.552.476 nós, começa a ocorrer a estabilização dos valores das vazões. Portanto, para garantir uma qualidade mínima de malha e ao mesmo tempo não exagerar nos custos computacionais, adotaram-se os critérios da malha de 2.502.086 nós para as simulações de *CFD*.

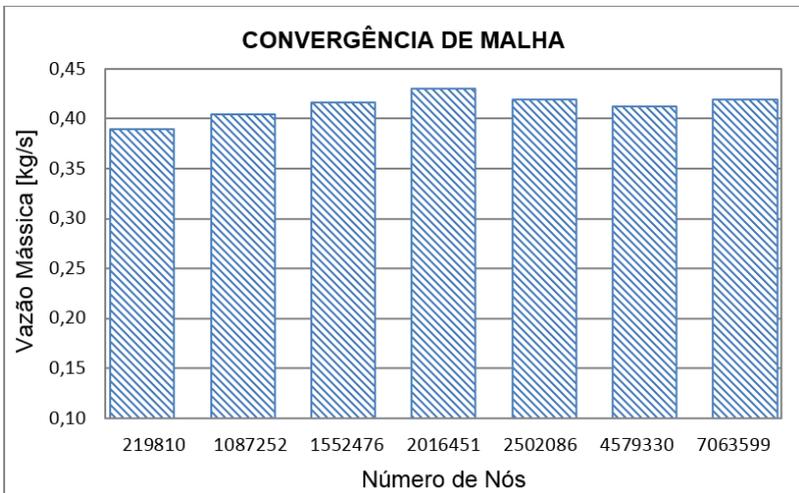


FIGURA 43 – CONVERGÊNCIA DE MALHA REFERENTE À VAZÃO

Como critério de parada das simulações adotou-se a estabilização da grandeza desejada em função das iterações e a convergência dos resíduos, os gráficos das FIGURA 44 e FIGURA 45, apresentam as curvas dos critérios de parada, que começam a estabilizar a partir da iteração 100, porém para garantir a

<sup>3</sup> Devido às limitações da bancada experimental não foi possível executar os ensaios em 2400 RPM, portanto as validações para a vazão foram realizadas em 1500 RPM, 1800 RPM e 2100 RPM.



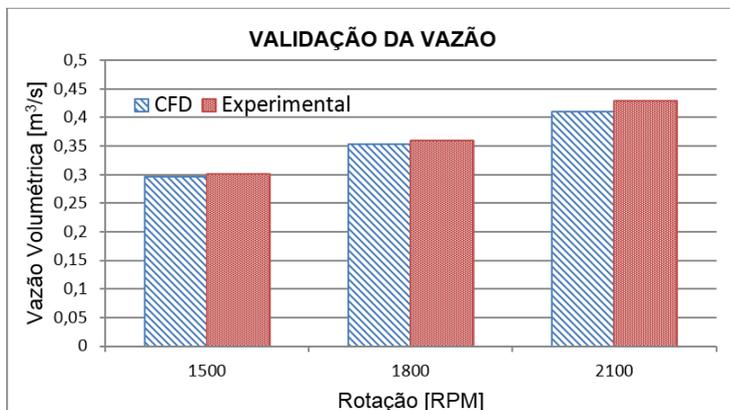


FIGURA 46 – COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS DE VAZÃO ENTRE CFD X EXPERIMENTAL

Experimentalmente, a pressão estática na câmara é ajustada para igualar à pressão atmosférica, a qual é medida no mesmo plano em destaque na FIGURA 47. Nesse plano é plotada a pressão relativa (à atmosférica) da simulação em 1800 RPM, onde a variação máxima é da ordem de  $\pm 0,4$  Pa, ou seja, muito próxima da atmosférica.

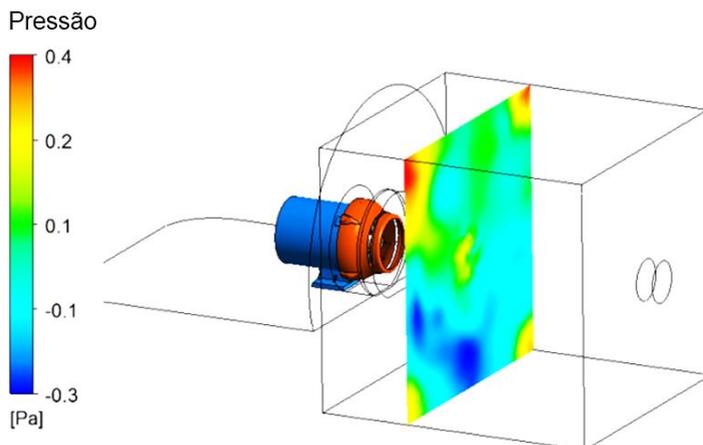


FIGURA 47 – PRESSÃO ESTÁTICA NO PLANO DE MEDIÇÃO DA CÂMARA EQUALIZADORA

O comportamento geral do escoamento pode ser observado através das linhas de corrente sobre a carcaça estrutural, conforme apresentado na FIGURA 48. Nota-se que o escoamento na saída da carcaça defletora possui uma componente tangencial considerável devido às pás serem do tipo radial e pela ausência de guias direcionadoras após o rotor.

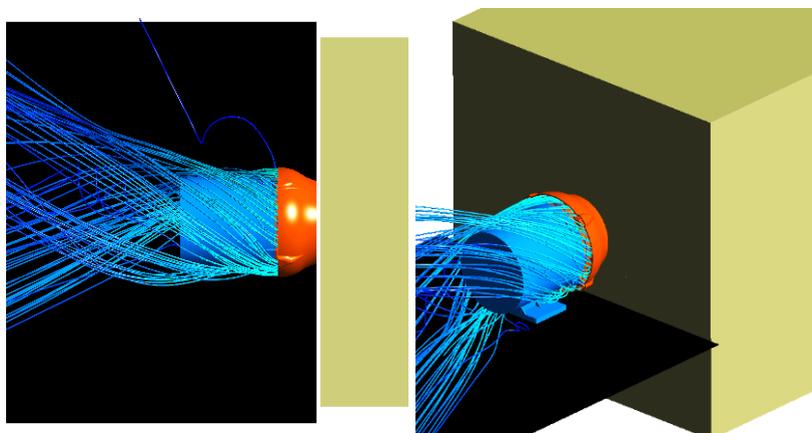


FIGURA 48 – COMPORTAMENTO DO ESCOAMENTO COM O VENTILADOR ACOPLADO À CÂMARA DE EQUALIZAÇÃO DE PRESSÃO

#### 4.3. VALIDAÇÃO DA POTÊNCIA ABSORVIDA

De acordo com os critérios definidos para a validação da vazão, seguem apresentados nas FIGURA 49 e FIGURA 50 a estabilização da potência absorvida pelo ventilador e a convergência dos resíduos, respectivamente. Nota-se que, analogamente às simulações da vazão, as simulações da potência absorvida começam a estabilizar aproximadamente a partir da centésima iteração, portanto o critério de atingir 400 iterações também é suficiente para garantir a qualidade dos resultados da potência absorvida.

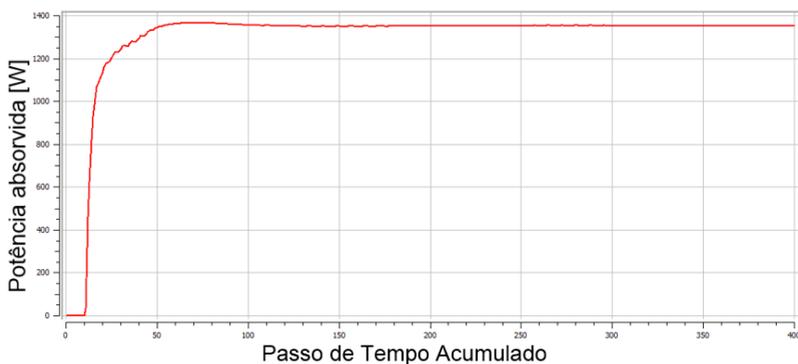
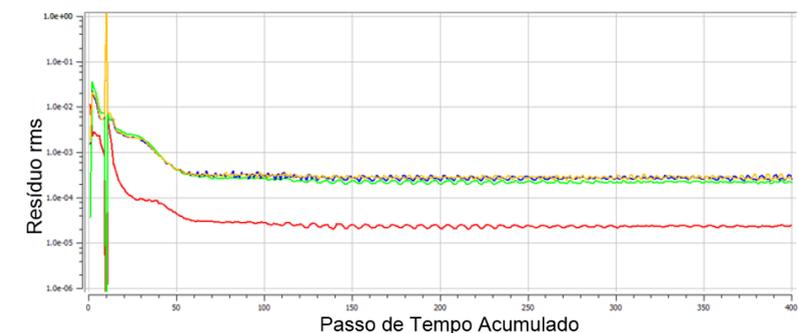


FIGURA 49 – ESTABILIZAÇÃO DA POTÊNCIA ABSORVIDA



— Massa; — Componente de velocidade: coordenada x;  
 — Componente de velocidade: coordenada y; — Componente de velocidade: coordenada z.

FIGURA 50 – CONVERGÊNCIA DOS RESÍDUOS REFERENTE ÀS SIMULAÇÕES DA POTÊNCIA ABSORVIDA

O ventilador utilizado para validação da potência absorvida foi o mesmo da validação da vazão (251-58-5-456), porém as rotações foram 3000 RPM e 3600 RPM, conforme definido na subseção 3.3.2. Na FIGURA 51 são mostrados os resultados obtidos para as duas rotações, onde as diferenças entre *CFD* e experimental foram de 3,8 % e 5,2 %, respectivamente, para 3000 RPM e 3600 RPM.

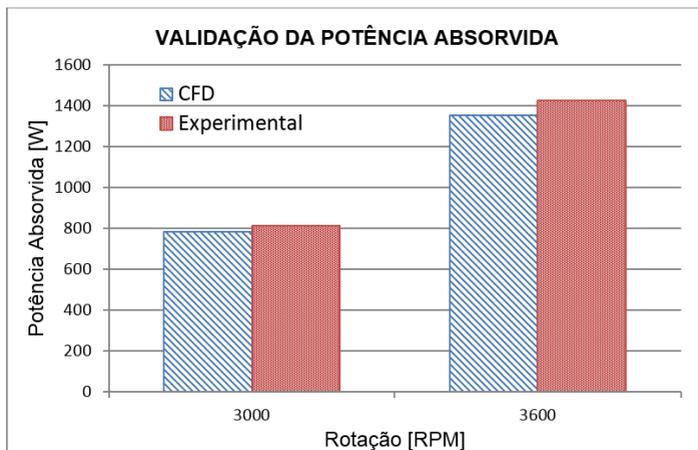


FIGURA 51 – COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS DE POTÊNCIA ABSORVIDA ENTRE *CFD* X EXPERIMENTAL

Nas FIGURA 52 (a) e FIGURA 53 (a) são apresentados os vetores de velocidade de ar na saída e na entrada do ventilador, respectivamente. E para efeito de comparação são apresentadas nas FIGURA 52 (b) e FIGURA 53 (b), as linhas de corrente obtidas experimentalmente através de um dispositivo visualizador de fluxo, mostrando coerência entre os resultados de *CFD* e experimental.

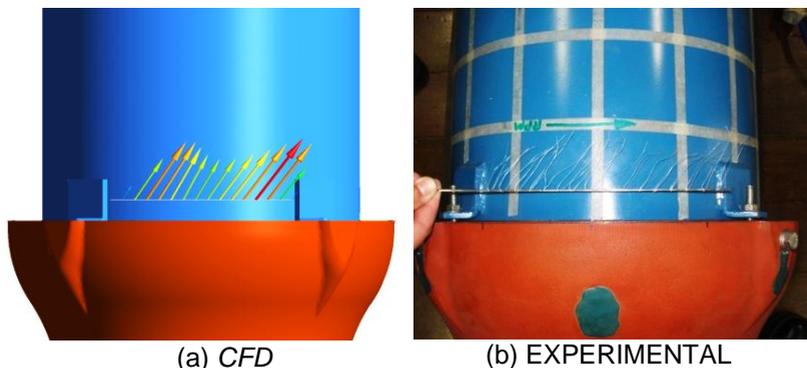


FIGURA 52 – VALIDAÇÃO VISUAL NA SAÍDA DO VENTILADOR

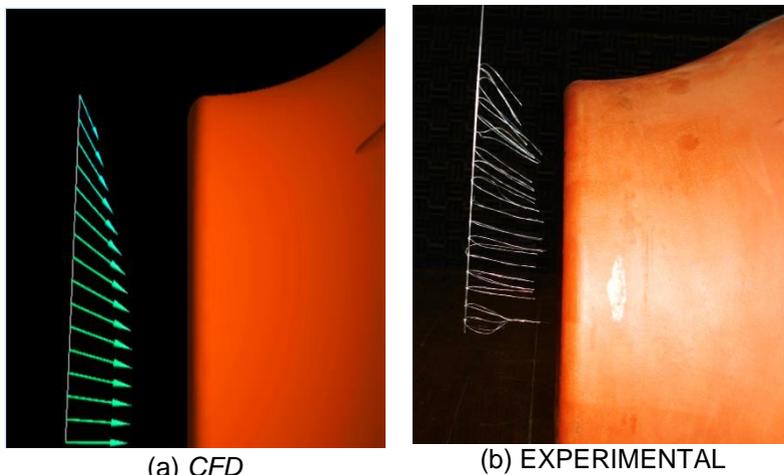


FIGURA 53 – VALIDAÇÃO VISUAL NA ENTRADA DO VENTILADOR

O comportamento do escoamento na condição livre pode ser observado através das linhas de corrente na entrada e saída do ventilador, conforme apresentado na FIGURA 54. Nota-se que o escoamento na saída da carcaça defletora é semelhante ao escoamento do ventilador acoplado à câmara e na entrada o escoamento é aproximadamente axissimétrico.

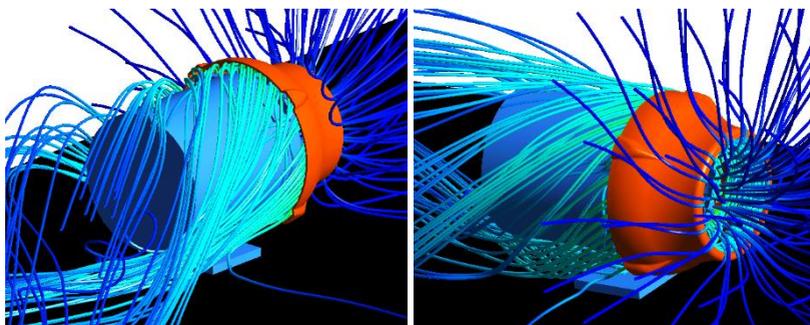


FIGURA 54 – COMPORTAMENTO DO ESCOAMENTO COM O VENTILADOR EM CONDIÇÃO LIVRE

#### 4.4. RESULTADOS DO NÍVEL DE RUÍDO DE FUNDO

Como o objetivo é analisar apenas o ruído aerodinâmico, deve-se garantir que o ruído (eletromagnético e mecânico) sonoro emitido pelo conjunto motor/estrutura não irá interferir nos resultados. Portanto, o nível de ruído eletromagnético e mecânico, além do ruído da câmara acústica, foram considerados como ruído de fundo e foram medidos em todas as condições de rotações e defletoras dos pontos de projeto sem rotor acoplado ao eixo para quantificar apenas o nível de ruído fundo, os valores são apresentados no gráfico da FIGURA 55.

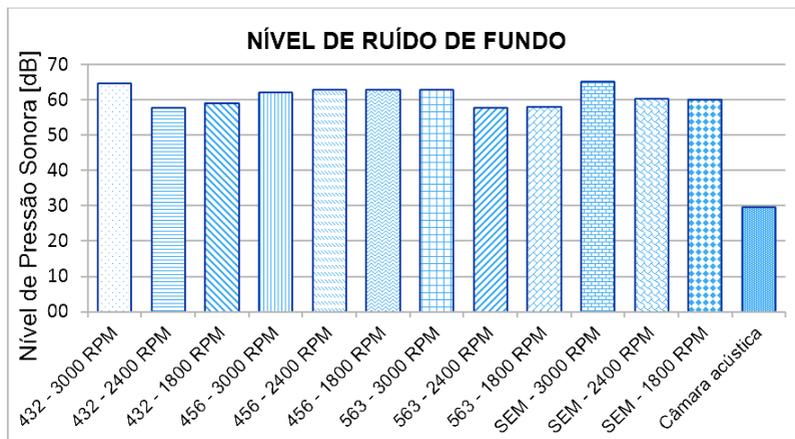


FIGURA 55 – NÍVEIS DE RUÍDO DE FUNDO

FIGURA 55 – NÍVEIS DE RUÍDO DE FUNDO

#### 4.5. RESULTADOS DA ESTACIONARIDADE DO RUÍDO SONORO

O gráfico da FIGURA 56 apresenta o espectro das oito medições realizadas com o microfone posicionado no mesmo local e o ventilador operando em regime permanente. Observa-se que os espectros se sobrepõem dificultando, até mesmo, a identificação da correspondência entre os espectros e suas respectivas medições, o que comprova a estacionaridade do ruído sonoro.

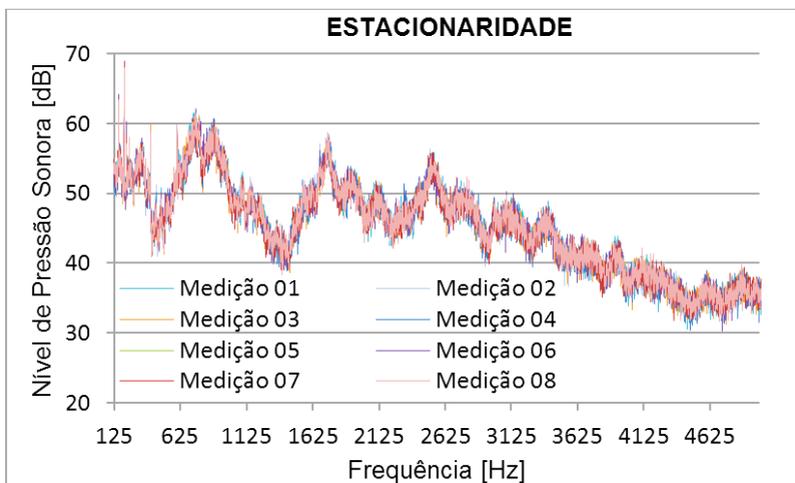


FIGURA 56 – ESTACIONARIDADE DO NÍVEL DE RUÍDO DO VENTILADOR EM REGIME PERMANENTE

#### 4.6. RESULTADOS DE $K_1$ E $\beta$

##### 4.6.1. Resultados dos Níveis de Ruído para os Pontos de Projeto Iniciais

Após executar os procedimentos definidos na subseção 3.2.8 para os pontos de projetos da subseção 3.4.7.3, obtém-se os valores de  $K_1 = 21,1$  e  $\beta = 4,57$ , ao substituir esses valores na equação 125 é possível estimar os níveis de ruído para os pontos de projeto conforme metodologia proposta. A diferença obtida entre os resultados estimados e experimentados são apresentados de forma distribuída no gráfico da FIGURA 57 pelas faixas das diferenças em dB versus a quantidade de ocorrências em porcentagem. Destacado entre parênteses acima das barras de distribuição são apresentadas as ocorrências acumuladas pelas faixas das diferenças, onde 50 % dos pontos de projeto apresentaram uma diferença entre  $\pm 1$  dB e em 77 % dos casos o intervalo das diferenças foi de  $\pm 2$  dB.

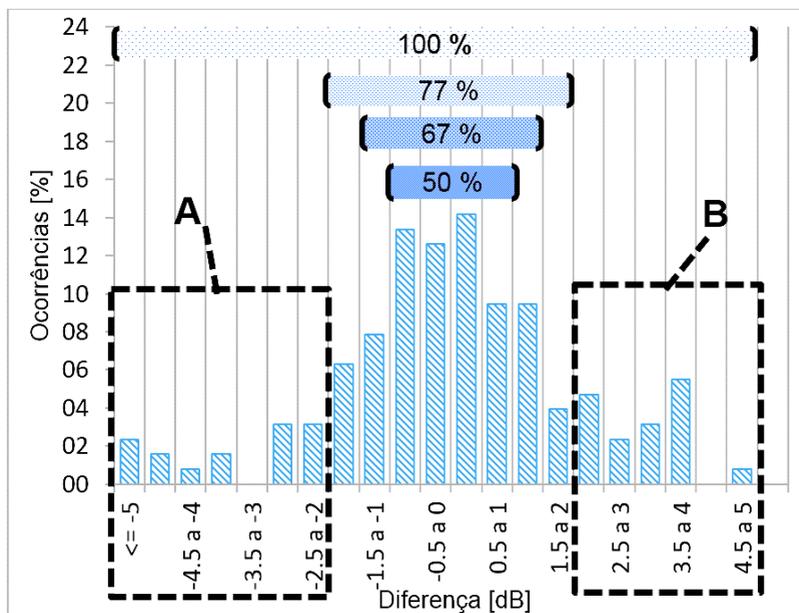


FIGURA 57 – DISTRIBUIÇÃO DAS DIFERENÇAS REFERENTES AOS PONTOS DE PROJETO ORIGINAIS

Os ventiladores que apresentaram diferenças inferiores a - 2 dB em relação ao experimental destacados pela região A são discriminados na TABELA 16 e possuem como característica específica o diâmetro externo do disco interno ( $d_{5i}$ ) maior que o diâmetro médio externo das pás ( $d_5$ ), conforme exemplo mostrado na FIGURA 58 (a).

Ao lado direito do eixo das diferenças são destacados, na região B, os ventiladores com diferenças superiores a 2 dB e apresentados na TABELA 17, os quais possuem o diâmetro externo do disco interno ( $d_{5i}$ ) menor que o diâmetro médio externo das pás ( $d_5$ ), conforme exemplo mostrado na FIGURA 58 (b).

TABELA 16 – VENTILADORES COM DIFERENÇAS INFERIORES A - 2 dB

$d_5$	$b_5$	$Z$	$d_{9e}$	$n$	Diferença
[mm]	[mm]	[-]	[mm]	[RPM]	[dB]
251	58	9	432	3000	-2.0
251	58	5	563	2400	-2.0
251	58	5	432	1800	-2.1
251	58	3	432	3000	-2.1
251	58	3	563	3000	-2.2
251	58	3	456	3000	-2.5
251	39	5	456	1800	-2.7
251	39	5	432	1800	-2.7
251	39	5	563	1800	-2.8
251	58	5	432	2400	-3.7
251	58	5	432	3000	-3.8
251	39	5	456	3000	-4.2
251	39	5	432	2400	-4.7
251	39	5	432	3000	-4.7
251	39	5	456	2400	-5.1
251	39	5	563	3000	-5.3
251	39	5	563	2400	-5.6

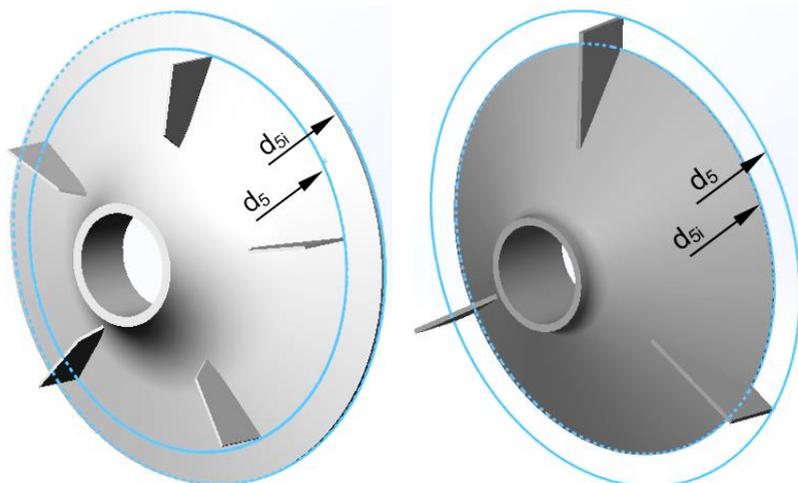
(a)  $d_{5i} > d_5$ (b)  $d_{5i} < d_5$ FIGURA 58 – ROTORES COM  $d_5 \neq d_{5i}$

TABELA 17 – VENTILADORES COM DIFERENÇAS SUPERIORES A 2 dB

$d_5$	$b_5$	$Z$	$d_{9e}$	$n$	Diferença
[mm]	[mm]	[-]	[mm]	[RPM]	[dB]
312	39	9	456	2400	2.6
312	77	3	432	3000	2.8
312	39	9	456	1800	2.9
312	39	9	456	3000	3.1
312	77	3	432	2400	3.2
312	39	9	563	2400	3.2
312	39	3	456	3000	3.3
312	77	3	432	1800	3.5
312	39	3	456	2400	3.5
312	39	9	563	1800	3.6
312	39	9	563	3000	3.7
312	39	3	563	3000	3.8
312	39	3	456	1800	3.8
312	39	3	563	2400	3.8
312	39	3	563	1800	4.7

Ao ser destacada a questão do disco interno nos rotores que pode estar associada às maiores diferenças, parte-se para uma análise dos espectros com objetivo de identificar alguma característica particular de cada rotor. Selecionando os espectros do ventilador 251-39-5-563 (FIGURA 59), o qual apresentou maiores diferenças, nota-se que existe uma amplificação na região de 725 Hz em todas as rotações. Onde em 2400 RPM essa amplificação é tão significativa que sobrepassa os níveis de pressão sonora em 3000 RPM. O mesmo acontece na região de 550 Hz, onde os níveis de pressão sonora em 1800 RPM são maiores que em 2400 RPM. E na região de 780 Hz o ventilador apresenta uma amplificação significativa na rotação de 3000 RPM.

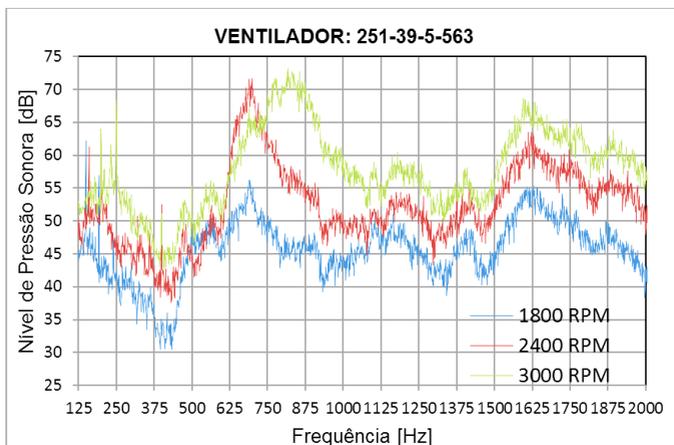


FIGURA 59 – ESPECTROS DO NÍVEL DE PRESSÃO SONORA DO VENTILADOR 251-39-5-563

Para mostrar que essas amplificações estão associadas ao rotor, utilizam-se os espectros do mesmo rotor combinado com a defletora 456, esses espectros possuem comportamento similar nas mesmas regiões informadas no parágrafo anterior, conforme apresenta a FIGURA 60.

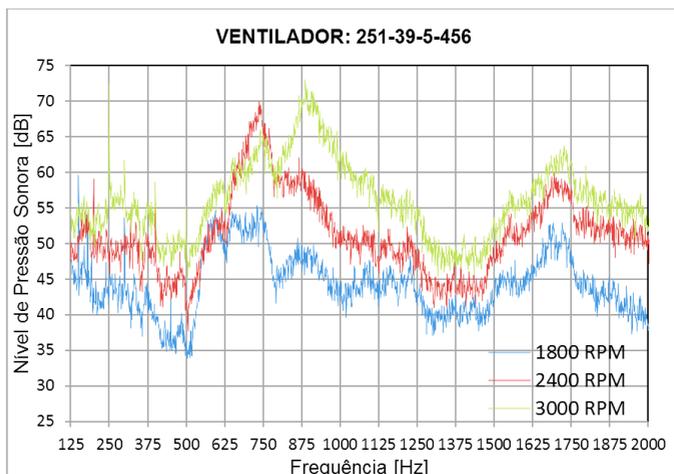


FIGURA 60 – ESPECTROS DO NÍVEL DE PRESSÃO SONORA DO VENTILADOR 251-39-5-456

## 4.6.2. Identificação das Maiores Diferenças

Com objetivo de identificar os motivos que incrementam as diferenças da metodologia proposta fabricou-se dois novos protótipos para verificar o efeito da desigualdade entre  $d_5$  e  $d_{5i}$  no valor do ruído gerado. Na FIGURA 61 (a) são apresentados os rotores que propiciaram maiores diferenças, 251-39-5 e 312-39-3 ( $d_5 \neq d_{5i}$ ). E na FIGURA 61 (b) são mostrados os protótipos dos rotores modificados com  $d_5 = d_{5i}$  que foram testados e comparados os resultados com seus equivalentes.

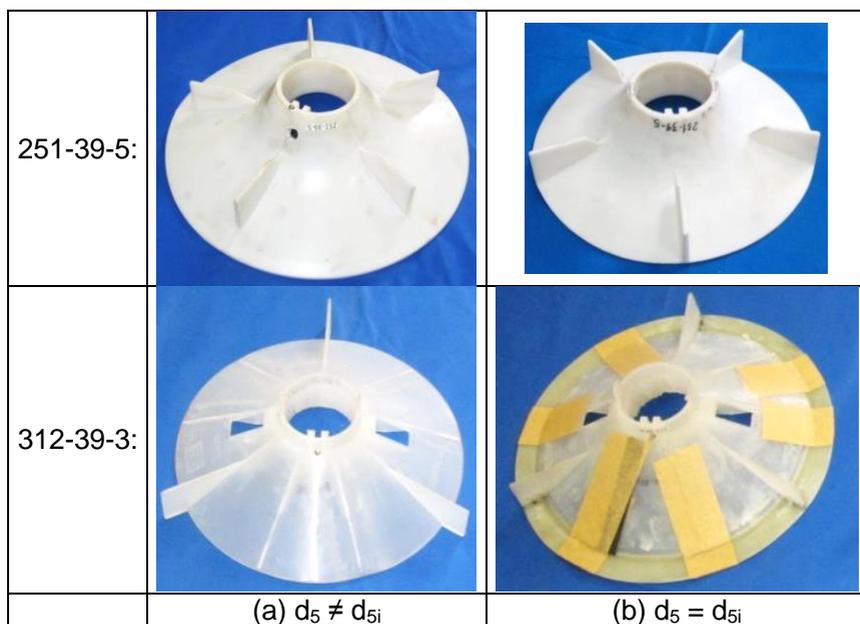


FIGURA 61 – PROTÓTIPOS PARA INVESTIGAÇÃO DO EFEITO DO DIÂMETRO DO DISCO INTERNO

Os resultados obtidos com os protótipos são apresentados na TABELA 18, para facilitar a comparação do efeito do diâmetro do disco interno, os dados foram dispostos com o protótipo original em uma linha e na seguinte estão os dados do protótipo modificado. Nota-se que, a influência do disco interno pode ser bastante significativa na diferença da metodologia, conforme se mostraram os resultados do protótipo 251-39-5-563-2400 em que

a modificação do diâmetro externo do disco interno de 295 mm para 251 mm propiciou uma redução de 5,1 dB entre a diferença do valor estimado e do experimental. No caso do ventilador 312-39-3-563 a redução média da diferença foi da ordem de 1,4 dB, o que comprova que o disco interno pode influenciar significativamente no nível de ruído gerado pelo ventilador.

TABELA 18 – COMPARAÇÃO DAS DIFERENÇAS GERADAS PELO DISCO INTERNO

$d_5$ [mm]	$d_{5i}$ [mm]	$b_5$ [mm]	$Z$ [-]	$d_{9e}$ [mm]	$n$ [RPM]	Diferença [dB]
251	295	39	5	563	2400	-5.6
251	251	39	5	563	2400	-0.5
251	295	39	5	563	3000	-5.3
251	251	39	5	563	3000	-1.7
251	295	39	5	563	1800	-2.8
251	251	39	5	563	1800	0.4
312	270	39	3	563	1800	4.7
312	312	39	3	563	1800	3.1
312	270	39	3	563	3000	3.8
312	312	39	3	563	3000	2.6
312	270	39	3	563	2400	3.8
312	312	39	3	563	2400	2.3

Ressalta-se que a alteração no disco interno não afeta somente os níveis de ruído, mas também os parâmetros de desempenho aerodinâmicos do ventilador, como vazão e potência. Salienta-se, que os rotores modificados foram simulados e nos dados da TABELA 18 os valores de vazão e rendimento estão atualizados conforme resultados nas novas condições ( $d_5 = d_{5i}$ ).

Nos espectros da FIGURA 62, onde o espectro em verde é do ventilador 251-39-5-456-2400 com  $d_{5i} = 295$  mm, em vermelho é referente ao ventilador 251-39-5-456-2400 com  $d_{5i} = 251$  mm e o espectro em azul representa o disco interno com  $d_{5i} = 295$  mm sem pás (FIGURA 63), com a defletora 456 e rotação de 2400 RPM, é notável a influência do disco interno no ruído do ventilador, pois sua assinatura aparece no espectro do rotor com pás, conforme destacado nas regiões circuladas. E ao modificar apenas o diâmetro do disco interno (comparar espectros verde e

vermelho) alteram-se as características do espectro, reduzindo algumas regiões de amplificação do nível de ruído.

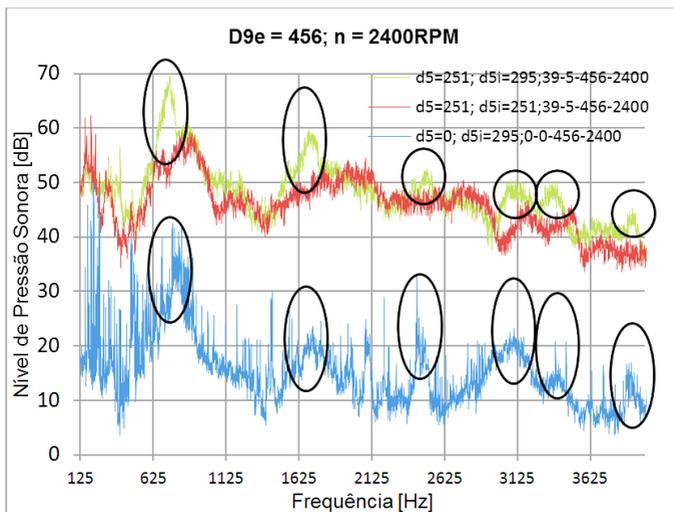


FIGURA 62 – ESPECTROS COMPARATIVOS REFERENTES AO DISCO INTERNO

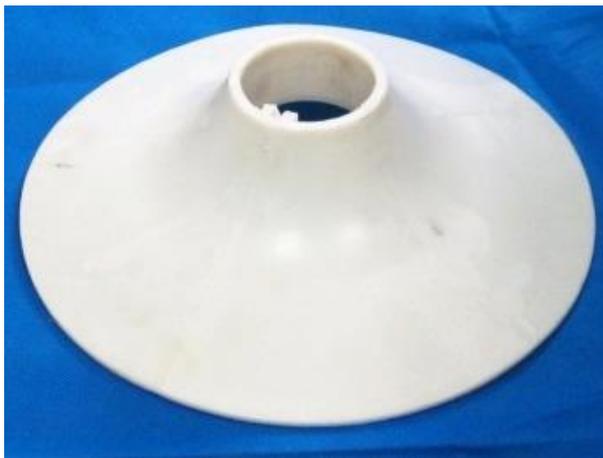


FIGURA 63 – DISCO INTERNO 295 SEM PÁS

A utilização dos rotores com  $d_5 \neq d_{5i}$  ocorreu, pois se considerou inicialmente, que não houvesse influência significativa do disco interno no nível de ruído do ventilador, sendo que o parâmetro  $d_5$  tivesse influência muito maior que o  $d_{5i}$ . De fato, isso ocorreu para a maioria dos casos, pois em 93 % dos casos a diferença ficou entre  $\pm 2$  dB. Porém, de acordo com os resultados não se deve desprezar a influência do disco interno no nível de ruído gerado pelo ventilador.

#### 4.6.3. Resultados dos Níveis de Ruído dos Pontos de Projeto Modificados

Considerando que na prática o diâmetro externo do disco interno é igual ao diâmetro externo médio das pás, refez-se os cálculos apresentados na subseção 4.6.1, substituindo os dados do rotor 251-39-5 com  $d_{5i} = 295$  mm pelo de  $d_{5i} = 251$  mm e os dados do ventilador 312-39-3-563 com  $d_{5i} = 270$  mm pelo de  $d_{5i} = 312$  mm<sup>4</sup>. Após adotar este procedimento, obtiveram-se os valores de  $K_1 = 21,0$  e  $\beta = 4,54$ , os quais não sofreram alterações significativas, em relação ao calculado na subseção 4.6.1, nos seus valores devido ao tamanho da amostra. A distribuição das diferenças com os valores de  $K_1$  e  $\beta$  atualizados são apresentados no gráfico de barras da FIGURA 64, onde 51 % dos pontos de projeto apresentaram uma diferença entre  $\pm 1$  dB e em 93 % dos casos o intervalo das diferenças foi de  $\pm 2,5$  dB.

Analogamente ao ocorrido na subseção 4.6.1, as maiores diferenças estão associados ao disco interno. As diferenças inferiores a  $-2,3$  dB em relação ao experimental destacados pela região A possuem  $d_{5i}$  maior que  $d_5$  e as diferenças superiores a  $2,1$  dB, destacados pela região B possuem  $d_{5i}$  menor que  $d_5$ .

---

<sup>4</sup> O rotor 251-39-5 com  $d_{5i} = 251$  mm foi ensaiado em todas as combinações de defletoras e rotações. E o rotor 312-39-3 com  $d_{5i} = 312$  mm foi ensaiado nas três rotações com a defletora 563.

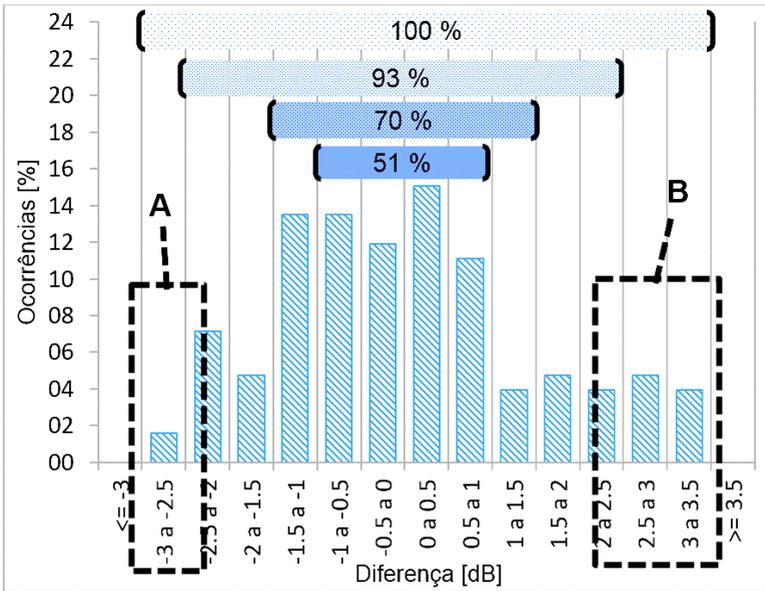


FIGURA 64 – DISTRIBUIÇÃO DAS DIFERENÇAS REFERENTES AOS PONTOS DE PROJETO MODIFICADOS

4.6.4. Leis de Semelhança de Nível de Ruído

Adotando os resultados de  $K_1$  e  $\beta$  obtidos na subseção anterior juntamente com a equação 125, propõem-se as seguintes equações de  $L_w$  para serem aplicadas como leis de semelhança para os VFARR.

Considerando o mesmo rendimento para a condição conhecida e a desejada, tem-se:

$$L_{W2} = L_{W1} + 10 \log\left(\frac{V_2}{V_1}\right) + 45 \log\left(\frac{n_2}{n_1}\right) + 45 \log\left(\frac{d_2}{d_1}\right) \quad ( 139 )$$

Substituindo a equação 26 na 139:

$$L_{W2} = L_{W1} + 55 \log\left(\frac{n_2}{n_1}\right) + 75 \log\left(\frac{d_2}{d_1}\right) \quad ( 140 )$$

Ao comparar as equações 27 e 140 das leis de semelhança para o nível de potência sonora nota-se que os coeficientes dos termos logarítmicos da vazão (50 e 55) e da geometria (70 e 75) apresentam valores aproximados, aumentando a confiabilidade da metodologia proposta, quanto sua utilização para as leis de semelhança do  $L_w$ .

Mantendo-se a consideração de rendimento constante e trabalhando a equação 139 para um mesmo ventilador, com dimensões geométricas invariáveis e  $n$  variável, chega-se a:

$$L_{W2} = L_{W1} + 55 \log\left(\frac{n_2}{n_1}\right) \quad ( 141 )$$

Utilizando a equação 139 e considerando o caso de  $n$  constante e dimensões geométricas variáveis:

$$L_{W2} = L_{W1} + 75 \log\left(\frac{d_2}{d_1}\right) \quad ( 142 )$$

#### 4.7. RESULTADOS DOS MODOS DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA

Nesta subseção serão apresentados os resultados numéricos e experimentais referentes aos modos de ressonância acústica das carcaças defletoras, os quais apresentaram coerência entre si.

##### 4.7.1. Resultados dos Modos de Ressonância Acústica da Carcaça Defletora 432

A FIGURA 65 apresenta o gráfico em três dimensões dos espectros do nível de ruído em função do tempo, a frequência em Hz é representada no eixo horizontal, o tempo em segundos no eixo inclinado e a pressão sonora em Pa<sup>5</sup> é representada no eixo vertical ao fundo. No instante  $t = 0$  s a rotação é de 3000 RPM e

---

<sup>5</sup> Utiliza-se escala linear para a pressão a fim de facilitar a visualização das regiões de amplificação.

após 10 min a rotação é igual a 0 RPM. As setas com linhas tracejadas representam as frequências de passagem e suas múltiplas, conforme indicação no gráfico. De acordo com BLEVINS, R.D. [ 88 ] e MARDERNESS, E. R. [ 89 ] os principais modos de ressonância acústica de um cilindro são do tipo axial, circunferencial e radial, devido à sua forma cilíndrica os modos de ressonância acústica das carcaças defletoras também possuem estas características. Nos resultados das análises *Waterfall*, os modos de ressonância acústica do tipo axial são representados por RAA e os modos circunferenciais por RAC, os modos do tipo radial não foram detectados nas análises realizadas.

Os modos acústicos representados nas figuras dos espectros foram identificados por meio das simulações numéricas, conforme mostram as FIGURA 66 a FIGURA 68, onde as regiões de amplificação dos espectros coincidem com os modos simulados.

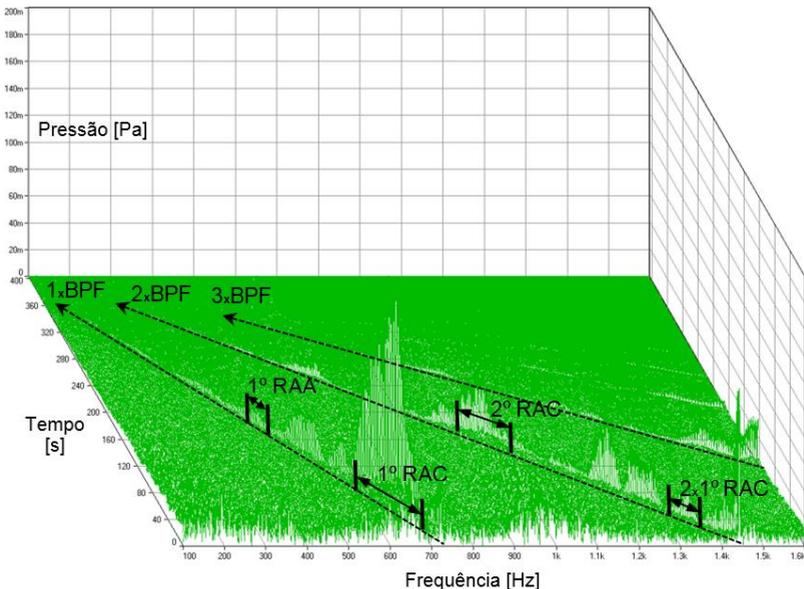


FIGURA 65 – WATERFALL DA CARÇA DEFLETORA 432

O primeiro modo axial mostrado na FIGURA 66, ou conforme apresentado por NODA, S.; MIZUNO, S.; SUZUKI, K. [ 69 ]: modo de Helmholtz, está associado à faixa de frequência entre 437 Hz e 444 Hz, nessa frequência a excitação sonora

experimental possui baixa intensidade, dificultando a visualização no gráfico da FIGURA 65.

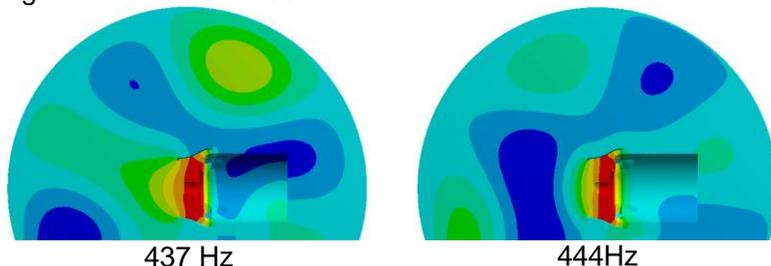


FIGURA 66 – 1º MODO DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA AXIAL (MODO DE HELMHOLTZ) DA CARÇAÇA DEFLETORA 432

Os efeitos dos dois primeiros modos circunferenciais são nitidamente visíveis na FIGURA 65 e seus resultados numéricos são representados nas FIGURA 67 e FIGURA 68. As faixas de frequência do 1º RAC variam entre 595 Hz e 697 Hz e do 2º RAC variam entre 957 Hz e 1020 Hz, nas figuras a seguir são representados apenas algumas frequências dos modos circunferenciais, porém dentre as faixas especificadas existem várias outras frequências com características dos mesmos modos.

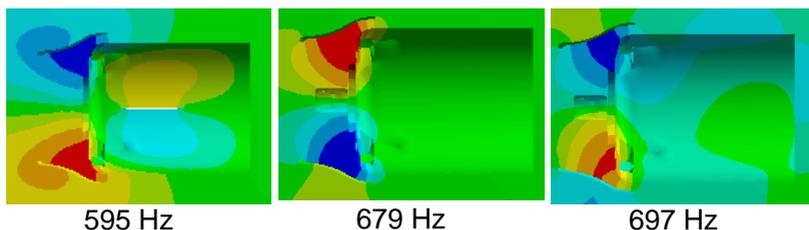


FIGURA 67 – 1º MODO DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA CIRCUNFERENCIAL DA CARÇAÇA DEFLETORA 432

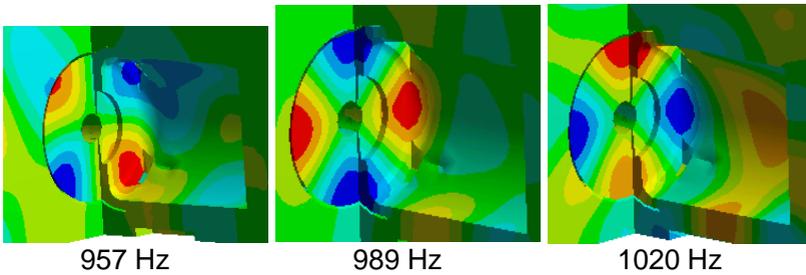


FIGURA 68 – 2º MODO DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA CIRCUNFERENCIAL DA CARÇA DEFLETORA 432

#### 4.7.2. Resultados dos Modos de Ressonância Acústica da Carça Defletora 456

De acordo com a descrição anterior, o gráfico da FIGURA 69 apresenta as regiões de amplificação sonora e seus respectivos modos identificados através dos resultados das simulações numéricas da carça defletora 456.

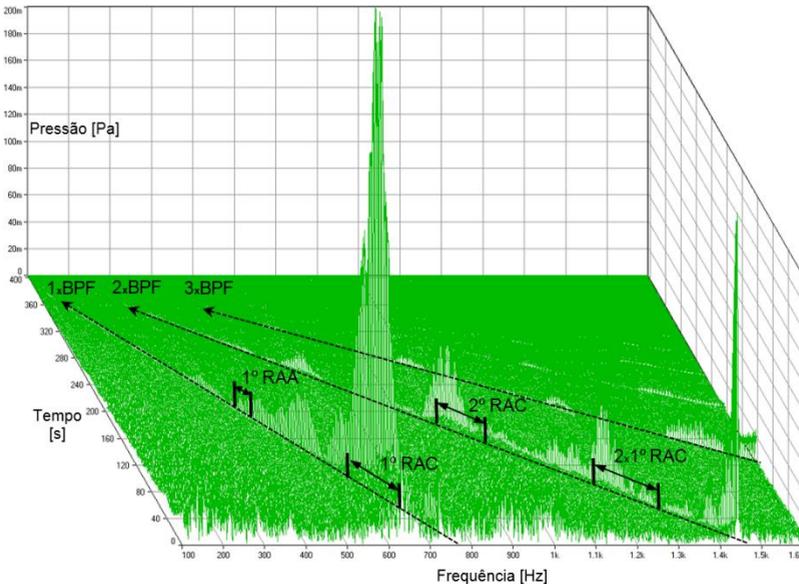


FIGURA 69 – WATERFALL DA CARÇA DEFLETORA 456

Os resultados numéricos indicaram que o primeiro modo acústico axial da carcaça defletora 456 está próximo à faixa de frequência entre 407 Hz e 421 Hz (FIGURA 70), próxima de uma região de amplificação no gráfico anterior.

O primeiro modo circunferencial obtido numericamente está entre 593 Hz e 670 Hz, de acordo com alguns exemplos na FIGURA 71, coincidindo com uma região de alta amplificação na FIGURA 69.

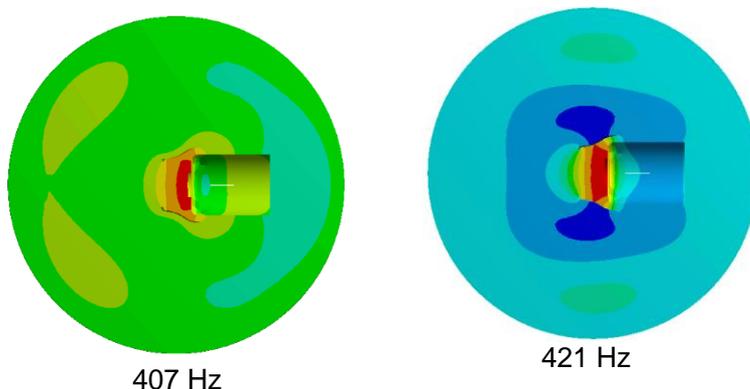


FIGURA 70 – 1º MODO DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA AXIAL (MODO DE HELMHOLTZ) DA CARÇAÇA DEFLETORA 456

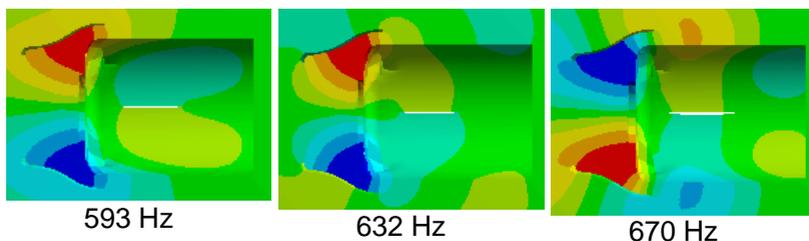


FIGURA 71 – 1º MODO DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA CIRCUNFERENCIAL DA CARÇAÇA DEFLETORA 456

A faixa de frequência do segundo modo circunferencial varia entre 888 Hz e 983 Hz conforme apresentado na FIGURA 72, indicado por uma região de amplificação nos resultados experimentais (FIGURA 69).

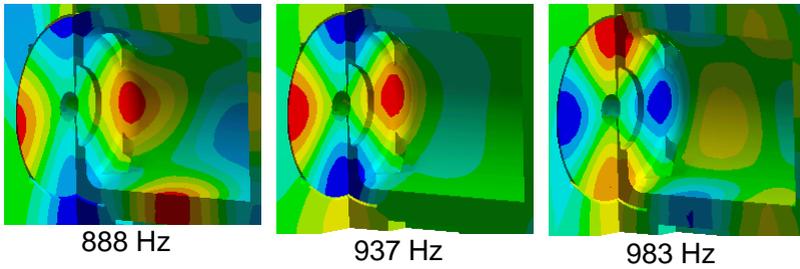


FIGURA 72 – 2º MODO DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA CIRCUNFERENCIAL DA CARÇAÇA DEFLETORA 456

#### 4.7.3. Resultados dos Modos de Ressonância Acústica da Carçaça Defletora 563

Analogamente às apresentações dos resultados das carçaças defletoras anteriores, seguem os resultados experimentais da carçaça defletora 563, conforme mostrado na FIGURA 73, nota-se que existem duas faixas de RAC, discriminadas pelos índices 1 e 2, que foram associados ao diâmetro de saída e de entrada da carçaça defletora, respectivamente.

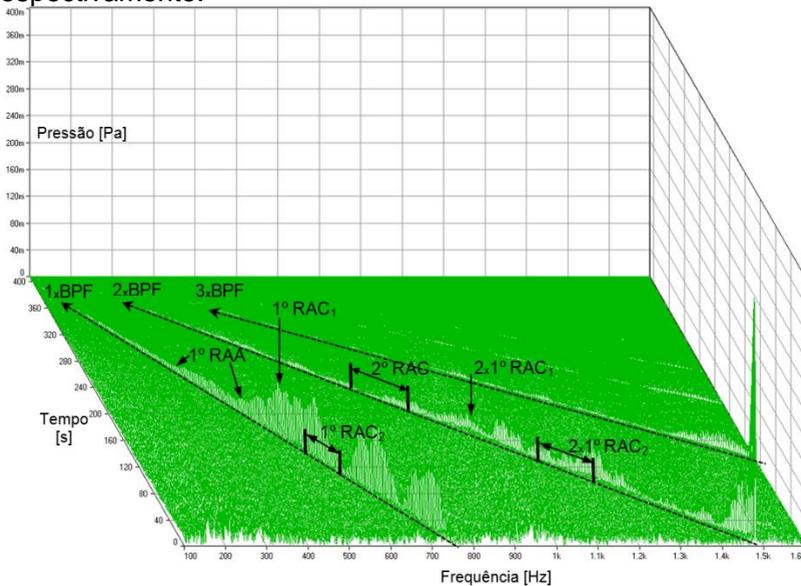


FIGURA 73 – WATERFALL DA CARÇAÇA DEFLETORA 563

O primeiro RAA da carÇAÇA defletora 563 estÁ associado À duas frequências, 308 Hz e 432 Hz, conforme mostrado na FIGURA 74, nota-se que pelo espectro (FIGURA 73) existe a mesma dificuldade de identificação das demais carÇAÇas defletoras por ser uma região com baixa excitação sonora.

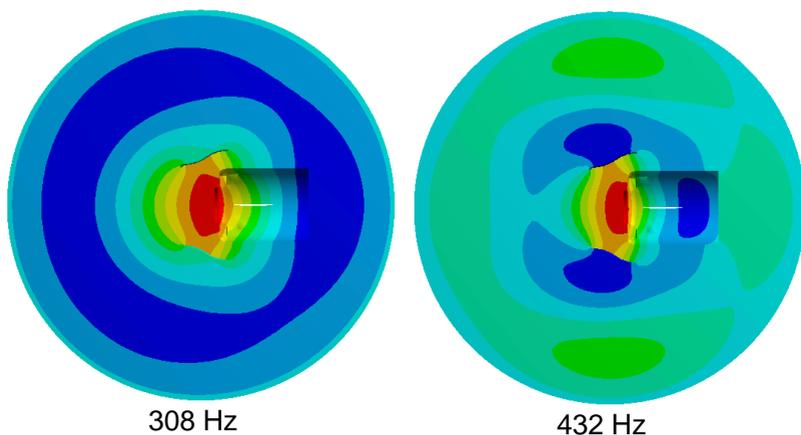
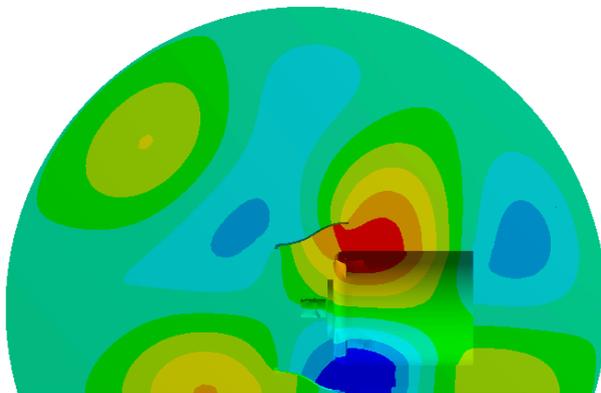


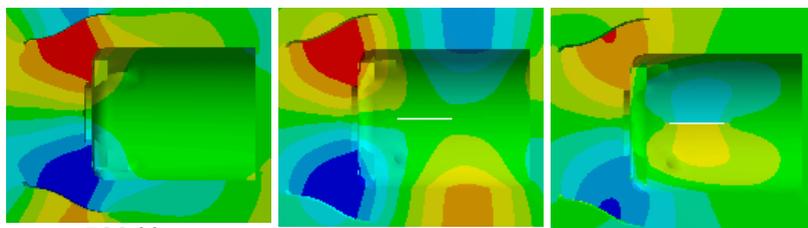
FIGURA 74 – 1º MODO DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA AXIAL (MODO DE HELMHOLTZ) DA CARÇAÇA DEFLETORA 563

Nas FIGURA 75 e FIGURA 76 são apresentados os primeiros modos de ressonância acústica circunferencial, que aparecem em duas faixas de frequências, a primeira associada ao diâmetro de saída da carÇAÇA defletora, apresenta-se na frequência de 477 Hz e a segunda faixa, associada ao diâmetro de entrada da carÇAÇA defletora, compreende as frequências entre 529 Hz e 576 Hz, ambas coincidentes com regiões de amplificação no gráfico da FIGURA 73.



477 Hz

FIGURA 75 – 1º MODO DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA CIRCUNFERENCIAL DA CARÇAÇA DEFLETORA 563 – ASSOCIADO AO DIÂMETRO DE SAÍDA DA CARÇAÇA DEFLETORA



529 Hz

558 Hz

576 Hz

FIGURA 76 – 1º MODO DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA CIRCUNFERENCIAL DA CARÇAÇA DEFLETORA 563 – ASSOCIADO AO DIÂMETRO DE ENTRADA DA CARÇAÇA DEFLETORA

Ao contrário das demais carcaças defletoras o 2º RAC da carcaça defletora 563 não apresentou uma região de amplificação significativa, conforme ilustra a FIGURA 73. Através dos resultados numéricos constatou-se que o 2º RAC encontra-se na faixa de frequência entre 711 Hz e 820 Hz, de acordo com algumas frequências relativas à esse modo mostrado na FIGURA 77.

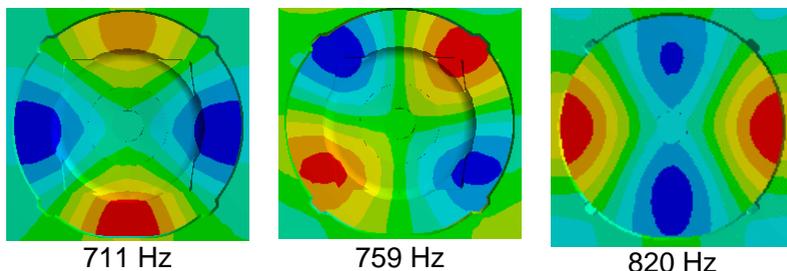


FIGURA 77 – 2º MODO DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA CIRCUNFERENCIAL DA CARÇA DE FLETORA 563

#### 4.7.4. Resultados dos Modos de Ressonância Acústica Sem Carça Defletora

A FIGURA 78 apresenta os resultados do *Waterfall* sem a carça defletora para mostrar que algumas ampliações existentes nos experimentos das carças defletoras e não identificadas nas análises numéricas estão relacionadas ao conjunto rotor/aleta/carça/motor, o qual não foi considerado nas simulações.

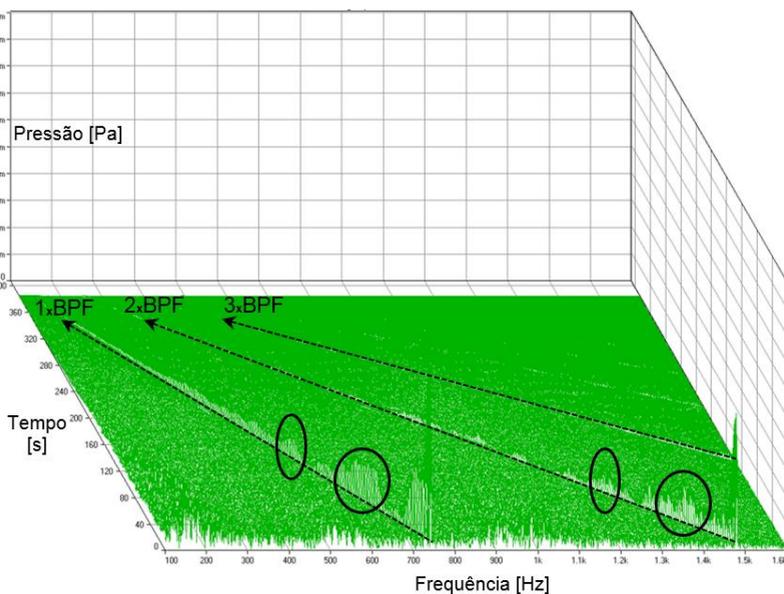


FIGURA 78 – WATERFALL SEM CARÇAÇA DEFLETORA

Essas ampliações ocorrem nas regiões próximas às frequências de 540 Hz, 650 Hz, 1250 Hz e 1400 Hz, conforme destacado no gráfico.

#### 4.7.5. Análise dos Resultados dos Modos de Ressonância Acústica

1º RAA: o primeiro modo axial aparece em todas as carcaças defletoras simuladas com características muito semelhantes entre as mesmas, porém devido à baixa excitação acústica fornecida pela *BPF* do ventilador nestas frequências, a amplitude apresentada experimentalmente é pequena.

1º RAC: o primeiro modo circumferencial está presente nas simulações de todas as carcaças defletoras, sendo facilmente identificados experimentalmente, pois possuem as maiores ampliações no espectro.

2º RAC: o segundo modo circumferencial é nitidamente observado nas simulações e experimentos das carcaças defletoras 432 e 456, porém é pouco significativo na carcaça defletora 563, este fato pode estar relacionado com a relação entre  $d_{9e}$  e  $d_{9i}$  e/ou a relação entre diâmetros e comprimento da carcaça defletora que quanto maiores, menor a significância dos modos, pois a geometria deixa de possuir características de cavidade.

Na carcaça defletora 563 os modos circumferenciais apresentam faixas de frequências distintas para o mesmo modo, identificados como  $RAC_1$  e  $RAC_2$ , os quais são associados aos maiores e menores diâmetros da carcaça defletora, este efeito se deve às características da geometria que ao ter as relações entre diâmetros ( $d_{9e} / d_{1e}$ ) incrementados em relação às outras carcaças defletoras e/ou descontinuidade circumferencial no diâmetro de saída<sup>6</sup> (FIGURA 79) passam a ter características acústicas específicas para cada região da geometria.

---

<sup>6</sup> A descontinuidade do diâmetro ocorre apenas na carcaça defletora 563.

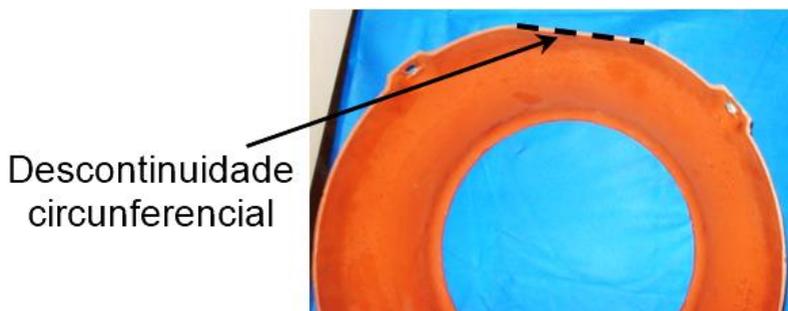


FIGURA 79 – DESCONTINUIDADE CIRCUNFERENCIAL DO  $d_{9e}$  DA CARÇAÇA DEFLETORA

O fato dos modos se repetirem em uma determinada faixa de frequência está associado à ausência de simetria da geometria (influência do piso e suporte de fixação) e da própria discretização da malha.

#### 4.8. RESULTADOS DA METODOLOGIA PROPOSTA

Para verificar a eficiência da metodologia proposta serão apresentados e comparados os resultados estimados e medidos experimentalmente da vazão, potência absorvida e nível de pressão sonora dos protótipos fabricados após o desenvolvimento da metodologia.

##### 4.8.1. Resultados do Rotor Otimizado

Aplicando-se a metodologia descrita na subseção 3.6 para otimização de um ventilador obtêm-se o rotor otimizado com as seguintes dimensões 247-77-9, apresentado na FIGURA 80.

Para verificar a confiabilidade da metodologia proposta executaram-se os ensaios de medição de vazão e potência absorvida do ventilador otimizado, na condição especificada (247-77-9-456-2400) e comparado com os resultados numéricos, conforme dados da TABELA 19. Devido às restrições de ensaios discutidas anteriormente, as vazões foram medidas em 1500 RPM, 1800 RPM e 2100 RPM e através de uma regressão linear obteve-se a vazão em 2400 RPM. E a potência absorvida foi medida em 3000 RPM e 3600 RPM e através da equação 26 das

leis de semelhança obteve-se o valor em 2400 RPM para as duas rotações medidas, onde se utilizou o valor médio.



FIGURA 80 – ROTOR OTIMIZADO 247-77-9

Os resultados da TABELA 19 são referentes aos valores diretamente obtidos através do procedimento de otimização (coluna “Otimização”). Na coluna “Numérico” são apresentados os resultados de *CFD* obtidos com o ventilador resultante do procedimento da otimização (ver fluxograma da FIGURA 42). Na coluna “Experimental” são apresentados os resultados de ensaios e na coluna “Diferença” encontram-se as diferenças percentuais entre os valores numéricos e os experimentais, onde a diferença máxima foi da ordem de 8 % para a potência absorvida.

TABELA 19 – RESULTADOS DE VAZÃO E POTÊNCIA ABSORVIDA DO VENTILADOR 247-77-9-456

	$n$ [RPM]	Otimização	Numérico	Experimental	Diferença [%]
$\dot{V}$ [m <sup>3</sup> /s]	1500			0,383	
	1800			0,460	
	2100			0,535	
	<b>2400</b>	<b>0,603</b>	<b>0,574</b>	<b>0,611</b>	<b>- 6,1</b>
$W_{abs}$ [W]	3600			2355,0	
	3000			1350,1	
	<b>2400</b>	<b>629,1</b>	<b>635,8</b>	<b>694,5</b>	<b>- 8,4</b>

Na TABELA 20 são apresentados os resultados dos níveis de pressão sonora, onde, na segunda coluna estão os valores calculados através da equação 125 e seus respectivos parâmetros obtidos na subseção 4.6.3, na linha especificada como “Numérico” utilizaram-se os valores de vazão e potência absorvida obtidos numericamente e na linha “Experimental” utilizaram-se os valores de vazão e potência absorvida obtidos experimentalmente. E na última coluna estão as diferenças encontradas em relação ao experimental, onde a diferença entre o valor estimado e o experimental é da ordem de 1,8 dB.

TABELA 20 – RESULTADOS DE NÍVEL DE PRESSÃO SONORA DO VENTILADOR 247-77-9-456

Dados de Entrada (Vazão e Potência Absorvida)	Estimado	Experimental	Diferença [dB]
Otimização	86,0	87,7	-1,7
Numérico	85,9		-1,8
Experimental	86,1		-1,6

#### 4.8.2. Resultados do Rotor de 15 Pás

Análoga à TABELA 19, na TABELA 21 estão os resultados de vazão e potência absorvida para o ventilador 234-80-15-456, o qual foi utilizado nas análises dos modos acústicos. Onde as diferenças entre numérico e experimental para esse ventilador foram menores que os encontrados no ventilador anterior, sendo que a máxima diferença foi de – 4,4 % para a potência e de -0,4 % para a vazão.

Na TABELA 22 são apresentados os níveis de pressão sonora apresentados da mesma forma que na TABELA 20, nota-se que as diferenças entre o nível de ruído calculado e experimental foi de – 1,5 dB, para ambos os dados de entrada da vazão e potência.

TABELA 21 – RESULTADOS DE VAZÃO E POTÊNCIA ABSORVIDA DO VENTILADOR 234-80-15-456

	$n$ [RPM]	Numérico	Experimental	Diferença [%]
$\dot{V}$ [m <sup>3</sup> /s]	1500		0,342	
	1800		0,415	
	2100		0,479	
	<b>2400</b>	<b>0,547</b>	<b>0,549</b>	<b>- 0,4</b>
$W_{abs}$ [W]	3600		1953,0	
	3000		1099,8	
	<b>2400</b>	<b>545,8</b>	<b>570,9</b>	<b>- 4,4</b>

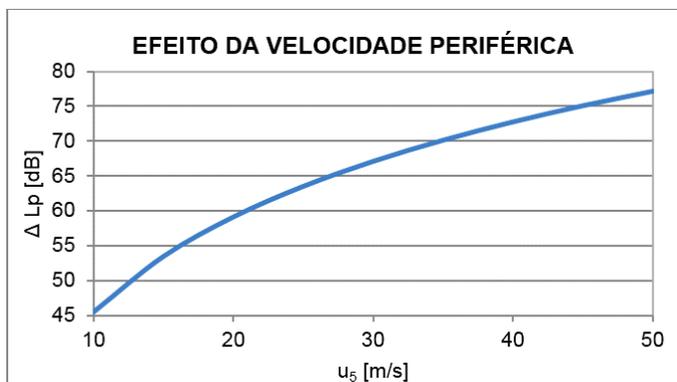
TABELA 22 – RESULTADOS DE NÍVEL DE PRESSÃO SONORA DO VENTILADOR 234-80-15-456

Dados de Entrada (Vazão e Potência Absorvida)	Estimado	Experimental	Diferença [dB]
Numérico	84,7	86,2	-1,5
Experimental	84,7		-1,5

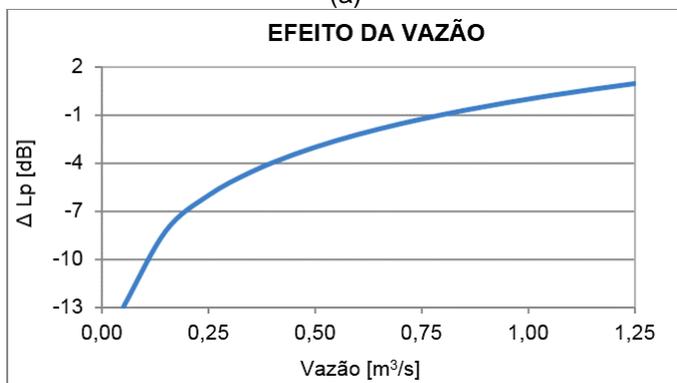
Ressalta-se que a metodologia para estimativa do nível de ruído foi elaborada com base em rotores com número de pás entre 3 e 9 pás e larguras entre 39 mm e 77 mm, os resultados mostram que a metodologia pode ser expandida para rotores com grandezas maiores, conforme o caso do rotor de 15 pás e 80 mm de largura de pá, pois as diferenças encontrados foram da mesma ordem das diferenças obtidas para os demais rotores.

#### 4.9. INFLUÊNCIA DE CADA PARÂMETRO NO NÍVEL DE RUÍDO

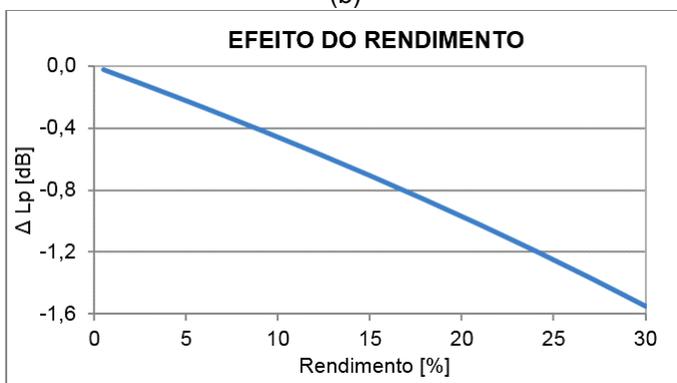
Com intuito de verificar o efeito de cada parâmetro da equação 125 no nível de ruído, traçaram-se as curvas apresentadas nos gráficos da FIGURA 81 para as faixas de velocidade periférica (a), vazão (b), e rendimento (c) equivalentes às analisadas. Para cada curva variou-se apenas o termo referente à grandeza em questão, mantendo-se a soma dos demais termos constante.



(a)



(b)



(c)

FIGURA 81 – EFEITO DE CADA PARÂMETRO NO NÍVEL DE RUÍDO

Devido ao coeficiente de multiplicação do logaritmo da velocidade periférica ser aproximadamente 4,5 (expoente da velocidade periférica, originário das fontes de geração sonoras) vezes maior que o coeficiente multiplicador do logaritmo da vazão e do rendimento, nota-se que a velocidade periférica possui maior influência no nível de ruído que as demais grandezas. Na TABELA 23 estão quantificados os incrementos do nível de ruído em função do aumento percentual individual de cada grandeza base. Para exemplificar, se aumentar apenas a velocidade periférica em 20 %, ocorre um incremento de 3,6 dB no nível de ruído.

TABELA 23 – INCREMENTO DO NÍVEL DE PRESSÃO SONORA EM dB

$\Delta$ da grandeza base [%]	$u_5$	Vazão	Rendimento
10	1,9	0,4	- 0,08
20	3,6	0,8	- 0,12
50	8,0	1,8	- 0,40

Como o termo logarítmico do rendimento não permite uma relação direta com o incremento percentual do rendimento, como as demais grandezas, utilizou-se como referência um rendimento nominal do ventilador de 15 %.

Através dos valores apresentados na tabela, nota-se que a velocidade periférica é a grandeza com maior influência no nível de ruído, a vazão possui influência intermediária e o rendimento tem pouca influência no nível de ruído.

Dentre os parâmetros do ventilador avaliados, o número de pás, largura da pá e diâmetro da defletora não aparecem explicitamente no cálculo do ruído do método proposto. Porém, por possuírem influência direta na vazão e no rendimento do ventilador, esses parâmetros são associados ao ruído de forma indireta, de acordo com o método proposto. Especificamente, o número de pás possui relação direta com a frequência de passagem de pás e suas harmônicas.

## 5. CONCLUSÃO

Através das revisões bibliográficas realizadas confirma-se a preocupação mundial na predição, controle e redução dos níveis de ruído sonoro em equipamentos diversos. Especificamente, no universo dos ventiladores que atuam como máquinas principais e/ou secundárias em sistemas é evidente a importância do conhecimento da geração, predição e redução dos níveis de ruído emitido, devido aos inúmeros trabalhos desenvolvidos.

Conforme bibliografia encontrada, a estimativa do ruído aerodinâmico em ventiladores vem sendo estudada desde meados do século passado, onde vários métodos de predição já foram propostos. Tais métodos são baseados em cálculos analíticos, calibrados experimentalmente e/ou cálculos numéricos. Os métodos analíticos fornecem valores do nível de ruído de forma relativamente rápida com informações restritas ao nível de potência sonora global ou em bandas de oitava, porém os métodos numéricos são capazes de prever detalhadamente o comportamento localizado e global da geração do ruído, os espectros em banda estreita e conseqüentemente os espectros em bandas de oitavas e os níveis globais, contudo, seus tempos e custos computacionais, atualmente, são expressivos tornando-os inviáveis para a maioria das aplicações industriais. O fato é que não existe consenso do corpo técnico sobre os métodos de predição do ruído e suas precisões.

O método proposto neste trabalho é específico para ventiladores de fluxo axial composto por rotores de pás radiais e mostrou-se eficiente na predição do nível de ruído para esta família de ventiladores atingindo diferenças da ordem de  $\pm 2,5$  dB em 93 % dos casos, sendo que os outros métodos existentes proporcionam diferenças muito superiores. As principais vantagens do método proposto são a simplicidade e rapidez na forma de estimar o nível de ruído, porém limita-se a valores globais.

As diferenças superiores a 2,5 dB encontrados, estão associados aos parâmetros inicialmente não contemplados, especificamente o efeito da geometria do disco interno pode ser significativo na utilização do método proposto. Além do efeito específico do disco interno, as amplificações devido às

ressonâncias acústicas, principalmente às associadas aos modos de cavidade acústica, podem influenciar significativamente no nível de ruído. Sobretudo, se as frequências dos modos se apresentarem próximas de outras frequências de maior geração ou amplificação do nível de ruído, por exemplo, as *BPF*.

O uso do *CFD* associado ao método proposto mostrou-se efetivo no sentido de possibilitar a predição do campo de desempenho do ventilador, incluindo o nível de ruído, ainda na fase de projeto, reduzindo tempo e custo na fabricação e ensaios de protótipos. Esta metodologia de predição do campo de desempenho de VFARR proporciona a utilização de uma metodologia de otimização, a qual permite desenvolver um ventilador otimizado ainda na fase de projeto.

Ressalta-se que a utilização das técnicas de *CFD* deve estar condicionada à validação de seus resultados, o que envolve toda uma metodologia de simplificação do modelo geométrico, geração de malha, seleção dos modelos matemáticos e condições de contorno e ainda o pós-processamento. Em caso de uso incorreto, as técnicas de *CFD* podem induzir a erros significativos no desenvolvimento de ventiladores e equipamentos em geral. No caso apresentado, as validações realizadas de *CFD* utilizaram como referência resultados de ensaios obtidos de forma criteriosa conforme especificação de normas técnicas e instrumentos de medição calibrados, onde as diferenças máximas entre *CFD* e experimental foi da ordem de 5 %.

E ao aplicar toda a metodologia proposta incluindo o procedimento de otimização obteve-se diferenças máxima da ordem de 8 % para os cálculos de *CFD* e 1,8 dB para o nível de ruído, quando comparados os resultados estimados e os experimentais do protótipo otimizado. Essa ordem de diferenças reforça a confiabilidade da metodologia desenvolvida.

Conforme apresentado na bibliografia estudada os mecanismos de geração do ruído sonoro em ventiladores são compostos pelos tipos monopolo ( $\beta = 3$ ), dipolo ( $\beta = 5$ ) e quádruplo ( $\beta = 7$ ), porém o dipolo é predominante sobre os outros dois mecanismos para esse tipo de ventilador. O  $\beta$  obtido pela metodologia proposta foi de 4,5, o que confirma a predominância da fonte de geração de ruído em VFARR ser do tipo dipolo, além de ratificar a confiabilidade do método proposto perante a literatura existente.

Ao comparar as equações das leis de semelhança que envolvem o nível de potência sonora para os VFARR, nota-se que os coeficientes das equações propostas e das existentes na literatura apresentaram valores próximos, o que novamente confirmam a confiabilidade do método proposto.

As simulações numéricas referentes às ressonâncias acústicas apresentaram resultados satisfatórios quando comparados com os resultados experimentais, através desta análise foi possível comprovar que os primeiro e segundo modos de ressonância acústica circunferencial das defletoras são muito significativos na amplificação do ruído, quando comparados aos demais. Nota-se pelos resultados, que as simulações numéricas podem ser utilizadas como recurso para identificação dos primeiros modos de ressonância acústica, o que permite evitar que as frequências desses modos coincidam com as *BPF* ou frequências de maiores amplitudes, ainda em fase de projeto.

### 5.1. SUGESTÕES PARA DESENVOLVIMENTOS FUTUROS

- Expandir o método proposto para outras famílias de ventiladores;
- Calibrar a constante da equação proposta para cálculo do nível de potência sonora por faixa de banda de oitava, para possibilitar os espectros em bandas de oitava;
- Aprofundar os estudos do efeito do disco interno no nível de ruído;
- Verificar a influência de mais variáveis, como materiais do rotor, formatos geométricos da defletora, entre outros, no nível de ruído;
- Considerar a influência da *BPF* nos cálculos propostos.



## REFERÊNCIAS

- [ 1 ] THE WORSHIPFUL COMPANY OF FAN MAKERS. **A Short History of Mechanical Fans**, 2009. Disponível em: <<http://www.fanmakers.com/text.aspx?id=26> > Acesso em: 06 mar. 2013.
- [ 2 ] CHISHOLM, H. Punkah. **Encyclopedia Britannica**, 11. ed., Cambridge University Press, 1911. Disponível em: <<http://en.wikipedia.org/wiki/Punkah> > Acesso em: 14 jun. 2013.
- [ 3 ] **Mechanical Fan**, 2009. Disponível em: <[http://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Mechanical\\_fan&oldid=541784268](http://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Mechanical_fan&oldid=541784268) > Acesso em: 06 mar. 2013.
- [ 4 ] HÉMARD, N. B. A. C. (Before Air Conditioning), **New Orleans Nostalgia**, 2009. Disponível em: <[http://www.neworleansbar.org/uploads/files/BeforeA.C.8-5\\_000.pdf](http://www.neworleansbar.org/uploads/files/BeforeA.C.8-5_000.pdf) > Acesso em: 06 mar. 2013.
- [ 5 ] BISTAFA, S. R. **Acústica Aplicada ao Controle de Ruído**, 1. ed. São Paulo, SP, Brasil: Edgard Blücher, 2006.
- [ 6 ] MINISTÉRIO DO TRABALHO E EMPREGO. **NR-15**, Norma Regulamentadora Nº 15. Brazil, 2011.
- [ 7 ] U. S. ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. **EPA 550/9-74-004**: Information on Levels of Environmental Noise Requisite to Protect Public Health and Welfare with an Adequate Margin of Safety. Washington, DC, United States of America, 1974.
- [ 8 ] Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT). **NBR 10151**: Acústica - Avaliação do ruído em áreas habitadas, visando o conforto da comunidade – Procedimento. Rio de Janeiro, RJ, Brasil, jun. 2000.
- [ 9 ] International Electrotechnical Commission (IEC). **IEC 60034-9**: Rotating Electrical Machines – Part 9: Noise Limits, 4.1 edition. Geneva, Switzerland, 2007.
- [ 10 ] National Electrical Manufacturers Association. **NEMA Standards Publication MG 1 – 2011**: Motors and Generators - Section I: General Standards Applying to All Machines – Part 9: Rotating Electrical Machines – Sound Power Limits and

- Measurement Procedures. Virginia, United States of America, 2011.
- [ 11 ] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **ANSI/ASHRAE 51-07**, Laboratory Methods of Testing Fans for Performance Rating. Atlanta, United States of America, 2008.
- [ 12 ] CORY, W. **Fans & Ventilation: A Practical Guide**, First edition. England: Elsevier, 2005.
- [ 13 ] BRAN, R.; SOUZA, Z. **Máquinas de Fluxo: Turbinas – Bombas - Ventiladores**, 1. ed. Rio de Janeiro-RJ, Brasil: Ao Livro Técnico, 1969.
- [ 14 ] ECK, B. **Fans – Design and Operation of Centrifugal, Axial-Flow and Cross Fans**, First English edition. New York, United States of America: Pergamon Press, 1973.
- [ 15 ] PFLEIDERER, C; PETERMANN, H. **Máquinas de Fluxo**, 4. ed. Rio de Janeiro-RJ, Brasil: Livros Técnicos e Científicos, 1979.
- [ 16 ] BLEIER, F. P. **Fan Handbook: Selection, Application, and Design**. United States of America: McGraw-Hill, 1998.
- [ 17 ] WAIDE, P.; BRUNNER, C. U. Energy-Efficiency Policy Opportunities for Electric Motor-Driven Systems. **Energy Efficiency Series**. 2011.
- [ 18 ] ITAIPU BINACIONAL. **Geração**, 17 mar. 2010. Disponível em: < <http://www.itaipu.gov.br/energia/geracao> > Acesso em: 19 mar. 2013.
- [ 19 ] FOX, R. W.; McDONALD, A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**, 5. ed. Rio de Janeiro-RJ, Brasil: Livros Técnicos e Científicos, 2001.
- [ 20 ] JORGENSEN, R. **Fan Engineering**, 6th edition. New York, United States of America: Buffalo, 1961.
- [ 21 ] BORGES, S. S. *CFD Techniques Applied to Axial Fans Design of Electric Motors*. In: FAN 2012 INTERNATIONAL CONFERENCE ON FAN NOISE, TECHNOLOGY AND

- NUMERICAL METHODS. **Proceedings of Fan Noise Symposium**. Senlis, France: CETIAT-CETIM, 2012.
- [ 22 ] SILVA, H. P. **Fundamentos de Acústica**. Jaraguá do Sul: WEG Equipamentos Elétricos S.A. Apostila de treinamento interno. 16 p. 2011.
- [ 23 ] BERANEK L.L., KAMPERMAN W. AND ALLEN C.H. 1955. In: GERGES, S. N. Y. **Ruído – Fundamentos e Controle**, 2ª edição. Florianópolis, SC, Brasil: NR Editora, 2000. p. 493 – 505.
- [ 24 ] GRAHAM, J. B. Fans and Blowers. In: HARRIS, C. M. **Handbook of Noise Control**, Second edition. United States of America: McGraw-Hill, 1979. p. 27-1 – 27-18.
- [ 25 ] GROFF, G. C.; SCHREINER, J. R.; BULLOCK, C. E. Centrifugal Fan Sound Power Level Prediction. **ASHRAE Transactions**, United States of America, 73 (II), p. V.4.1 - p. V.4.18, 1967.
- [ 26 ] RUSSELL, D. A. **Acoustics and Vibration Animations**, 2004 - 2011. Disponível em: < <http://www.acs.psu.edu/drussell/demos/rad2/mdq.html> > Acesso em: 25 out. 2012.
- [ 27 ] BRANDÃO, M. P. Assinatura Acústica, Impressões Deixadas em Fluidos por Corpos em Movimento. **Revista da ABEM**, ano LXVII. nº 96, p. 12-18, dez. 2004.
- [ 28 ] VERARDI, M. **Análise do Escoamento e da Geração de Ruído no Sistema de Ventilação Externo de Um Motor de Indução Trifásico**. Florianópolis, 2008. 185 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina.
- [ 29 ] GOLDSTEIN, M. E. **Aeroacoustics**, First edition. McGraw-Hill International Book Company, 1976.
- [ 30 ] NEISE, W. Review of Fan Noise Generation Mechanisms and Control Methods. In: FAN NOISE SYMPOSIUM, 1st. **Proceedings of Fan Noise Symposium**. Senlis, France: CETIAT-CETIM, 1992.

- [ 31 ] LIGHTHILL, M. J. On Sound Generated Aerodynamically. I. General Theory. **Proceedings of the Royal Society of London A.** 211, p. 564-587, 1952.
- [ 32 ] CURLE, N. The Influence of Solid Boundaries upon Aerodynamic Sound. **Proceedings of the Royal Society of London A.** 231, p. 505-514, 1955.
- [ 33 ] FLOWERS WILLIAMS, J. E.; HAWKINGS, D. L. Theory Relating to the Noise of Rotating Machinery. **Journal of Sound and Vibration.** 10 (1), p. 10-21, 1969.
- [ 34 ] MORFEY, C. L. Rotating Blades and Aerodynamic Sound. **Journal of Sound and Vibration.** 28 (3), p. 587-617, 1973.
- [ 35 ] TYLER, J. M.; SOFRIN, T. G. Axial Flow Compressor Noise Studies. **Transactions Society of Automotive Engineers.** 70, p. 309-332, 1962.
- [ 36 ] LONGHOUSE, R. E. Control of Tip Clearance Noise of Axial Flow Fans by Rotating Shrouds. **Journal of Sound and Vibration.** 58, p. 201-214, 1978.
- [ 37 ] FUKANO, T.; TAKAMATSU, Y.; KODAMA, Y. The Effects of Tip Clearance on the Noise of Low Pressure Axial and Mixed Flow Fans. **Journal of Sound and Vibration.** 105, p. 291-308, 1986.
- [ 38 ] KAMEIER, F.; NAWROT, T.; NEISE, W. Experimental Investigation on Tip Clearance Noise in Axial Flow Machines. **Proc. DGLR/AIAA 14<sup>th</sup> Aeroacoustics Conference**, Aachen, Germany, p. 250-259, May 1992.
- [ 39 ] FUKANO, T.; KODAMA, Y.; SENOO, Y. Noise Generated by Low Pressure Axial Flow Fans. **Journal of Sound and Vibration.** 50, p. 63-74, 1977.
- [ 40 ] ARCHIBALD, F. S. The Laminar Boundary Layer Instability Excitation of an Acoustic Resonance. **Journal of Sound and Vibration.** 38, p. 387-402, 1975.
- [ 41 ] WRIGHT, S. E. The Acoustic Spectrum of Axial Flow Machines. **Journal of Sound and Vibration.** 45, p. 165-223, 1976.

- [ 42 ] LONGHOUSE, R. E. Vortex Shedding Noise of Low Tip Speed, Axial Flow Fans. **Journal of Sound and Vibration**. 53, p. 25-46, 1977.
- [ 43 ] NAU, S. **Desenvolvimento de Um Método de Cálculo Para Determinação do Ruído Acústico de Origem Magnética Gerado por Motores de Indução Trifásicos**. Florianópolis, 2000. 115 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica – Universidade Federal de Santa Catarina.
- [ 44 ] NAU, S. **Análise da Influência da Excentricidade do Rotor Sobre o Ruído Acústico de Origem Magnética Gerado por Motores de Indução Trifásicos**. Florianópolis, 2007. 132 f. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica – Universidade Federal de Santa Catarina.
- [ 45 ] VIJAYARAGHAVAN, P.; KRISHNAN, R. Noise in Electric Machines: A Review. **IEEE Transactions on Industry Applications**. v. 35, n. 5, p. 1007-1013, 1999.
- [ 46 ] BERANEK, L.L., KAMPERMAN W. AND ALLEN C.H. Noise of Centrifugal Fans. **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 27, n. 2, p. 217 – 219, Mar. 1955.
- [ 47 ] REESE, H.; CAROLUS, T.; KATO, C. Numerical Prediction of the Aeroacoustic Sound Sources in a Low Pressure Axial Fan With Inflow Distortion. In: FAN NOISE SYMPOSIUM, 3rd. **Proceedings of Fan Noise Symposium**. Lyon, France: Sep. 2007.
- [ 48 ] MALING, G.C.J. Dimensional Analysis of Blower Noise, **Journal of the Acoustical Society of America**, v.35, n. 10, p. 1556 – 1564, Oct. 1963.
- [ 49 ] REGENSCHER, B. Schallerzeugung und Schalldämpfung von Ventilatoranlagen. In: ECK, B. **Ventilatoren**, 5 auflage. Germany: Springer-Verlag, p. 490 – 498, 1972.
- [ 50 ] ASHRAE HANDBOOK. In: LAMANCUSA J.S. **Engineering Noise Control**, p. 11.1 – 11.5, Jul. 2000.  
Disponível em: <

[www.mne.psu.edu/lamancusa/me458/11\\_fan.pdf](http://www.mne.psu.edu/lamancusa/me458/11_fan.pdf) > Acesso em: 27 jul. 2012.

- [ 51 ] VELARDE, S.; et al. **Numerical Simulation of the Aerodynamic Tonal Noise Generation in a Backward-Curved Blades Centrifugal Fan**. España, 2002. 6 f. – Área de Mecánica de Fluidos, Universidad de Oviedo.
- [ 52 ] POWELL, A. Theory of Vortex Sound. **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 36, n. 1, p. 177 – 195, Jan. 1964.
- [ 53 ] TAJADURA, R. B.; SUÁREZ, S. V.; CRUZ, J. P. H. Noise Prediction of a Centrifugal Fan: Numerical Results and Experimental Validation. **Transactions of the ASME**, v. 130, Sep. 2008.
- [ 54 ] HIRSCH, C. Fundamentals of Computational Fluid. In: \_\_\_\_\_. **Numerical Computation of Internal & External Flows**. 2. ed. Great Britain: Elsevier, 2007.
- [ 55 ] KAYS, W. M.; CRAWFORD, M. E. **Convective Heat and Mass Transfer**. 3. ed. United States of America: McGraw-Hill, 1993.
- [ 56 ] ANSYS, Inc. **ANSYS CFX-Solver Theory Guide**. Release 14.0. United States of America: Nov. 2011.
- [ 57 ] DESCHAMPS, C. J. Modelos Algébricos e Diferenciais – Turbulência, In: III ESCOLA DE PRIMAVERA EM TRANSIÇÃO E TURBULÊNCIA, 3. EPTT, 2002, Rio de Janeiro. **Anais**. Rio de Janeiro: Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, 2002. p. 100-155.
- [ 58 ] NUSSENZVEIG, H. M. **Curso de Física Básica 1 - Mecânica**. 4. ed. Brasil: Editora Edgard Blücher, 2002. p. 295 – 296.
- [ 59 ] POPE, S. B. **Turbulent Flows**. 1. ed. United Kingdom: Cambridge University Press, 2000.
- [ 60 ] SCHLICHTING, H. **Boundary-Layer Theory**. 7. ed. United States of America: McGraw-Hill, 1979.

- [ 61 ] TENNEKES, H.; LUMLEY, J. L. **A First Course in Turbulence**. 1. ed. United States of America: MIT Press, 1972.
- [ 62 ] FREIRE, A. P. S.; ILHA, A.; COLAÇO, M. J. Simulação Numérica de Escoamentos Complexos – Turbulência, In: 5ª ESCOLA DE PRIMAVERA EM TRANSIÇÃO E TURBULÊNCIA, 2006, Rio de Janeiro. **Anais**. Rio de Janeiro: Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, 2006. p. 405-466.
- [ 63 ] VIESER, W.; ESCH, T.; MENTER, F. **Heat Transfer Predictions Using Advanced Two-Equation Turbulence Models**. 2002. 72 f. CFX Validation Report – CFX.
- [ 64 ] MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. 2. ed. Rio de Janeiro, RJ, Brasil: Livros Técnicos e Científicos Editora S. A. 2004.
- [ 65 ] PALADINO, E.; et al. Improving Electric Motor Cooling System Efficiency. **ANSYS Solutions**. Fall 2005.
- [ 66 ] PATANKAR, S. V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. United States of America: Taylor & Francis. 1980.
- [ 67 ] RHIE, C. M.; CHOW, W. L. Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Airfoil with Trailing Edge Separation. **AIAA Journal**, v. 21, n. 11, p. 1525 – 1532, Nov. 1983.
- [ 68 ] KINSLER, C. R.; FREY, A. R.; COPPENS, A. B.; SANDERS, J. V. **Fundamentals of Acoustics**. 4. ed. United States of America: John Wiley & Sons, Inc. 2000.
- [ 69 ] NODA, S.; MIZUNO, S.; SUZUKI, K. Fan Noise and Resonance Frequency Analysis in Fan-Cooled Induction Motors. In: FORUM ACUSTICUM. **Proceedings of Forum Acusticum**. Budapest: 2005.
- [ 70 ] ANSYS, Inc. Acoustics. In: **Theory Reference**. Release 14.0. United States of America: 2011.
- [ 71 ] VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics – The Finite Volume**

- Method.** England: Longman Scientific & Technical, 1995. p. 337 – 385.
- [ 72 ] JORDAN, R. **Análise Modal Experimental.** Florianópolis, 2010. 99 f. Apostila - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina.
- [ 73 ] FAHY, F.; WALKER, J. **Advanced Applications in Acoustics, Noise and Vibration.** United States of America: Spon Press, 2004.
- [ 74 ] BATHE, K. J. **Finite Element Procedures.** United States of America: Prentice Hall, 1996.
- [ 75 ] ZIENKIEWICZ, K. J.; TAYLOR, R. L. **The Finite Element Method – The Basis.** 5. ed. Butterworth Heinemann, 2000.
- [ 76 ] CHANDRUPATLA, T. R.; BELEGUNDU, A. D. **Introduction to Finite Elements in Engineering.** 3. ed. United States of America: Prentice Hall, 2002.
- [ 77 ] ARORA, J. S. **Introduction to Optimum Design.** 2. ed. United States of America: Elsevier, 2004.
- [ 78 ] RAO, S. S. **Engineering Optimization – Theory and Practice.** 4. ed. United States of America: John Wiley & Sons, 2009.
- [ 79 ] CHANAUD, R.C. Aerodynamic Sound from Centrifugal-Fan Rotors, **Journal of the Acoustic Society of America**, v. 37, n. 6, pp. 969-974, 1965.
- [ 80 ] BRIDGMAN, P.W. **Dimensional Analysis.** New Haven, Connecticut, United States of America: Yale University Press, 1922.
- [ 81 ] MONTGOMERY, D. C.; RUNGER, G. C. **Estatística Aplicada e Probabilidade para Engenheiros.** 4. ed. Rio de Janeiro, RJ, Brasil: LTC, 2009.
- [ 82 ] BALBINOT, A.; BRUSAMARELLO, V. J. **Instrumentação e Fundamentos de Medidas**, 2. ed., v. 1. Rio de Janeiro, Brasil: LTC, 2010. p. 60 – 71.

- [ 83 ] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 3744**: Acoustic – Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure – Engineering methods for an essentially free field over a reflecting plane. 3. ed. Switzerland, 2010.
- [ 84 ] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 3745**: Acoustic – Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure – Precision methods for anechoic and hemi-anechoic rooms, 2. ed. Switzerland, 2003.
- [ 85 ] MONTGOMERY, D.C. **Design and Analysis of Experiments**. 5. ed. United States of America: John Wiley & Sons, 2001.
- [ 86 ] ANSYS, Inc. FLUID130. In: **Element Reference**. Release 14.0. United States of America: 2011.
- [ 87 ] HELLMICH, B. **Acoustic Resonance in a High Speed Axial Compressor**. Rahden, Westfalen, Deutschland, 2008. 119 f. Dissertation (Doktor-Ingenieur) – Leibniz Universität Hannover.
- [ 88 ] BLEVINS, R.D. **Formulas for Natural Frequency and Mode Shape**. Malabar, Florida, United States of America: Krieger Publishing Company, 2000. p. 337 – 385.
- [ 89 ] MARDERNESS, E. R. **Low Frequency Axial Fluid Acoustic Resonances in a Piping System that Forms a Continuous Loop**. Hartford, Connecticut, United States of America, May. 2012. 114 f. Thesis (Master of Science in Mechanical Engineering) – Rensselaer Polytechnic Institute.
- [ 90 ] WAGNER, C. A.; HÜTTI, T.; SAGAUT, P. **Large-Eddy Simulation for Acoustics**. United States of America: Cambridge University Press, 2007.
- [ 91 ] ANSYS, Inc. **Ansys Mechanical APDL Theory Reference**. Release 14.5. United States of America: Otc. 2012.

- [ 92 ] YUHUI, L. **Wave Propagation Study Using Finite Element Analysis**. Urbana, Illinois, United States of America, 2005. 112 f. Thesis (Master of Science in Electrical Engineering) – University of Illinois at Urbana-Champaign.

## APÊNDICES

### APÊNDICE 1 – CARACTERÍSTICAS ADIMENSIONAIS DE MÁQUINAS DE FLUXO

Em adição aos coeficientes de pressão ( $\psi$ ) e de volume ( $\varphi$ ) apresentados, respectivamente, nas equações 20 e 22, a seguir são apresentados alguns parâmetros adimensionais, comumente utilizados no universo das máquinas de fluxo, conforme disponível em BRAN, R.; SOUZA, Z. [ 13 ].

- **Rotação específica relativa à potência**,  $n_s$ : é a rotação de uma máquina semelhante à original, que sob a queda ou elevação de 1 m fornece uma potência de 1 cv (PFLEIDERER, C; PETERMANN, H. [ 15 ]).

$$n_s = n \cdot \frac{P_{\text{útil}}^{0,5}}{H^{1,25}} \quad ( 143 )$$

onde,

$P_{\text{útil}}$  é a potência útil em cv;

$H$  é a altura total de elevação ou queda em m;

e  $n$  é a rotação em RPM.

- **Coefficiente de potência**,  $\lambda$ : é a relação entre a potência eficaz e a potência fictícia.

Para máquinas motoras:

$$\lambda = \frac{8 \cdot \rho \cdot \dot{V} \cdot Y \cdot \eta}{\pi \cdot d_5^2 \cdot u_5^3} \quad ( 144 )$$

Para máquinas geradoras:

$$\lambda = \frac{8 \cdot \rho \cdot \dot{V} \cdot Y}{\pi \cdot d_5^2 \cdot u_5^3 \cdot \eta} \quad ( 145 )$$

- **Coefficiente de vazão**,  $\phi$ , é definido por:

$$\phi = \frac{c_{m5}}{u_5} \quad ( 146 )$$

- **Coeficiente de velocidade**,  $\sigma$ , é definido por:

$$\sigma = 0,671 \cdot \frac{u_5}{d_5 \cdot Y^{0,75}} \quad ( 147 )$$

- **Coeficiente de diâmetro**,  $\delta$ , é definido por:

$$\delta = 1,054 \cdot \frac{Y^{0,25} \cdot d_5}{\dot{V}^{0,5}} \quad ( 148 )$$

## APÊNDICE 2 – LEIS DE SEMELHANÇA DE MÁQUINAS DE FLUXO

Neste apêndice serão apresentadas as equações das leis de semelhança de máquinas de fluxo que complementam as equações 26 e 27 (JORGENSEN, R. [ 20 ]).

Considerando,  $\eta_1 = \eta_2$ , tem-se:

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right) \quad ( 149 )$$

$$W_{abs_2} = W_{abs_1} \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^5 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right) \quad ( 150 )$$

$$L_{w_2} = L_{w_1} + 70 \cdot \log\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + 50 \cdot \log\left(\frac{n_2}{n_1}\right) + 20 \cdot \log\left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right) \quad ( 151 )$$

---

## MÉTODOS DOS MÍNIMOS QUADRADOS

---

**PROJETO:** Equação para nível de ruído sonoro em VFARR

**ELABORADO POR:** Samuel S. Borges      **DATA:** 12/03/2013

**CALCULADO:** Nome      **DATA:** dd/mm/aaaa

**VERIFICADO:** Nome      **DATA:** dd/mm/aaaa

---

Este procedimento calcula os coeficientes da equação do modelo de regressão em função dos valores observados.

### Referências Bibliográficas:

- MONTGOMERY, D. C.; RUNGER, G. C. **Estatística Aplicada e Probabilidade para Engenheiros**. 4. ed. Rio de Janeiro, RJ, Brasil: LTC, 2009.

---

Equação proposta para cálculo do nível de pressão sonora:

$$NPS_{c_i} = K_1 + 10 \cdot \log(Vz_i) + 10 \cdot \log(1 - \eta_i) + \beta \cdot 10 \cdot \log(Vp_i) + \varepsilon_i$$

Escrevendo na forma matricial:

$$y = X \cdot a + w + \varepsilon \quad \text{ou} \quad \varepsilon = y - X \cdot a - w \quad \text{ou} \quad \varepsilon = z - X \cdot a$$

onde: y: nível de ruído medido;

X: matriz das variáveis que é multiplicada pelos coeficientes desconhecidos;

a: coeficientes desconhecidos;

w: vetor com a soma dos termos com coeficientes conhecidos;

$\varepsilon$ : vetor dos resíduos.

$$y_i = \text{NPSc}_i \quad w_i = 10 \cdot \log(Vz_i) + 10 \cdot \log(1 - \eta_i)$$

$$X_i = \left[ (1) \quad 10 \cdot \log(Vp_i) \right] \quad z_i = y_i - w_i$$

$$a^T = (a_1 \quad a_2)$$

Objetivo é minimizar:  $E(a) = \sum_{i=1}^n (\varepsilon_i)^2 = \varepsilon^T \cdot \varepsilon$

$$\varepsilon^T = z^T - a^T \cdot X^T \quad e \quad \varepsilon = z - X \cdot a$$

$$E(a) = (z^T - a^T \cdot X^T) \cdot (z - X \cdot a)$$

$$E(a) = z^T \cdot z - z^T \cdot X \cdot a - a^T \cdot X^T \cdot z + a^T \cdot X^T \cdot X \cdot a$$

O primeiro termo não depende de  $a$ , o segundo e terceiro termo são iguais e o quarto termo é uma forma quadrática dos elementos de  $a$ .

Para minimizar:  $\frac{d}{da} E(a) = -2z^T \cdot X + 2X^T \cdot X \cdot a = 0$

$$a = (X^T \cdot X)^{-1} \cdot X^T \cdot z$$

Dados de entrada

D :=

	4	5	6	7
1	"Defletora"	"Rot."	"Vz"	"Vp"
2	"d9e"	"[RPM]"	"[m3/s]"	"[m/s]"
3	432	$1.8 \cdot 10^3$	0.077	17.907
4	432	$2.4 \cdot 10^3$	0.103	23.876
5	432	$3 \cdot 10^3$	0.128	29.845
6	432	$1.8 \cdot 10^3$	0.121	...

```

Número de observações:      nd := rows(D) = 128
x1 :=  $\begin{cases} i \leftarrow 0 \\ \text{for } i \in 1..nd - 2 \\ \quad x_i \leftarrow 1 \\ \end{cases}$ 
x2 := 10 \cdot \log(\text{submatrix}(D, 3, nd, 7, 7))

w :=  $\begin{cases} i \leftarrow 0 \\ \text{for } i \in 3..nd \\ \quad w_{i-2} \leftarrow 10 \cdot \log(D_{i,6}) + 10 \cdot \log\left(1 - \frac{D_{i,8}}{100}\right) \\ \end{cases}$ 
z :=  $\begin{cases} i \leftarrow 0 \\ \text{for } i \in 3..nd \\ \quad \begin{cases} w_i \leftarrow 10 \cdot \log(D_{i,6}) + 10 \cdot \log\left(1 - \frac{D_{i,8}}{100}\right) \\ y_i \leftarrow D_{i,9} \\ z_{i-2} \leftarrow y_i - w_i \end{cases} \\ \end{cases}$ 

X := augment(x1, x2)      y := submatrix(D, 3, nd, 9, 9)
a :=  $(X^T \cdot X)^{-1} \cdot X^T \cdot z$       a =  $\begin{pmatrix} 21.009 \\ 4.544 \end{pmatrix}$ 
NPSc := a1 + a2 \cdot x2 + w
erro := NPSc - y
erro_max := max(erro) = 3.4
erro_min := min(erro) = -2.9
desvpad erro := Stdev(erro) = 1.5
med_erro := mean(erro) = -5.3 \times 10^{-13}

```

## APÊNDICE 4 – PROCEDIMENTO DE CÁLCULO DA INCERTEZA DE MEDIÇÃO DE VAZÃO

---

### INCERTEZA DE MEDIÇÃO PARA DESEMPENHO DE VENTILADORES CONFORME ANSI/ASHRAE 51-07

---

**PROJETO:** Ventilador:  $\Phi_5 = 251$  mm,  $b_5 = 58$  mm,  $N_{pa} = 5$ ,  $\Phi_9 = 456$  mm, 1800 RPM

**ELABORADO POR:** Samuel S. Borges      **DATA:** 13/07/2012

**CALCULADO:** Nome      **DATA:** dd/mm/aaaa

**VERIFICADO:** Nome      **DATA:** dd/mm/aaaa

---

Este procedimento calcula as incertezas de medição para ventiladores ensaiados conforme a norma ANSI/ASHRAE 51-07 a partir dos dados obtidos em ensaio.

#### Referências Bibliográficas:

- ANSI/ASHRAE 51-07, "Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating", August, 2007.

- Frank M. White, "Fluid Mechanics", 4th edition

---

Definição da unidade °C:      °C := K

---

#### Dados de Entrada:

Alt := 30m

Altitude do local em metros

Conforme:

[http://www.jaraguadosul.sc.gov.br/modules/xt\\_conteudo/index.php?id=330](http://www.jaraguadosul.sc.gov.br/modules/xt_conteudo/index.php?id=330)

Td := 22°C

Temperatura de bulbo seco

Tw := 17.1°C

Temperatura de bulbo úmido

Calculadora para Tw em função da umidade relativa e Td: <http://www.4wx.com/wxcalc/rh.php>

$V_{zmx} := 0.3604 \frac{m^3}{s}$

Vazão volumétrica máxima

$$V_{zmd} := 0.3565 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Vazão volumétrica média

$$P_{mx} := 9.8\text{Pa}$$

Pressão máxima do ventilador

$$P_{md} := 4.9\text{Pa}$$

Pressão média do ventilador

$$P_v := \frac{1.197 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot V_{zmd}^2}{2 \cdot (44159.2 \text{mm}^2)^2} = 39.007 \text{Pa}$$

Pressão dinâmica do ventilador

Equação da pressão em função da vazão

$$P(Q) := -330.8951 \cdot Q^2 - 433.6667 \cdot Q + 195.2905$$

**Cálculos e Resultados:****Incerteza devido à pressão Barométrica**

Pressão barométrica conforme: Frank M. White, "Fluid Mechanics", 4th edition (eq. 2.27):

$$p_a := 101350\text{Pa} \quad R_{\text{ar}} := 287 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2 \cdot \text{K}} \quad B := 0.00650 \frac{\text{K}}{\text{m}} \quad T_0 := 288.16\text{K}$$

Pressão atmosférica em Pascal:

$$P_b := p_a \cdot \left( 1 - \frac{B \cdot \text{Alt}}{T_0} \right)^{\frac{g}{R \cdot B}}$$

$$P_b = 1.0099 \times 10^5 \cdot \text{Pa} \quad \text{Pressão barométrica em Pa.}$$

$$e_b := \frac{170\text{Pa}}{P_b} \quad e_b = 1.683 \times 10^{-3} \quad \text{Incerteza da pressão barométrica por unidade de pressão.}$$

**Incerteza devido à temperatura de bulbo seco**

$$e_d := \frac{1^\circ\text{C}}{T_d} \quad e_d = 0.045$$

**Incerteza devido à temperatura de bulbo úmido**

$$e_w := \frac{3^\circ\text{C}}{T_d - T_w} \quad e_w = 0.612$$

**Incerteza devido à rotação do ventilador**

$$e_N := 0.005 \quad (0.5 \%)$$

**Incerteza devido ao torque**

$$e_T := 0.02 \quad (2.0 \%)$$

**Incerteza devido à placa de orifício**

$$e_c := 0.02 \quad (2.0 \%)$$

**Incerteza devido à área do duto de medição**

$$e_A := 0.005 \quad (0.5 \%)$$

**Incerteza devido à medição de pressão para determinação da vazão**

$$e_f := \sqrt{0.01^2 + \left[0.01 \cdot \left(\frac{V_{zmx}}{V_{zmd}}\right)^2\right]^2}$$

$$e_f = 0.014 \quad \text{Incerteza devido à pressão da placa de orifício por unidade de pressão.}$$

**Incerteza devido à medição de pressão do ventilador**

$$e_g := \sqrt{0.01^2 + \left[0.01 \cdot \left(\frac{P_{mx}}{P_{md}}\right)\right]^2 + \left[0.1 \cdot \left(\frac{P_v}{P_{md}}\right)\right]^2}$$

$$e_g = 0.796 \quad \text{Incerteza devido à medição de pressão do ventilador por unidade de pressão.}$$

**Incerteza devido à massa específica do ar**

$$e_v := \sqrt{\left[\left(0.00002349 \cdot \frac{T_w}{^\circ\text{C}} - 0.0003204\right) \cdot \left(\frac{T_d}{^\circ\text{C}} - \frac{T_w}{^\circ\text{C}}\right)\right]^2}$$

$$e_{\rho} := \sqrt{e_b^2 + e_v^2 + e_d^2}$$

$$e_{\rho} = 0.045 \quad \text{Incerteza devido à massa específica do ar por unidade de massa específica.}$$

#### Incerteza devido à vazão do ventilador

$$e_Q := \sqrt{e_c^2 + e_A^2 + \left(\frac{e_f}{2}\right)^2 + \left(\frac{e_p}{2}\right)^2 + e_N^2}$$

$$e_Q = 0.032 \quad \text{Incerteza devido à vazão do ventilador por unidade de vazão.}$$

#### Incerteza devido à pressão do ventilador

$$e_P := \sqrt{e_g^2 + e_p^2 + (2e_N)^2}$$

$$e_P = 0.798 \quad \text{Incerteza devido à pressão do ventilador por unidade de pressão.}$$

#### Incerteza devido à potência do ventilador

$$e_H := \sqrt{e_T^2 + e_p^2 + (2e_N)^2}$$

$$e_H = 0.051 \quad \text{Incerteza devido à potência do ventilador por unidade de potência.}$$

#### Incerteza característica

$$Q := \frac{V_{zmd}}{\frac{m^3}{s}} \quad dP_{dQ} := \frac{d}{dQ} P(Q) \rightarrow -669.5949063$$

Fatores de correção:

$$F_Q := \frac{-dP_{dQ}}{\frac{P_{md}}{\frac{Pa}{\frac{V_{zmd}}{\frac{m^3}{s}}}} - dP_{dQ}} \quad F_Q = 0.961$$

$$F_P := \frac{\frac{\frac{P_{md}}{Pa}}{2 \cdot \frac{V_{zmd}}{\frac{m^3}{s}}}}{\frac{P_{md}}{2 \cdot \frac{Pa}{V_{zmd}} - dP_{dQ}}{\frac{m^3}{s}}}} \quad F_P = 0.039$$

$$e_{k1} := e_Q \cdot F_Q + \frac{e_P}{2} \cdot F_P \quad e_{k1} = 0.046$$

$$e_k := \sqrt{\left(\frac{e_P}{2}\right)^2 + e_N^2 + F_P^2 \cdot \left(\frac{e_g}{2}\right)^2 + F_Q^2 \left[ e_c^2 + e_A^2 + \left(\frac{e_f}{2}\right)^2 \right]}$$

$$e_k = 0.035 \quad \text{Incerteza característica por unidade.}$$

#### Incerteza devido à potência de saída do ventilador

$$e_o := 3 \cdot e_k \quad e_o = 0.105 \quad \text{Incerteza devido à potência de saída do ventilador por unidade.}$$

#### Incerteza devido ao rendimento do ventilador

$$e_{\eta} := \sqrt{\left(\frac{e_P}{2}\right)^2 + e_N^2 + e_T^2 + 9 \cdot \left[ F_P^2 \cdot \left(\frac{e_g}{2}\right)^2 + F_Q^2 \left[ e_c^2 + e_A^2 + \left(\frac{e_f}{2}\right)^2 \right] \right]}$$

$$e_{\eta} = 0.084 \quad \text{Incerteza devido ao rendimento por unidade.}$$

## APÊNDICE 5 – PROCEDIMENTO DE CÁLCULO DA INCERTEZA DE MEDIÇÃO DE POTÊNCIA ABSORVIDA

---

### INCERTEZA DE MEDIÇÃO PARA A POTÊNCIA CONSUMIDA POR VENTILADORES

---

**PROJETO:** Ventilador:  $\Phi 5 = 251$  mm,  $b5 = 58$  mm,  $N_{pa} = 5$ ,  $\Phi 9 = 456$  mm, 3600 RPM

**ELABORADO POR:** Samuel S. Borges      **DATA:** 29/08/2012

**CALCULADO:**                                  Nome                                  **DATA:** dd/mm/aaaa

**VERIFICADO:**                                  Nome                                  **DATA:** dd/mm/aaaa

---

Este procedimento calcula as incertezas de medição para potência consumida por ventiladores, utilizando como instrumento de medição analisadores de potência. A metodologia de ensaio consiste em medir a potência do motor que aciona o ventilador, com e sem o rotor do ventilador acoplado ao motor e posteriormente subtrai-se os dois valores para obter a potência consumida pelo ventilador.

#### Referências Bibliográficas:

BALBINOT, A.; BRUSAMARELLO, V. J. **Instrumentação e Fundamentos de Medidas**, 2. ed., v. 1. Rio de Janeiro, Brasil: LTC, 2010. p. 60 71.

---

Definição da unidade **RPM**:                                  
$$\text{RPM} := \frac{1}{60\text{s}}$$

---

#### Dados de Entrada:

Número de medições com (nmcv) e sem (nmsv) o ventilador acoplado:

**nmcv := 5**

**nmsv := 5**

Rotação em RPM com (Rcv) e sem (Rsv) o ventilador acoplado:

$$R_{cv} := 3569 \text{RPM}$$

$$R_{sv} := 3600 \text{RPM}$$

Potência em W com (Pcv) e sem (Psv) o ventilador acoplado:

$$P_{cv} :=$$

	0
0	$1.549 \cdot 10^3$
1	$1.557 \cdot 10^3$
2	$1.545 \cdot 10^3$
3	$1.569 \cdot 10^3$
4	$1.583 \cdot 10^3$

$$P_{sv} :=$$

	0
0	178
1	172
2	173
3	177
4	178

Incerteza de medição em W do analisador de potência, obtida no certificado de calibração:

$$u(p) := (0.00022 \cdot p + 0.554) \text{W}$$

Incerteza de medição em RPM da lâmpada estroboscópica, obtida no certificado de calibração:

$$u_{rpm} := 1 \text{RPM}$$

Fator de cobertura (k=2 p/ 95.5% int. confiança || k=3 p/ 99.7% || k=2.56 p/ 99% || k=1.96 p/ 95% || k=1.64 p/ 90%):

$$k := 2$$

### Cálculos:

#### Potência do ventilador corrigida para a mesma rotação do motor sem ventilador:

Devido ao escorregamento do motor a rotação do motor sofre uma pequena variação com e sem o ventilador, portanto, deve-se corrigir a potência do ventilador para a mesma rotação do motor sem o ventilador. Para essa correção utiliza-se leis de semelhança de ventiladores.

$$icv := 0..nmcv - 1$$

$$P_{cvc, icv} := P_{cv, icv} \cdot \left( \frac{R_{sv}}{R_{cv}} \right)^3 \cdot W$$

**Potência corrigida média consumida com ventilador:**

$$P_{cmv} := \text{mean}(P_{ccv}) = 1602 \text{ W}$$

**Potência média consumida sem ventilador:**

$$i_{sv} := 0..n_{mcv} - 1$$

$$p_{sv}_{i_{sv}} := P_{sv}_{i_{sv}} \text{ W Transformando tabela em vetor}$$

$$P_{cms} := \text{mean}(p_{sv}) = 176 \text{ W}$$

**Incerteza individual ( $u_{icv}$ ) e global ( $u_{cv}$ ) da potência do ventilador corrigida, devido ao analisador:**

$$u_{icv}_{i_{cv}} := u\left(\frac{P_{ccv}_{i_{cv}}}{W}\right) \quad u_{icv} = \begin{pmatrix} 0.904 \\ 0.906 \\ 0.903 \\ 0.908 \\ 0.911 \end{pmatrix} \text{ W}$$

$$u_{cv} := \sqrt{\sum_{i=0}^{n_{mcv}-1} \left(\frac{1}{n_{mcv}-1} \cdot u_{icv}_i\right)^2} = 0.507 \text{ W}$$

**Incerteza individual ( $u_{isv}$ ) e global ( $u_{sv}$ ) da potência sem ventilador, devido ao analisador:**

$$u_{isv}_{i_{sv}} := u(P_{sv}_{i_{sv}}) \quad u_{isv} = \begin{pmatrix} 0.593 \\ 0.592 \\ 0.592 \\ 0.593 \\ 0.593 \end{pmatrix} \text{ W}$$

$$u_{sv} := \sqrt{\sum_{i=0}^{n_{mcv}-1} \left(\frac{1}{n_{mcv}-1} \cdot u_{isv}_i\right)^2} = 0.331 \text{ W}$$

**Incerteza devido à medição da potência com (umc) e sem (ums) ventilador:**

$$umc := \text{Stdev}(Pccv) = 15.926 \text{ W} \quad ums := \text{Stdev}(psv) = 2.881 \text{ W}$$

**Incerteza devido à rotação com (urtc) e sem (urts) ventilador:**

Considerando máximo intervalo possível e distribuição retangular.

$$dstr := \sqrt{3} \quad \text{Distribuição retangular.}$$

$$urtc := \frac{Pcmv}{2dstr} \cdot \left[ \left( \frac{Rsv}{Rcv - urpm} \right)^3 - \left( \frac{Rsv}{Rcv + urpm} \right)^3 \right] = 0.798 \text{ W}$$

$$urts := \frac{Pcms}{2dstr} \cdot \left[ \left( \frac{Rsv}{Rsv - urpm} \right)^3 - \left( \frac{Rsv}{Rsv + urpm} \right)^3 \right] = 0.084 \text{ W}$$

**Incerteza devido às oscilações das características do motor com (uomc) e sem (uoms) ventilador:**

$$uomc := \frac{umc}{5} = 3.185 \text{ W} \quad uoms := \frac{ums}{5} = 0.576 \text{ W}$$

Obs.: adotado 5x menor que a incerteza de medição

**Incerteza devido às oscilações das características ambiente com (uoac) e sem (uoas) ventilador:**

$$uoac := \frac{umc}{20} = 0.796 \text{ W} \quad uoas := \frac{ums}{20} = 0.144 \text{ W}$$

Obs.: adotado 20x menor que a incerteza de medição

**Incerteza combinada com (umc) e sem (ums) ventilador:**

$$ucc := \sqrt{ucv^2 + umc^2 + uomc^2 + uoac^2 + urtc^2} = 16.3 \text{ W}$$

$$ucs := \sqrt{usv^2 + ums^2 + uoms^2 + uoas^2 + urts^2} = 3 \text{ W}$$

**Incerteza combinada da potência líquida consumida pelo ventilador:**

$$ucpv := \sqrt{ucc^2 + ucs^2} = 16.555 \text{ W}$$

**Incerteza expandida da potência líquida consumida pelo ventilador:**

$$U_{epv} := k \cdot u_{cpv} = 33.11 \text{ W}$$

**Potência líquida consumida pelo ventilador:**

$$P_{vent} := P_{cmv} - P_{cms} = 1.426 \times 10^3 \text{ W}$$

---

**Resultados:**

**Potência líquida consumida pelo ventilador em**

$$R_{sv} = 3600\text{-RPM}$$

$$\text{é de } P_{vent} = 1426 \text{ W} \pm U_{epv} = 33.1 \text{ W}$$

## APÊNDICE 6 – PROCEDIMENTO DE CÁLCULO DA INCERTEZA DE MEDIÇÃO DO NÍVEL DE POTÊNCIA SONORA

INCERTEZA DE MEDIÇÃO DO NÍVEL DE POTÊNCIA SONORA CONFORME ISO 3744 [ 83 ]							
	Descrição	Incerteza padrão ( $u_i$ )	Distribuição da probabilidade	Coeficiente de sensibilidade ( $c_i$ )	Referência	Incerteza	( $c_i u_i$ ) <sup>2</sup>
[-]	[-]	[dB]	[-]	[-]	[-]	[dB]	[dB]
$\delta_{\text{metodo}}$	Método	0,4	Normal	1	ISO 3744 p.71	0,40	0,16
$L'_{p(\text{ST})}$	Repetibilidade das medições	$S_{L'p(\text{ST})\text{rep}}$	Normal	$1 + 1/[10^{0,1\Delta L_p-1}]$	ISO 3744 p.71	0,38	0,14
S	Área da superfície de medição	$\Delta r/\sqrt{3}$	Retangular	8,7/r	ISO 3744 p.72	0,25	0,06
$K_1$	Correção do ruído de fundo	$S_{Lp(B)}$	Normal	$1/[10^{0,1\Delta L_p-1}]$	ISO 3744 p.72	0,34	0,11
$K_2^{(1)}$	Correção do ambiente	$K_2/4$	Normal	1	ISO 3744 p.73	0,57	0,33
$C_1 + C_2$	Correção da impedância de radiação e meteorológica	Annex G (ISO 3744)	Triangular	1	ISO 3744 p.73	0,10	0,01
$\delta_{\text{slm}}$	Medidor de nível sonoro	Sistema de medição	Normal	1	Metrologia Weg	0,55	0,30
$\delta_{\text{mic}}$	Amostragem	$V_1/\sqrt{n}$	Normal	1	ISO 3744 p.73	0,28	0,08
$\delta_{\text{angulo}}$	Ângulo	0,25 (semi-esférica)	Retangular	$10^{-k2/10}$	ISO 3744 p.73	0,15	0,02
$\delta_{\theta}$	Temperatura	$\Delta\theta/\sqrt{3}$	Retangular	ver eq. P75	ISO 3744 p.75	0,19	0,04
$\delta_H$	Humidade relativa	$\Delta H/\sqrt{3}$	Retangular	ver eq. P75	ISO 3744 p.75	0,12	0,01
$\sigma_{R0}$	$\Sigma\sqrt{(c_i u_i)^2}$						1,13
$\sigma_{\text{omc}}$	Montagem e operação				ISO 3744 p.27		0,5
$\sigma_{\text{tot}}$	Desvio padrão total						1,23
k	Probabilidade [%]:	95					1,96
U	Incerteza expandida						<b>2,42</b>

<sup>1)</sup> ISO 3744 p.33

APÊNDICE 7 – COMPONENTES DOS VENTILADORES

ROTORES

$d_5 =$  190 / 251 / 312



CARCAÇAS DEFLETORAS

563

456

432



## APÊNDICE 8 – ANÁLISE DA CONDIÇÃO DE CONTORNO PARA AS SIMULAÇÕES DE RESSONÂNCIA ACÚSTICA

O objetivo das análises realizadas nesse apêndice é verificar qual a influência da condição de contorno imposta no campo afastado das simulações numéricas de ressonância acústica no resultado dos modos e suas respectivas frequências.

Para esta avaliação considerou-se três opções para a condição de contorno no campo afastado, conforme apresentadas a seguir.

- **Parede rígida**, ou seja:

$$\nabla P = 0 \quad ( 152 )$$

- **Pressão nula**:

$$P = 0 \quad ( 153 )$$

- **Domínio infinito (ou campo livre)**, para simular esta condição utiliza-se uma fronteira com propriedades de absorção acústica, definida como condição de radiação de Sommerfeld. Em adição à equação 92 a condição de Sommerfeld deve satisfazer, no infinito, a seguinte condição (Ansys, Inc [ 91 ]):

$$\lim_{r \rightarrow \infty} r \left( \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{1}{c} \dot{P} \right) = 0 \quad ( 154 )$$

onde,

$r$  é a distância radial a partir a origem;

$\frac{\partial P}{\partial r}$  é a derivada da pressão em relação à direção radial;

$c$  é a velocidade do som no fluido;

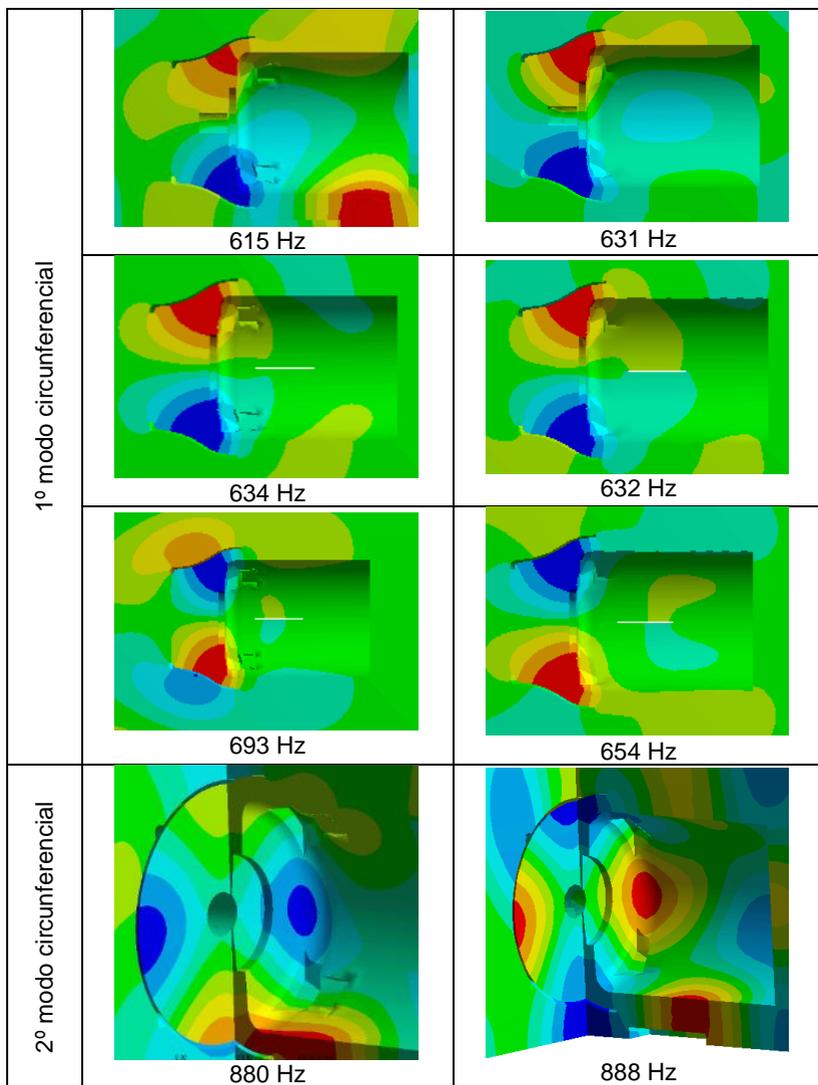
e  $\dot{P}$ , a derivada da pressão em relação ao tempo.

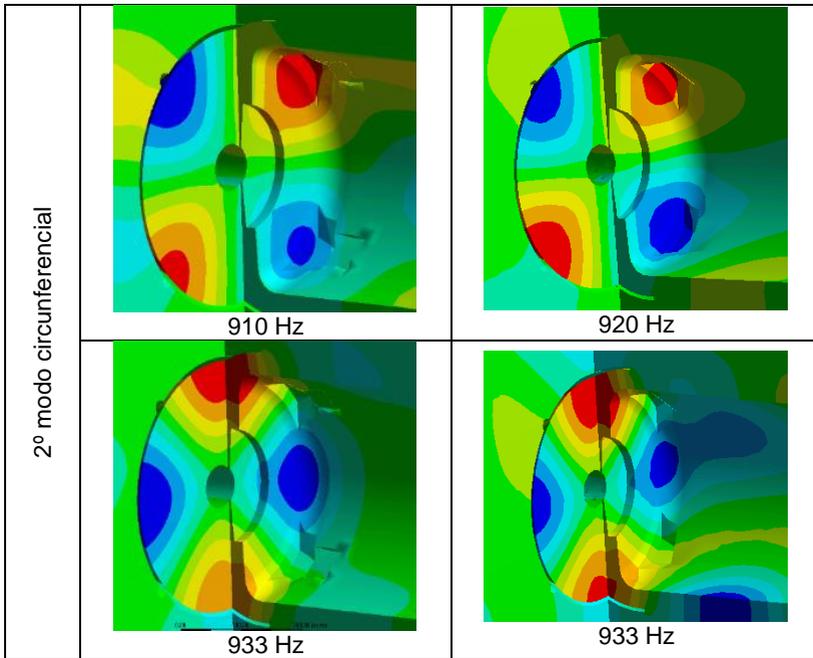
A seguir são apresentadas duas comparações entre os modos obtidos alterando a condição de contorno. A primeira comparação (TABELA A6. 1) é realizada no programa ANSYS Mechanical - Versão 14.5, onde o domínio é composto pelo elemento fluido FLUID221 (Ansys, Inc [ 91 ]), considerando o campo afastado como parede rígida e como pressão nula, esta

última é a mesma adotada por NODA, S.; MIZUNO, S.; SUZUKI, K. [ 69 ].

TABELA A6. 1 – PAREDE RÍGIDA E PRESSÃO NULA

Campo Afastado semiesférico: $d_{ge} = 456$					
Geometria					
	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 50%; text-align: center;">Parede Rígida</td> <td style="width: 50%; text-align: center;">Pressão = 0 Pa</td> </tr> </table>	Parede Rígida	Pressão = 0 Pa		
Parede Rígida	Pressão = 0 Pa				
Nº nós	267.051				
Tempo de processamento	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 50%; text-align: center;">621 s</td> <td style="width: 50%; text-align: center;">432 s</td> </tr> </table>	621 s	432 s		
621 s	432 s				
1º modo axial	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 50%; text-align: center;"> <p style="text-align: center;">359 Hz</p> </td> <td style="width: 50%; text-align: center;"> <p style="text-align: center;">311 Hz</p> </td> </tr> <tr> <td style="width: 50%; text-align: center;"> <p style="text-align: center;">373 Hz</p> </td> <td style="width: 50%; text-align: center;"> <p style="text-align: center;">370 Hz</p> </td> </tr> </table>	<p style="text-align: center;">359 Hz</p>	<p style="text-align: center;">311 Hz</p>	<p style="text-align: center;">373 Hz</p>	<p style="text-align: center;">370 Hz</p>
	<p style="text-align: center;">359 Hz</p>	<p style="text-align: center;">311 Hz</p>			
<p style="text-align: center;">373 Hz</p>	<p style="text-align: center;">370 Hz</p>				

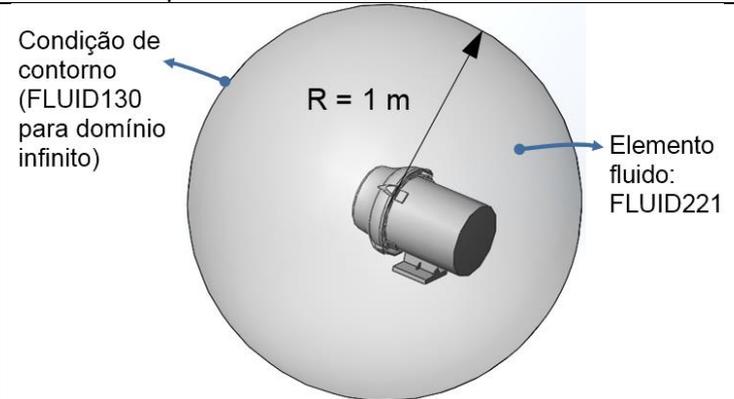
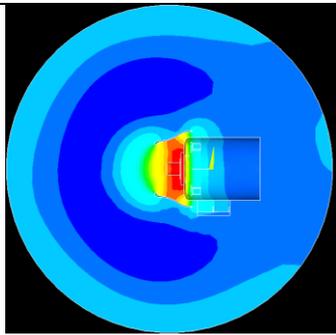
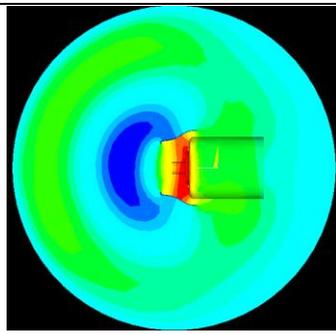
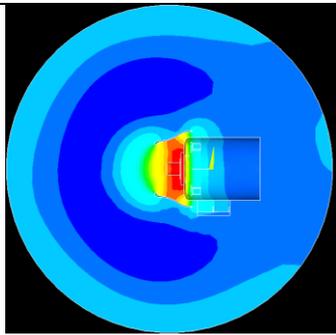
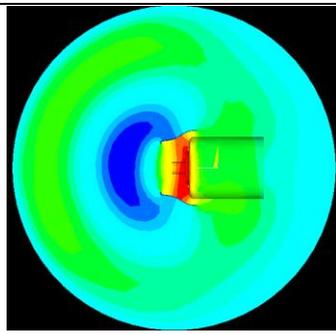
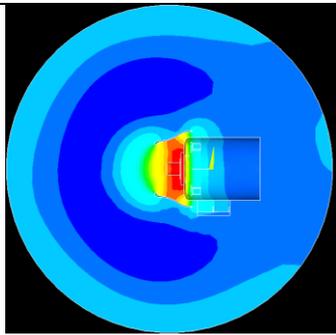
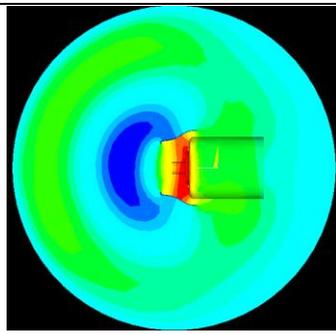


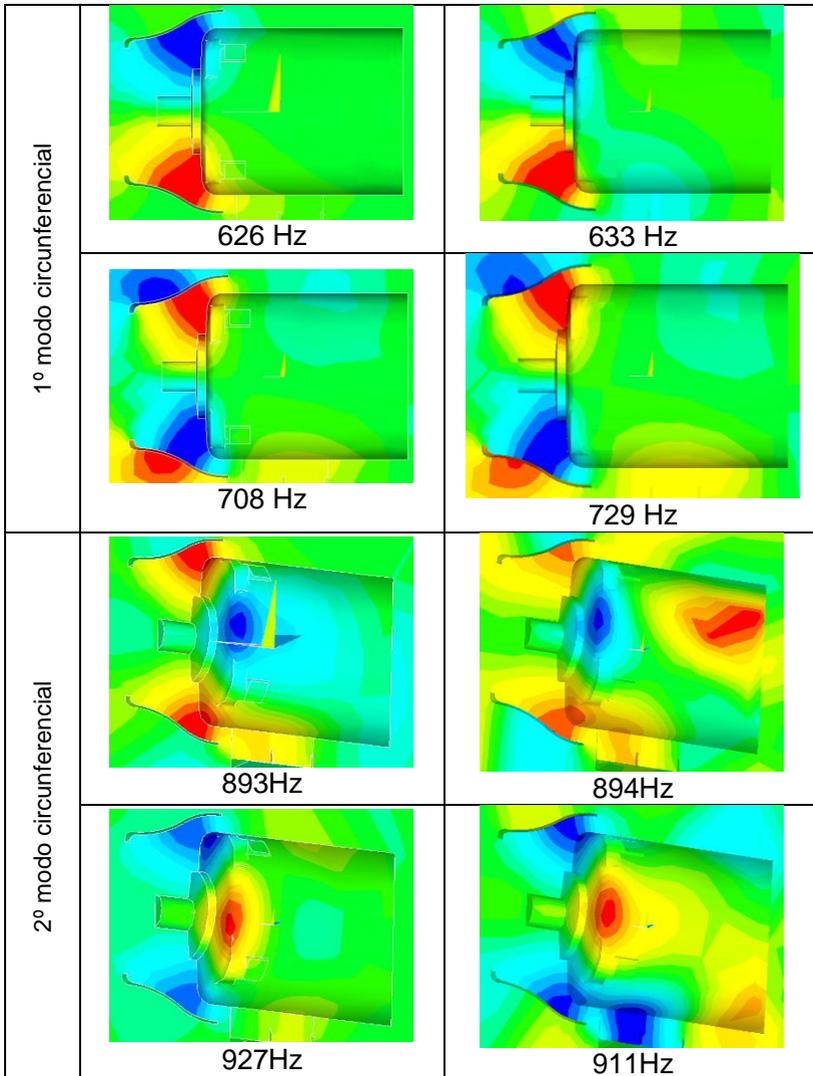


Através dos resultados obtidos, nota-se que os modos acústicos da defletora e suas frequências apresentaram poucas diferenças ao alterar a condição de contorno, porém ao utilizar a pressão nula o tempo de processamento reduziu em aproximadamente 30 %, quando comparado com a condição de parede rígida.

Na próxima comparação foi utilizado o programa Ansys Mechanical APDL 14.5 para solução do problema, onde são comparadas as condições de parede rígida e de domínio infinito. Para considerar absorção acústica na fronteira é necessário utilizar o elemento acústico infinito FLUID130 (Ansys, Inc [ 91 ]), o qual exige que a fronteira seja uma casca esférica e que envolva todo o domínio de simulação, o qual é composto pelo FLUID221 (Ansys, Inc [ 91 ]), conforme apresentado na TABELA A6. 2. YUHUI, L. [ 92 ] apresenta simulações que consideram absorção acústica na fronteira e também utiliza o elemento infinito FLUID130.

TABELA A6. 2 – PAREDE RÍGIDA E DOMÍNIO INFINITO

Campo Afastado esférico; $d_{ge} = 456$			
Geometria	 <p>Condição de contorno (FLUID130 para domínio infinito)</p> <p><math>R = 1\text{ m}</math></p> <p>Elemento fluido: FLUID221</p>		
	<table border="1"> <tr> <td>Parede Rígida</td> <td>Domínio infinito</td> </tr> </table>	Parede Rígida	Domínio infinito
Parede Rígida	Domínio infinito		
Nós	169.008		
Tempo de processamento	<table border="1"> <tr> <td>184 s</td> <td>52.034 s</td> </tr> </table>	184 s	52.034 s
184 s	52.034 s		
1º modo axial	<table border="1"> <tr> <td>  <p>372 Hz</p> </td> <td>  <p>386 Hz</p> </td> </tr> </table>	 <p>372 Hz</p>	 <p>386 Hz</p>
 <p>372 Hz</p>	 <p>386 Hz</p>		



Os resultados obtidos mostram que os modos acústicos da defletora e suas frequências correspondentes sofrem pequenas alterações quando a condição de contorno é modificada. Porém, o tempo de processamento é consideravelmente superior quando utiliza-se a condição de domínio infinito.

O fato do incremento do tempo na condição de domínio infinito ocorre, pois o problema de autovalores e autovetores que para a condição de parede rígida e pressão nula ser de primeira ordem, passa a ser um problema de segunda ordem quando introduz-se absorção acústica (Ansys, Inc [ 91 ]).



Interv :=				
	0	1	2	3
0	"Fatores"	"A"	"B"	"C"
1	Inferior:"	180	40	5
2	uperior:"	251	80	17

Identificação dos fatores:

$$A = d_5;$$

$$B = b_5;$$

$$C = Z;$$

xx  
 Cálculo do  $\alpha$  e  $nc$ , default ou especificado  
 xxx

$$r := \begin{cases} 0 & \text{if } nbw \geq 2 \wedge nbw \leq 4 \\ 1 & \text{if } nbw \geq 5 \wedge nbw \leq 7 \\ 2 & \text{if } nbw \geq 8 \wedge nbw \leq 9 \end{cases} \quad \text{fração de potência}$$

número de ensaios/simulações/observações fatoriais

$$nf := 2^{nbw-r} \quad nf = 8$$

distância entre ponto axial e centro default

$$\alpha_p := nf^{\frac{1}{4}} \quad \alpha_p = 1.682$$

distância entre ponto axial e centro auxiliar

$$\alpha_x := \begin{cases} \alpha & \text{if } \alpha > 0 \\ \alpha_p & \text{if } \alpha = 0 \end{cases} \quad \alpha_x = 0.7$$

número de pontos centrais default

$$ncp := \text{ceil}(4 \cdot \sqrt{nf + 1} - 2 \cdot nbw) \quad ncp = 6$$

número de pontos centrais auxiliar

$$ncx := \begin{cases} nc & \text{if } nc > 0 \\ ncp & \text{if } nc = 0 \end{cases} \quad ncx = 1$$

```

xxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxx
                Definição da matriz de projeto
xxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxx

```

```
X := boxwilson(nbw,ncx,α)
```

```
Número de ensaios:   runs := rows(X) - 1   runs = 15
```

```

xxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxx
                Definição dos valores reais
xxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxx

```

Matriz dos valores reais de projeto para  $\alpha$  diferente de 1:

```

Vals1 := | j ← 1
          | for j ∈ 1..nbw
          |   Δintj-1 ←  $\frac{\text{Interv}_{2,j} - \text{Interv}_{1,j}}{2}$  if IsScalar(Interv1,j) ≠ 0 ∧ IsScalar(Interv1,j) ≠ 0
          |   valj-1,0 ← Interv0,j
          |   valj-1,3 ←  $\frac{\text{Interv}_{2,j} + \text{Interv}_{1,j}}{2}$  if IsScalar(Interv1,j) ≠ 0 ∧ IsScalar(Interv1,j) ≠ 0
          |   valj-1,3 ← NaN if IsScalar(Interv1,j) = 0 ∧ IsScalar(Interv1,j) = 0
          |   valj-1,1 ← min(valj-1,3 - α·Δintj-1, Interv1,j) if IsScalar(Interv1,j) ≠ 0
          |   valj-1,1 ← Interv1,j if IsScalar(Interv1,j) = 0 ∧ α ≥ 1
          |   valj-1,1 ← NaN if IsScalar(Interv1,j) = 0 ∧ α < 1
          |   valj-1,2 ← max(valj-1,3 - α·Δintj-1, Interv1,j) if IsScalar(Interv1,j) ≠ 0
          |   valj-1,2 ← Interv1,j if IsScalar(Interv1,j) = 0 ∧ α < 1
          |   valj-1,2 ← NaN if IsScalar(Interv1,j) = 0 ∧ α ≥ 1
          |   valj-1,4 ← min(valj-1,3 + α·Δintj-1, Interv2,j) if IsScalar(Interv2,j) ≠ 0
          |   valj-1,4 ← Interv2,j if IsScalar(Interv2,j) = 0 ∧ α < 1
          |   valj-1,4 ← NaN if IsScalar(Interv2,j) = 0 ∧ α ≥ 1
          |   valj-1,5 ← max(valj-1,3 + α·Δintj-1, Interv2,j) if IsScalar(Interv2,j) ≠ 0
          |   valj-1,5 ← Interv2,j if IsScalar(Interv2,j) = 0 ∧ α ≥ 1
          |   valj-1,5 ← NaN if IsScalar(Interv2,j) = 0 ∧ α < 1
          | val

```





xx

Resultados das observações

xx

Vazão Mássica [kg/s]

Vazão Volumétrica [m<sup>3</sup>/s]

Y\_kg\_s :=

	0
0	0.209
1	0.343
2	0.727
3	0.491
4	0.396
5	0.295
6	0.486
7	0.607
8	0.566
9	0.373
10	0.478
11	0.424
12	0.706
13	0.195
14	0.285

$$Y := \frac{Y_{kg\_s}}{1.185} =$$

	0
0	0.177
1	0.289
2	0.614
3	0.415
4	0.334
5	0.249
6	0.41
7	0.512
8	0.478
9	0.315
10	0.403
11	0.358
12	0.596
13	0.164
14	0.24



Coefficientes do polinômio de regressão da vazão:

$$\text{crv} := \text{submatrix}(\text{Pf}_{7,1}, 1, \text{rows}(\text{Pf}_{7,1}) - 1, 1, 1)$$

Variáveis  $x_i$  do polinômio de regressão:

$$\text{vx}(x) := \begin{cases} \text{for } i \in 0.. \text{rows}(\text{crv}) - 1 \\ \left| \begin{array}{l} \text{mx}_0 \leftarrow x_0 \\ \text{mx}_i \leftarrow x_i \end{array} \right. \\ \text{mx} \end{cases}$$

Equação para cálculo da vazão:

$$\text{vz}(x) := \text{crv}^T \cdot \text{vx}(x)$$

Coefficientes do polinômio de regressão do rendimento:

$$\text{cr}\eta := \text{submatrix}(\text{Pf}\eta_{7,1}, 1, \text{rows}(\text{Pf}\eta_{7,1}) - 1, 1, 1)$$

Equação para cálculo do rendimento:

$$\eta(x) := \text{cr}\eta^T \cdot \text{vx}(x)$$

Função objetivo:

$$\text{fo}(x) := 21.01 + 10 \cdot \log(\text{vz}(x)) + 45.44 \cdot \log\left(\frac{x_1}{2000} \cdot 251.3\right) + 10 \cdot \log(1 - \eta(x))$$

Valores iniciais para  $x_i$ :

$$x_0 := 1 \quad x_1 := 180 \quad x_2 := 40 \quad x_3 := 5 \quad x_4 := x_1 \cdot x_2$$

$$x_5 := x_1 \cdot x_3 \quad x_6 := x_2 \cdot x_3 \quad x_7 := x_1 \cdot x_1 \quad x_8 := x_2 \cdot x_2 \quad x_9 := x_3 \cdot x_3$$

Given

Restrições:

$$x_0 = 1 \quad 180 \leq x_1 \leq 250 \quad 40 \leq x_2 \leq 77 \quad 5 \leq x_3 \leq 9 \quad x_4 = x_1 \cdot x_2$$

$$x_5 = x_1 \cdot x_3 \quad x_6 = x_2 \cdot x_3 \quad x_7 = x_1 \cdot x_1 \quad x_8 = x_2 \cdot x_2$$

$$x_9 = x_3 \cdot x_3 \quad \text{vz}(x) = 0.603 \quad \eta(x) \geq 0.1$$

$P := \text{Minimize}(f_0, x)$   $vz(P) = 0.603$

$\text{Res} := \text{augment}\left(\begin{pmatrix} \text{"}\Phi 5 = \text{"} \\ \text{"}b5 = \text{"} \\ \text{"}Npa = \text{"} \end{pmatrix}, \text{submatrix}(P, 1, \text{nbw}, 0, 0)\right)$

Valores recomendados para as variáveis de projeto que minimizam o objetivo:

$\text{Res} = \begin{pmatrix} \text{"}\Phi 5 = \text{"} & 247 \\ \text{"}b5 = \text{"} & 77 \\ \text{"}Npa = \text{"} & 9 \end{pmatrix}$

xx

Cálculo do nível de pressão sonora

xx

$L_p := 21.01 + 10 \cdot \log(vz(P)) + 45.44 \cdot \log\left(\frac{\text{Res}_{0,1}}{2000} \cdot 251.3\right) + 10 \cdot \log(1 - \eta(P))$

xx

Resultados para os valores otimizados

xx

$\text{Res} = \begin{pmatrix} \text{"}\Phi 5 = \text{"} & 247 \\ \text{"}b5 = \text{"} & 77 \\ \text{"}Npa = \text{"} & 9 \end{pmatrix}$

$vz(P) = 0.603$

$\eta(P) = 0.129$

$L_p = 86.006$