



Universidade
Federal de Itajubá

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**ESTUDO AEROACÚSTICO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL
DE VENTILADOR AXIAL**

Autor

Pedro Henrique Augusto Mota

INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Itajubá, fevereiro de 2018

Minas Gerais – Brasil

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**ESTUDO AEROACÚSTICO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL
DE VENTILADOR AXIAL**

Autor: **Pedro Henrique Augusto Mota**

Orientador: **Waldir de Oliveira**

Co-orientador: **Ramiro Gustavo Ramirez Camacho**

Curso: **Mestrado em Engenharia Mecânica**

Área de Concentração: **Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Itajubá, fevereiro de 2018

Minas Gerais – Brasil

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**ESTUDO AEROACÚSTICO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL
DE VENTILADOR AXIAL**

Autor

Pedro Henrique Augusto Mota

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Luís Antônio Bortolaia

DECAT/UFOP

Prof. Dr. Luiz Felipe Silva

IRN/UNIFEI

Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho

IEM/UNIFEI

Prof. Dr. Waldir de Oliveira

IEM/UNIFEI

Dedicatória

Dedico este trabalho à minha família, em especial aos meus avós, pais e irmãs.

Agradecimentos

Primeiramente, agradeço a Deus por me guiar ao longo de toda a minha vida e por ter colocado pessoas tão especiais ao meu lado, a minha família.

Aos meus pais, Emanuel e Rosa, agradeço pelo apoio, paciência e carinho, não só neste período, mas em toda minha vida. As minhas irmãs, Ana e Isabela, pelo carinho e cumplicidade.

Ao meu orientador, Waldir de Oliveira, e coorientador, Ramiro Gustavo Ramirez Camacho, expresso minha gratidão por aceitarem me orientar. Agradeço pelo apoio, atenção, confiança e colaboração no solucionar de dúvidas e problemas que surgiram ao longo da realização deste trabalho.

Aos meus colegas de turma do Mestrado, gostaria de agradecer por todo o apoio, colaboração, ensinamentos, disponibilidade e conselhos: Lucas, Germán, Tania, Nelson, Darwin, Ivan, Douglas, Roberto, Cristiane, Marcos, Ariane, Maicon e Gabriel.

Agradeço também ao programa, aos técnicos e ao corpo docente da Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UNIFEI por toda assistência, base teórica e estrutura concedidas.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), pelo apoio financeiro.

Por fim, agradeço a todos professores, familiares, amigos e colegas que participaram da minha vida e, direta ou indiretamente, colaboraram para a execução deste trabalho.

“O sucesso nasce do querer, da determinação e persistência em se chegar a um objetivo. Mesmo não atingindo o alvo, quem busca e vence obstáculos, no mínimo fará coisas admiráveis.”

José de Alencar

Resumo

O projeto aeroacústico de ventiladores axiais tem um papel importante para o controle do seu nível de emissão sonora e conservação do seu desempenho aerodinâmico. Desse modo, o presente estudo buscou implementar técnicas de dinâmica dos fluidos computacional (CFD) para obter o comportamento aerodinâmico e as características acústicas de operação deste tipo de máquina de fluxo. Um ventilador axial de pás sem torção foi escolhido para realização dos procedimentos numéricos e validação por meio de resultados experimentais. As características aerodinâmicas desse ventilador foram obtidas em um banco de testes adequado às normas ASHRAE (Norma 5175)/ AMCA (Norma 210-74). Além disso, para os experimentos acústicos foi considerada a norma ISO 13347-3:2004. Na metodologia numérica foram examinadas diferentes condições de contorno, modelos de turbulência e analogias acústicas. Além disso, foram consideradas simulações no regime permanente e transiente. A metodologia mais eficaz para reprodução do comportamento aerodinâmico do ventilador axial foi obtida por meio do modelo de turbulência $k-\omega$ SST, apesar de ser recomendado uma mudança no domínio da entrada para melhora na previsão do comportamento do ventilador axial para elevados valores de vazão. Quanto aos resultados acústicos, a analogia de modelo de fonte de ruído de banda larga apresentou resultados coerentes de acordo com as observações experimentais e permitiu uma análise das fontes sonoras no domínio do fluido em análise. Para a simulação transiente, a implementação do modelo $k-\omega$ SST e do modelo acústico Ffowcs Williams e Hawkins (FW-H) proporcionou resultados que subestimam os valores encontrados nos experimentos.

Palavras-chave:

Ventilador axial, Aeroacústica, CFD, $k-\omega$ SST, Modelo de fonte de ruído de banda larga, FW-H.

Abstract

The aeroacoustic design of axial fans has an important role in the control of its sound emission level and in the maintenance of its aerodynamic performance. Thus, the present study sought to implement Computational Fluid Dynamics (CFD) techniques to obtain the aerodynamic behavior and acoustic characteristics of this type of flow machine's operation. An axial fan of untwisted blade was chosen to perform numerical procedures and validation based on experimental results. The aerodynamic characteristics of the axial fan were obtained in a test bench in accordance to ASHRAE (Standard 5175)/AMCA (Standard 210-74). In addition, for the acoustic experiments, the standard ISO 13347-3:2004 was considered. In the numerical methodology different contour conditions, turbulence models and acoustic analogies were examined. Furthermore, simulations were performed in the permanent and transient regime. The most effective methodology for the reproduction of the aerodynamic behavior of the axial fan was obtained through the turbulence model $k-\omega$ SST; although a change in the inlet domain is recommended to improve the prediction of the turbomachine behavior at high flow rates. Regarding acoustic results, the Broadband noise source model analogy presented coherent results according to the experimental observations and allowed an analysis of the sound sources in the fluid domain under analysis. For the transient simulation, the implementation of the $k-\omega$ SST model and the Ffowcs Williams and Hawkings (FW-H) acoustic model provided results that overestimated the values found in the experiments.

Keywords:

Axial-flow fan, Aeroacoustics, CFD, $k-\omega$ SST, Broadband noise source model, FW-H.

Sumário

Lista de Figuras	iv
Lista de Tabelas	viii
Lista de Símbolos	xi
Lista de Abreviaturas	xv
1 Introdução	1
1.1 Algumas Considerações sobre Ventiladores Axiais	1
1.2 Revisão de Literatura.	5
1.3 Justificativa	8
1.4 Objetivos	8
1.4 Estrutura do Trabalho	9
2 Considerações Básicas sobre Projeto Aerodinâmico Preliminar de Rotores Axiais	10
2.1 Fundamentos Teóricos sobre Grades Lineares	10
2.2 Condição Resultante da Teoria da Asa de Sustentação e da Teoria da Grade Linear	16
2.3 Condição de Equilíbrio Radial.	17
2.4 Procedimento de Projeto Aerodinâmico Preliminar	18
2.5 Procedimento de Projeto Aerodinâmico para Pás Curvadas de Espessura Constante e Sem Torção	23
3 Considerações Básicas sobre Acústica	24
3.1 Conceitos Fundamentais do Som.	24
3.2 Variáveis de Medição do Som.	26

3.3	Combinação de Fontes Sonoras	28
3.4	Propagação do Som	29
3.5	Crescimento e Decaimento Sonoro em Recintos	31
3.6	Método para o Cálculo da Potência Sonora do Ventilador Axial	32
3.7	Ruído Aerodinâmico	35
4	Modelagem Numérica	38
4.1	Equações Governantes	38
4.2	Equações para o Escoamento Turbulento.	40
4.3	Analogias Acústicas	42
5	Metodologias Numérica e Experimental	44
5.1	Metodologia Numérica.	44
5.1.1	Modelagem dos sistemas de referência e condições de contorno	45
5.1.2	Discretização do domínio	47
5.1.3	Descrição dos modelos numéricos.	50
5.2	Metodologia Experimental.	52
5.2.1	Componentes do banco de testes.	52
5.2.2	Descrição do funcionamento do banco de testes e procedimento operacional	53
5.2.3	Cálculo das grandezas aerodinâmicas e acústicas	55
6	Resultados Numéricos e Experimentais	60
6.1	Resultados Numéricos	60
6.1.1	Geometria e malha.	60
6.1.2	Condições de contorno	63
6.1.3	Métodos e controles da solução numérica.	65
6.1.4	Pós-processamento e validação dos resultados	66
6.1.4.1	Simulações Numéricas para o Regime Permanente	66
6.1.4.2	Simulação Numérica para o Regime Transitório	73
6.2	Resultados Experimentais	80
6.2.1	Resultados aerodinâmicos	80
6.2.2	Resultados acústicos	83

7	Conclusões e Sugestões	89
7.1	Conclusões.....	89
7.2	Sugestões para Trabalhos Futuros.....	92
APÊNDICES		
A	Geometria e Medição do Rotor Axial	93
A.1	Geometria do Rotor Axial.....	93
A.2	Medição do Rotor Axial.....	95
B	Banco de Testes e Descrição do seu Funcionamento	98
B.1	Banco de Testes.....	98
B.2	Descrição do Funcionamento do Banco de Testes.....	103
B.2.1	Descrição para a realização de testes aerodinâmicos.....	103
B.2.2	Descrição para a realização de testes acústicos.....	105
C	Valores das Grandezas Experimentais Medidas e Calculadas	107
C.1	Valores das Grandezas Aerodinâmicas.....	107
C.1.1	Valores das grandezas aerodinâmicas medidas.....	107
C.1.2	Valores das grandezas aerodinâmicas calculadas.....	110
C.2	Valores das Grandezas Acústicas.....	112
C.2.1	Valores das grandezas acústicas medidas.....	112
C.2.2	Valores das grandezas acústicas calculadas.....	122
	Referências Bibliográficas	123

Lista de Figuras

1.1	Características de desempenho adimensionais, em % das características referente ao rendimento total máximo, de um ventilador axial do tipo rotor e carcaça (<i>tubeaxial</i>) em função da vazão referente ao rendimento total máximo	4
1.2	Esquema de um ventilador axial do tipo rotor e carcaça (<i>tubeaxial</i>): (a) seção longitudinal, (b) seção transversal do rotor.	4
2.1	(a) Esquema de seção meridional de rotor axial, corte cilíndrico numa seção r, desenvolvimento em grade linear e triângulos de velocidades na entrada e saída, (b) triângulos de velocidades na entrada e na saída e triângulo de velocidade para o escoamento médio.	11
2.2	Forças de sustentação e de arrasto sobre um perfil de chapa dobrada em grade linear, triângulos de velocidades na entrada, na saída e para as velocidades médias.	13
2.3	Coefficiente de sustentação para perfis em formato de arco de círculo (Fonte: Eck (1973)).	16
3.1	Varição de pressão ambiente em função do tempo para sons com períodos de $T_1 = 50$ ms e $T_2 = 50$ μ s (Fonte: Bistafa (2011))	25
3.2	(a) Forma de onda de um tom puro; (b) Forma de onda de um ruído (Fonte: Bistafa (2011))	25
3.3	Espectro sonoro de um som representado em bandas estreitas e largas (Fonte: Bistafa (2011))	29
3.4	Padrão de diretividade de uma fonte do tipo monopolo (Fonte: disponível em: http://www.acs.psu.edu/drussell/Demos/rad2/mdq.html).	35

3.5	Padrão de diretividade de uma fonte do tipo dipolo (Fonte: disponível em: http://www.acs.psu.edu/drussell/Demos/rad2/mdq.html)	35
3.6	Padrão de diretividade de fontes quadrupolo a) lateral b) linear (Fonte: disponível em: http://www.acs.psu.edu/drussell/Demos/rad2/mdq.html)	36
3.7	Sumário de fontes aeroacústicas do tipo dipolo relevante para turbomáquinas (Fonte: Adaptado de Neise e Michel (1994)).	37
5.1	Resumo dos procedimentos numéricos adotados.	45
5.2	Descrição do domínio computacional (Fonte: Adaptada de Guedel <i>et al.</i> (2011)).	46
5.3	Descrição do domínio computacional (Fonte: Augustyn (2013)).	47
5.4	Divisões da camada-limite em um escoamento turbulento.	49
5.5	Esquema indicando as posições de medição acústica (Fonte: ISO 13347-3)	54
6.1	Representação dos domínios de entrada, do rotor e de saída para análise numérica (a) vista longitudinal e (b) vista frontal.	61
6.2	Discretização na superfície do rotor.	62
6.3	Vista explodida do domínio do escoamento indicando as condições de contorno adotadas para regime permanente.	64
6.4	Histórico de resíduos de cada iteração da simulação numérica	66
6.5	Comparação entre os resultados numéricos e experimentais de pressão total em função da vazão.	68
6.6	Comparação entre os resultados numéricos e experimentais de rendimento total em função da vazão.	68
6.7	Comparação entre os resultados numéricos e experimentais de potência de eixo em função da vazão.	69
6.8	(a) Distribuição do nível de potência sonora do lado de sucção do rotor; (b) Distribuição do nível de potência sonora no lado de pressão do rotor; (c) Distribuição do nível de potência sonora em superfícies do plano perpendicular ao eixo de rotação Z	72
6.9	Contornos de pressão estática no lado de sucção da pá	73
6.10	Contornos de pressão estática no lado de pressão da pá.	74

6.11	Linhas de corrente em torno da pá do rotor considerando a magnitude da velocidade	72
6.12	Histórico de resíduos para cada iteração do cálculo numérico transiente.	75
6.13	Resultados numéricos para o microfone 1	77
6.14	Resultados numéricos para o microfone 2	77
6.15	Resultados numéricos para o microfone 3	77
6.16	Resultados numéricos para o microfone 4	78
6.17	Resultados numéricos para o microfone 5	78
6.18	Resultados numéricos para o microfone 6	78
6.19	Resultados experimentais da pressão total em função da vazão considerando diferentes condições ambientes	80
6.20	Comportamento das pressões total, estática e dinâmica em função da vazão.	81
6.21	Comportamento das potências de eixo e hidráulica e rendimento total .	82
6.22	Representação dos pontos de medição do nível sonoro equivalente: (a) vista frontal (b) vista superior (c) vista isométrica	83
6.23	Nível sonoro equivalente para condições ambientes com e sem chuva .	84
6.24	Comparação entre os níveis de pressão sonora global do banco de testes e do conjunto do MCC	85
6.25	Comparação entre o nível de pressão sonora global e o emitido pelo VCA a 1000 rpm.	86
6.26	Comparação entre o nível de pressão sonora global e o emitido pelo VCA a 1250 rpm.	86
A.1	Esquema da vista transversal e do isométrico do rotor axial	94
A.2	Esquema de uma seção radial e do isométrico de uma pá do rotor	94
A.3	Fixação do rotor para medição dos pontos na superfície côncava das pás.	96
A.4	Nuvem de pontos referente ao lado côncavo (intradorso) de uma das pás do RAM	96
A.5	Desenho do rotor axial modificado (RAM)	97
B.1	Esquema do banco de testes do Laboratório de Ventiladores	

	(LabVent) do IEM/UNIFEI	99
B.2	Ventilador axial (VA) a ser ensaiado: (a) vista do lado do motor de corrente contínua (MCC); (b) vista do lado de dentro da câmara de equalização de pressão (CEP).	100
B.3	Quadro de comando e controle do motor de corrente contínua (MCC) .	100
B.4	(a) Ventilador centrífugo auxiliar (VCA); (b) Quadro de comando e inversor de frequência.	101
B.5	Ponte extensométrica (à esquerda) e manômetro do tipo Betz (à direita).	102

Lista de Tabelas

2.1	Valores das diversas grandezas nas seções do cubo, 1, 2, ..., ponta da pá.	22
3.1	Níveis de potência sonora específicos, K_w , e incrementos de frequência de pá, BFI , para vários tipos de ventiladores (Fonte: S&P Brasil Ventilação Ltda.)	33
3.2	Fator de correção devido ao ponto de operação fora do ponto de rendimento total máximo (Fonte: S&P Brasil Ventilação Ltda.)	34
5.1	Posição dos locais dos pontos de medição acústica (Fonte: ISO 13347-3).	54
6.1	Número de elementos e número de nós nos domínios computacionais discretizados	62
6.2	Métodos de solução implementados para simulações em regimes transiente e permanente.	65
6.3	Valores dos fatores de relaxação usados nas simulações numéricas . . .	66
6.4	Convergência numérica para o modelo de turbulência $k-\omega$ SST	69
6.5	Convergência numérica para o modelo de turbulência Standard $k-\epsilon$. . .	70
6.6	Resultados experimentais e numéricos para algumas grandezas aerodinâmicas e acústicas.	71
6.7	Resultados numéricos do nível de pressão sonora para os 6 receptores.	79
6.8	Coordenadas dos seis locais de medição.	83
6.9	Nível de potência sonora para cada componente do banco de testes . . .	87
A.1	Dimensões principais do ventilador axial (VA)	95
A.2	Máquina de medição de coordenadas e instrumentos de medição	

	utilizados.	95
B.1	Resultados da calibração da célula de carga.	103
C.1	Valores das grandezas aerodinâmicas medidas - Teste 1.	107
C.2	Valores das grandezas aerodinâmicas medidas - Teste 2.	108
C.3	Valores das grandezas aerodinâmicas medidas - Teste 3.	109
C.4	Valores das grandezas aerodinâmicas medidas - Teste 4.	109
C.5	Valores das grandezas aerodinâmicas calculadas para a condição-padrão ($\rho_1 = 1,225 \text{ kg/m}^3$) e rotação $n_1 = 1500 \text{ rpm}$ – Teste 1.	110
C.6	Valores das grandezas aerodinâmicas calculadas para a condição-padrão ($\rho_1 = 1,225 \text{ kg/m}^3$) e rotação $n_1 = 1500 \text{ rpm}$ – Teste 2.	110
C.7	Valores das grandezas aerodinâmicas calculadas para a condição-padrão ($\rho_1 = 1,225 \text{ kg/m}^3$) e rotação $n_1 = 1500 \text{ rpm}$ – Teste 3.	111
C.8	Valores das grandezas aerodinâmicas calculadas para a condição-padrão ($\rho_1 = 1,225 \text{ kg/m}^3$) e rotação $n_1 = 1500 \text{ rpm}$ – Teste 4.	111
C.9	Valores das grandezas acústicas medidas - Teste 3.	112
C.10	Nível sonoro equivalente para condições com e sem chuva.	114
C.11	Nível sonoro equivalente para o MCC considerando os locais dos pontos de medição 1, 2, 3, 4, 5 e 6.	115
C.12	Nível sonoro equivalente global para as condições de operação 1.	116
C.13	Nível sonoro equivalente global para as condições de operação 2.	117
C.14	Nível sonoro equivalente global para as condições de operação 3.	118
C.15	Nível sonoro equivalente do ventilador centrífugo auxiliar (VCA) para a condição de operação 1.	119
C.16	Nível sonoro equivalente do ventilador centrífugo auxiliar (VCA) para a condição de operação 2.	120
C.17	Nível sonoro equivalente do ventilador centrífugo auxiliar (VCA) para a condição de operação 3.	121
C.18	Valores dos parâmetros de operação 1, 2 e 3.	122
C.19	Valores das grandezas acústicas calculadas para a condição de operação 1.	122
C.20	Valores das grandezas acústicas calculadas para a condição de operação 2.	122

C.21	Valores das grandezas acústicas calculadas para a condição de operação 3.	122
------	---	-----

Lista de Símbolos

Símbolos Latinos

a	Constante
$A_{recinto}$	Absorção sonora do local
b	Largura da pá; constante
BPF	Banda de frequência da pá
BFI	Incremento de frequência da pá
c	Velocidade do escoamento absoluto
c_{som}	Velocidade do som
C	Fator de correção devido ao ponto de operação fora do rendimento máximo
C_A	Coefficiente de arrasto
C_p	Coefficiente de pressão
C_S	Coefficiente de sustentação
$C_{p_{num}}$	Coefficiente de pressão numérico
$C_{p_{ref}}$	Coefficiente de pressão de referência
D_c	Diâmetro interno da carcaça do ventilador axial
D_e	Diâmetro externo do rotor (diâmetro da ponta da pá)
D_i	Diâmetro interno do rotor (diâmetro da raiz da pá)
DI_{θ}	Índice de diretividade da fonte na direção θ
f	Arqueamento da pá de espessura constante na sua linha média
$F_{pá}$	Força resultante numa pá
F_A	Força de arrasto no perfil aerodinâmico

F_S	Força de sustentação no perfil aerodinâmico
i	Ângulo de incidência do escoamento
I	Intensidade sonora
k_W	Nível de potência sonora específico
ℓ	Comprimento da corda do perfil
L_P	Nível de pressão sonora
L_I	Nível de intensidade sonora
L_{eq}	Nível Sonoro Equivalente
L_W	Nível de potência sonora
$L_{P\theta}$	Nível de pressão sonora na direção θ
$L_{I\theta}$	Nível de diretividade da fonte intensidade sonora na direção θ
L_{Wd}	Nível de potência sonora da fonte direcional
n	Rotação do rotor do ventilador axial
$N_{pá}$	Número de pás do rotor axial
n_q	Rotação específica (grandeza adimensional)
n_{qA}	Rotação específica segundo Addison (grandeza adimensional)
p	Pressão estática
P	Potência útil ou potência hidráulica do ventilador
$p_{médio}$	Pressão sonora média
$p_{lmédior}$	Pressão sonora absoluta média
p_{eficaz}	Pressão sonora eficaz
Q	Vazão volumétrica do ventilador
Q_d	Fator de diretividade
Q_1	Vazão volumétrica de referência ($Q_1 = 0,000472 \text{ m}^3/\text{s}$)
R	Raio de curvatura
Re	Número de Reynolds
r	Raio polar correspondente à uma seção radial do rotor axial
t	Passo (distância circunferencial ou linear entre duas pás consecutivas)
T	Período
T_t	Tempo de registro
T_{60}	Tempo de reverberação
u	Velocidade circunferencial do rotor ou velocidade de condução da grade linear
V	Volume do recinto

$y_{máx}$	Espessura máxima do perfil aerodinâmico
Y	Trabalho específico do ventilador
$Y_{pá}$	Trabalho específico real do rotor
z	Impedância acústica específica
W	Potência sonora
w	Velocidade do escoamento relativo
w_{∞}	Velocidade relativa média real entre a entrada e saída do rotor
W	Potência sonora

Símbolos Gregos

α	Ângulo do escoamento absoluto
$\bar{\alpha}$	Coefficiente de absorção de todas superfícies locais
α_{∞}	Ângulo do escoamento absoluto médio
β	Ângulo do escoamento relativo
β_M	Ângulo de montagem do perfil
β_{∞}	Ângulo do escoamento relativo médio
Γ	Circulação em torno do perfil aerodinâmico
δ	Coefficiente de diâmetro
Δc_u	Diferença de velocidades absolutas circunferenciais na saída e entrada do rotor
Δw_u	Diferença de velocidades relativas circunferenciais na saída e entrada do rotor
Δp_T	Pressão total do ventilador
Δp_{T1}	Pressão total de referência ($\Delta p_{T1} = 249$ Pa)
ε	Coefficiente de escorregamento
η	Rendimento total do ventilador axial
η_{al}	Rendimento de atrito lateral
η_{est}	Rendimento total do ventilador axial
η_f	Rendimento de fuga
η_h	Rendimento hidráulico
η_m	Rendimento mecânico
μ	Viscosidade absoluta (dinâmica) do fluido em escoamento no ventilador
μ_t	Viscosidade turbulenta

ν	Relação de cubo
ρ	Massa específica do fluido em escoamento no ventilador axial
σ	Coefficiente de ligeireza
ω	Velocidade angular do rotor

Subscritos/Sobrescritos

a	Componente axial
m	Componente meridional
r	Componente radial
u	Componente circunferencial
3	Relativo à entrada da grade linear (ou rotor axial) no caso de escoamento real
6	Relativo à saída da grade linear (ou rotor axial) no caso de escoamento real

Lista de Siglas e Acrônimos

AMCA	Air Movement and Control Association
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers
ASME	American Society of Mechanical Engineers
CAA	Computational Aeroacoustics
CEP	Câmara de Equalização de pressão
CFD	Computational Fluid Dynamics
DES	Detached Eddy Simulation
DFC	Dinâmica dos Fluidos Computacional
DNS	Direct Numerical Simulation
IEM	Instituto de Engenharia Mecânica
ISO	International Organization for Standardization
MCC	Motor de Corrente Contínua
<i>LabVent</i>	Laboratório de Ventiladores
LES	Large Eddy Simulation
PO	Placa de Orifício
RAO	Rotor axial original
RAM	Rotor axial modificado
RANS	Reynolds-averaged Navier-Stokes
SAS	Scale-Adaptive Simulation
UNIFEI	Universidade Federal de Itajubá
VCA	Ventilador centrífugo auxiliar
VCV	Válvula controladora de vazão
VA	Ventilador axial de teste

Capítulo 1

Introdução

Neste capítulo, inicialmente, são apresentadas algumas considerações básicas sobre ventiladores axiais, descrevendo algumas características da sua geometria e do escoamento através dessas máquinas. Em seguida, é feita uma revisão de literatura voltada aos aspectos aeroacústicos de ventiladores axiais. Na sequência, são apresentados a justificativa, os objetivos e a estrutura deste trabalho.

1.1 Algumas Considerações sobre Ventiladores Axiais

Ventiladores constituem um tipo importante de turbomáquinas que operam gás e têm uma gama muito grande de aplicações. Segundo a ASME (*American Society of Mechanical Engineers*), ventiladores atingem pressões totais de até 1136 mmH₂O (relação de pressões de até 1,11, ou seja, a relação entre a pressão total na saída e a pressão total na entrada do ventilador é de até 1,11). Sopradores estão no intervalo de 1136 a 2066 mmH₂O (relação de pressões de 1,11 até 1,20), enquanto turbocompressores apresentam relação de pressões maiores que 1,20. Quanto à direção do escoamento de fluido ao passar pelo rotor do ventilador, os principais tipos de ventiladores são: 1) radiais (também denominados de centrífugos), 2) mistos (ou diagonais), 3) de fluxo cruzado e 4) axiais. Os ventiladores radiais desenvolvem maiores pressões totais, podendo atingir até 1136 mmH₂O, enquanto os ventiladores axiais atingem pressões bem menores, da ordem de algumas poucas dezenas de mmH₂O.

Ao contrário de ventiladores radiais, os ventiladores axiais são utilizados em aplicações que requerem altas vazões relativamente às baixas pressões desenvolvidas. Esta característica é mais bem definida quando a pressão total, Δp_T , e a vazão volumétrica, Q , ambas do ventilador, e a rotação do rotor, n , são combinadas, formando uma grandeza adimensional denominada rotação específica, $n_{qA} = n Q^{1/2} / (\Delta p_T / \rho)^{3/4} \times 10^3$. Em geral, os ventiladores axiais apresentam rotações específicas, n_{qA} , maiores que 450. Os principais tipos de ventiladores axiais são: 1) tipo hélice (não há uma carcaça envolvendo o rotor), também denominado de ventilador de sopro-livre, 2) tipo rotor e carcaça (*tubeaxial*) e 3) tipo rotor e estator aletado (*vaneaxial*) com uma carcaça envolvendo o rotor e o estator. Este último pode apresentar uma configuração com um estator aletado antes do rotor (que funciona como um injetor) ou ser composto por um estator aletado após o rotor (que funciona como um difusor).

Ventiladores axiais são utilizados em diversas aplicações nos mais diferentes tipos de indústrias. São utilizados em locais residenciais e comerciais, em sistemas de arrefecimento de componentes eletrônicos, de motores de combustão interna automotivo ou estacionários, de motores elétricos, etc. São também utilizados em ar condicionado, em túneis ferroviários e rodoviários, entre outras muitas aplicações. Geralmente, ventiladores axiais trabalham com rotação do seu rotor bem maior que a rotação de muitos ventiladores radiais. Por isso mesmo, tal característica é uma de muitas outras que contribuem para o aumento do ruído nesse tipo de ventilador, como será comentado neste trabalho.

A relação de diâmetros do rotor (ou relação de cubo), $\nu = D_i / D_e$, de ventiladores axiais é fortemente dependente da sua rotação específica, n_{qA} . O número de pás do rotor, $N_{pás}$, associado ao comprimento da corda dos perfis, ℓ , que compõem as pás, também depende do valor do n_{qA} . Assim, ventiladores axiais de altas pressões (valores de n_{qA} baixos) apresentam altas relações de diâmetros do rotor e grandes números de pás. Ao contrário, ventiladores axiais de baixas pressões (valores de n_{qA} altos) apresentam baixas relações de diâmetros do rotor e baixos números de pás.

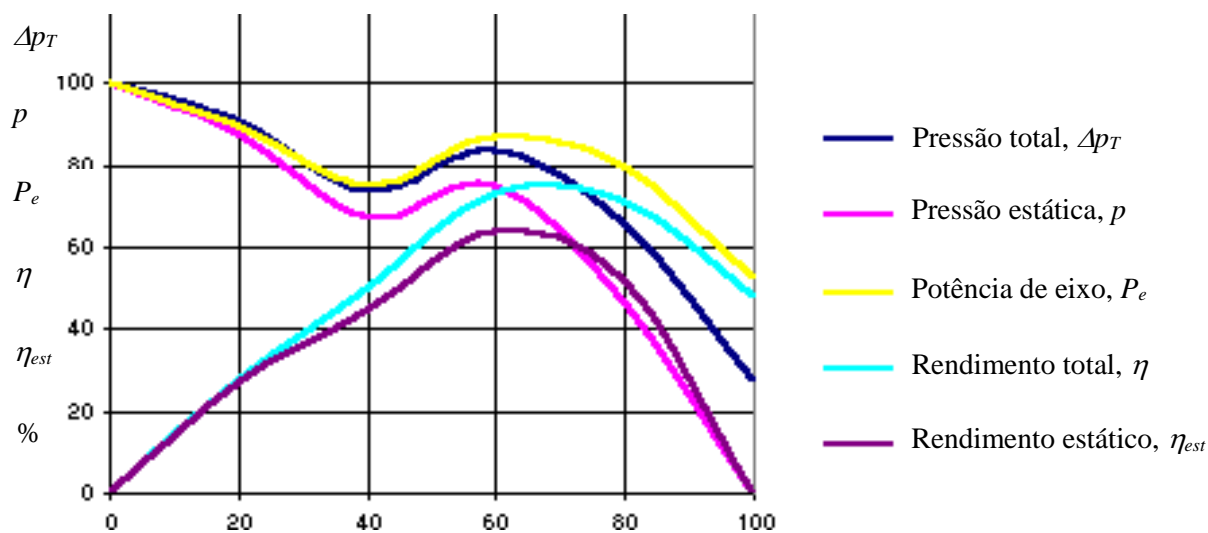
As pás de rotores de ventiladores axiais convencionais (que bombeiam gás num único sentido) podem ser em formato de aerofólio ou de espessura constante (feitas de chapas planas ou curvadas). As pás de rotores de ventiladores axiais reversíveis (que bombeiam gás nos dois sentidos), geralmente não têm arqueamento e têm formato elíptico ou outro formato que apresenta simetria em relação à linha média do comprimento da corda do perfil. Ao longo da extensão das pás (ao longo da envergadura das pás) os perfis que formam cada pá podem

apresentar diferentes ângulos de montagem, β_M , ou podem apresentar o mesmo ângulo de montagem. No primeiro caso, se diz que as pás têm torção na direção radial (ao longo da sua envergadura) sendo tal torção resultante do tipo de condição utilizada na solução da equação de equilíbrio radial, que será apresentada posteriormente, podendo impor a condição de vórtice-livre (vórtice potencial) ou certas condições de vórtice-forçado. No segundo caso, obrigatoriamente a condição imposta é de vórtice-forçado.

O escoamento em ventiladores axiais, como em qualquer turbomáquina, é um dos mais complexos encontrados em dinâmica dos fluidos. O escoamento no interior dessas máquinas é totalmente tridimensional, com fenômenos de transição laminar/turbulenta e descolamentos associados ao desenvolvimento das camadas-limites. Mecanismos complexos de dissipação viscosa e de geração de vorticidade estão presentes. O escoamento em ventiladores axiais é considerado incompressível, praticamente não há variação da massa específica do gás escoando através dessas máquinas. A interferência entre os seus componentes móvel (rotor) e fixos (carcaça, suportes, estator aletado (caso exista), etc.) provoca efeitos não-permanentes sobre o escoamento. Na região próxima à ponta de pás e na folga de topo (folga radial entre o rotor e a carcaça) o mecanismo do escoamento também é bastante complexo e tal escoamento interage com os outros escoamentos através do rotor, provocando diversas perdas e interferindo nos níveis de ruído emitidos pelo ventilador.

A característica pressão-vazão de um ventilador axial, Figura 1.1 (para rotação constante), depende da geometria completa de cada um de seus componentes e de sua rotação. O limite de bombeamento, por exemplo, é estabelecido pelo caráter estabilizante (principalmente do rotor) e desestabilizante (canais do estator aletado (caso exista), entre outros) dos diversos componentes envolvidos. Os escoamentos desses componentes interagem entre si, e a característica individual de cada um é obtida em conjunto com os demais, através de testes desenvolvidos em laboratório e simulações numéricas do escoamento.

O ventilador axial em estudo é do tipo rotor e carcaça (*tubeaxial*), semelhante ao esquema representado na Figura 1.2, sem bocal de entrada e sem o prolongamento da carcaça após o rotor. Um rotor axial (denominado rotor axial original (RAO)) de um sistema de arrefecimento de motor de combustão interna existente no Laboratório de Ventiladores do IEM/UNIFEI foi usinado na sua periferia, resultando um rotor denominado rotor axial modificado (RAM). O rotor em questão tem 6 pás de espessura constante, arqueadas (as pás têm curvatura) e não têm torção ao longo da sua direção radial (ao longo da sua envergadura).



Vazão, Q , em % da vazão referente ao rendimento total máximo

Figura 1.1 Características de desempenho adimensionais, em % das características referente ao rendimento total máximo, de um ventilador axial do tipo rotor e carcaça (tubeaxial) em função da vazão referente ao rendimento total máximo

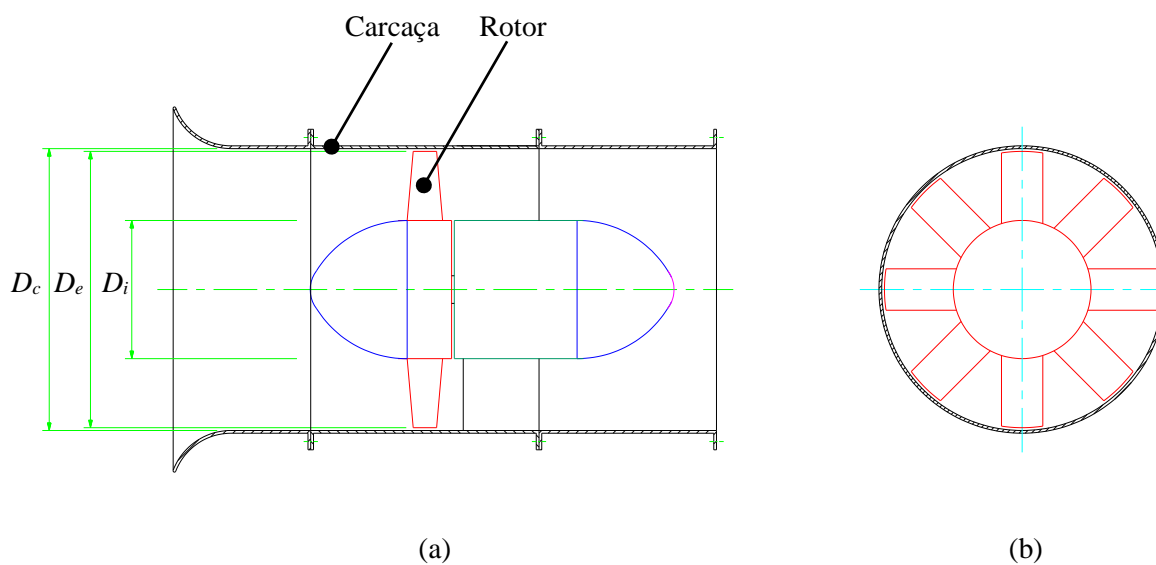


Figura 1.2 Esquema de um ventilador axial do tipo rotor e carcaça (tubeaxial): (a) seção longitudinal, (b) seção transversal do rotor

1.2 Revisão de Literatura

Segundo Smith (1973), uma característica dos efeitos de emissão de som é a pequena perda de energia, de pouca importância considerando o rendimento total máximo da turbomáquina. Entretanto, nas diversas aplicações, domésticas e industriais entre outras, pessoas ficam expostas a ruídos que podem ser desconfortáveis e, de maneira mais preocupante, altamente prejudiciais. Desse modo, a análise acústica de diversas máquinas de fluxo tornou-se um dos parâmetros preponderantes principalmente para ventiladores industriais.

Dentre as diversas áreas de aplicação de ventiladores nas indústrias, temos a aplicação de ventiladores em sistemas de resfriamento automotivos nos estudos de Rynell (2017) e Lallier-Daniels *et al.* (2016). Além disso, Kucukcoskun (2012) apresentou estudos aeroacústicos para problemas típicos da indústria. Outra aplicação associada a estes estudos são os sistemas de ar condicionado, em que o trabalho de Zhao *et al.* (2013) mostrou a importância da aeroacústica para esta área.

Para o projeto aerodinâmico, a seleção do tipo de ventilador de um determinado sistema é definida com base na pressão total e na vazão requerida pelo sistema. A vazão e a pressão total, juntamente com a rotação do rotor, estabelecem a chamada rotação específica do ventilador que, além de definir a geometria básica da seção meridional do rotor, é uma grandeza importante para o projeto aerodinâmico dos diversos componentes do ventilador (ECK,1973).

De forma geral, a configuração básica obtida pelo projeto aerodinâmico, que estabelece a geometria da seção meridional, deve satisfazer as condições de operação do ventilador. O projeto, análise e operação desta turbomáquina foram discutidos e apresentados por Eck (1973).

Do mesmo modo, Wallis (1983) analisou as condições de projeto de componentes considerando uma análise completa de perdas no sistema que proporciona uma melhora do rendimento do ventilador. Foram avaliadas pelo autor diferentes metodologias de projeto de ventiladores axiais, sendo exemplificadas e explicadas as metodologias de vórtice-livre e vórtice-forçado que consideram diferentes condições para os parâmetros de escoamento do ventilador axial.

O desenvolvimento dessas duas metodologias foi abordado nos projetos de ventiladores axiais de Sarmiento (2013), Kokturk (2005) e no trabalho de Albuquerque (2006). O último realizou a análise utilizando o vórtice-livre para turbomáquinas axiais, enquanto os outros dois trabalhos focaram na implementação da condição de vórtice-forçado.

Para as análises acústicas, o escoamento é um fator importante considerando a aerodinâmica do rotor. Isto ocorre devido ao fato de o escoamento ser tridimensional, viscoso, não-permanente e fortemente dependente das características geométricas, como também das condições de operação de ventiladores axiais (MAALOUM *et al.*, 2004).

Segundo Kucukcoskun (2012), o pioneiro no estudo aerodinâmico e acústico foi Lighthill, que formulou em 1952 as equações de continuidade e quantidade de movimento em equações de formato de ondas não-homogêneas. Além de Lighthill, outros pesquisadores utilizaram sua formulação para trabalhos mais específicos. Curle, em 1955, a partir da dedução da equação de Lighthill introduziu o contorno de sólidos estacionários nos estudos acústicos, o que não era considerado na formulação inicial. Além de Curle, Ffowcs Williams e Hawkins (FW-H), em 1969, desenvolveram um modelo para o estudo de superfícies rotativas.

Os estudos de fontes acústicas emitidas por ventiladores axiais foram detalhados por Neise e Michel (1994). Os autores definiram que a principal fonte sonora para ventiladores com número de Mach moderado ou baixo é do tipo dipolo. Essa fonte está relacionada à geração de ruído pelo balanço de quantidade de movimento na superfície de controle. Além disso, ela está associada aos efeitos de escoamento secundário, formação de vórtices ou perturbações na superfície do perfil, e do próprio desenvolvimento da camada-limite ao redor do rotor.

Uma metodologia utilizada para análise acústica de ventiladores axiais, com base nas características de operação, foi abordada por Bistafa (2011). Com base em correlações semi-empíricas podem ser estimados os níveis de potência sonora em ventiladores axiais e radiais.

Apesar disso, os *softwares* de análise numérica são utilizados e permitem a obtenção de soluções aproximadas. A ferramenta mais utilizada é a *Computational Fluid Dynamics* (CFD), com base nos volumes de controle que proporciona maior flexibilidade na simulação de diversas condições de escoamento e uma maior facilidade para analisar fenômenos complexos.

Diversos estudos aerodinâmicos e acústicos de ventiladores utilizam metodologias numéricas para prever tanto a curva característica de desempenho de ventiladores como também o ruído emitido por estas máquinas. Chengjun *et al.* (2014) estudaram o desempenho acústico e aerodinâmico de um ventilador de ar condicionado por meio de técnicas de CFD. Neste trabalho, as simulações numéricas das vazões e do nível de ruído foram validadas com testes experimentais.

Neste trabalho, o *software* FLUENT® foi utilizado, primeiramente, para analisar as características de escoamento da unidade de resfriamento. Para isso, foi utilizado o modelo $k-\epsilon$ para descrever o escoamento rotacional, a separação do escoamento e o escoamento secundário. Já o nível de pressão sonora foi calculado usando a analogia acústica FW-H, que também está disponível no FLUENT®. O trabalho apresentado pode ser uma importante ferramenta para a elaboração de um projeto de otimização de desempenho acústico e aerodinâmico na prática de engenharia.

Kim *et al.* (2013) realizaram um estudo computacional aerodinâmico acústico de um ventilador axial do tipo hélice (também denominado de ventilador de sopro-livre). Os autores, com o intuito de obter o campo do ruído aerodinâmico gerado pelo ventilador, levantaram uma análise transiente por meio do CFD e a analogia computacional aerodinâmica acústica FW-H no FLUENT®. A etapa computacional transiente utilizando técnicas de CFD foi conduzida para obter as fontes aerodinâmicas e acústicas em uma superfície de controle ao redor do ventilador.

Zhao *et al.* (2013) também desenvolveram um estudo para prever o comportamento aerodinâmico e acústico de um ventilador axial. O modelo, que é utilizado em sistemas de ar condicionado, foi analisado com base em uma metodologia híbrida que fazia uso do CFD e do *Computational Aeroacoustics* (CAA). Na simulação do escoamento, em regime transiente, foi utilizado o modelo de simulação de grandes escalas (LES) para obter um mapeamento mais completo dos diversos níveis de emissão sonora.

Com o objetivo de relacionar as fontes de ruído com escoamentos internos de ventiladores axiais, Li *et al.* (2013) realizaram um estudo numérico para avaliar quais fenômenos de escoamento interno são significantes quanto ao ruído gerado. Neste trabalho foi analisado o comportamento transiente da estrutura de vórtices do ventilador e com base no modelo FH-W foi realizado o cálculo do ruído aerodinâmico.

Zanon *et al.* (2012) estudaram as diferentes fontes de ruído aerodinâmicas num ventilador axial. Foi desenvolvido pelos autores uma etapa experimental por meio do uso do 2D PIV (*Particle Image Velocimetry*), de forma a validar os cálculos numéricos. A partir do modelo LES, as fontes de ruído foram determinadas e concluiu-se que o efeito combinado de flutuações de pressões na superfície da pá devido à transição do escoamento laminar para o turbulento, além da camada turbulenta, são as principais fontes de ruído.

1.3 Justificativa

O estudo aeroacústico de ventiladores axiais é um tema complexo já que uma melhoria nas suas características de desempenho aerodinâmico, não necessariamente está associada à diminuição do nível sonoro emitido por esse tipo máquina. Nesse sentido, as simulações numéricas e os experimentos em laboratório são importantes para identificar de forma local e também global as emissões de pressão sonora de ventiladores axiais, associadas às características operacionais dessas máquinas. Por outro lado, o estudo aeroacústico pode oferecer informações importantes para os novos projetos de ventiladores, com objetivo de controlar e mitigar os altos níveis de ruído provocados não só pelo rotor como dos demais componentes do ventilador. Sendo assim, justifica-se a importância deste tema, considerando as inúmeras aplicações desse tipo de turbomáquina, comentadas anteriormente, e pela restrição imposta por normas nacionais e internacionais de controle de emissão de níveis de ruído.

1.4 Objetivos

Este trabalho tem como principal objetivo realizar uma simulação numérica, por meio de técnicas de dinâmica dos fluidos computacional (DFC) ou CFD (em idioma inglês), a fim de obter as características do comportamento aeroacústico de ventiladores axiais e realizar ensaios experimentais (aerodinâmicos e acústicos) no banco de testes do Laboratório de Ventiladores. Outros objetivos são:

- Fazer uma revisão bibliográfica sobre as fontes de ruído aerodinâmicas de ventiladores axiais e de projetos de turbomáquinas axiais;

- Reproduzir geometricamente um ventilador axial de unidades de arrefecimento automotivo por meio do *software* ICEM-CFD, para geração de malha computacional;
- Desenvolver uma metodologia numérica de análise utilizando o *software* FLUENT® para obter as características aerodinâmicas e acústicas do ventilador;
- Comparar os resultados numéricos e experimentais, de forma a validar os resultados da simulação numérica.

1.5 Estrutura do Trabalho

O presente trabalho foi dividido em sete capítulos. Na sequência do trabalho, o Capítulo 2 apresenta algumas considerações básicas sobre projeto aerodinâmico preliminar de rotores axiais. No Capítulo 3 são apresentadas algumas considerações também básicas sobre acústica. O Capítulo 4 apresenta a modelagem numérica para realização das simulações aerodinâmicas e acústicas. No Capítulo 5 são apresentadas as metodologias numérica e experimental. O Capítulo 6 apresenta os resultados numéricos e experimentais obtidos neste trabalho. Por fim, o Capítulo 7 apresenta as principais conclusões do trabalho, com base nas análises comparativas entre diferentes métodos numéricos de cálculo aeroacústico com dados experimentais. Além disso, são apresentadas sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 2

Considerações Básicas sobre Projeto Aerodinâmico Preliminar de Rotores Axiais

O projeto aerodinâmico preliminar de rotores axiais de turbomáquinas hidráulicas basicamente se compõe de duas etapas: 1) determinação dos diâmetros externo e interno do rotor e 2) determinação dos diversos perfis aerodinâmicos que compõem as pás. Os diâmetros externo e interno são bem determinados por meio de diagramas clássicos do tipo Cordier. Os ângulos de montagem dos perfis aerodinâmicos em cada seção radial (em formato de aerofólio ou de espessura constante desde o bordo de ataque até ao bordo de saída das pás) dependem da condição imposta na solução da equação de equilíbrio radial (equação da quantidade de movimento na direção radial). Dependendo dessa condição (vórtice-livre ou vórtice-forçado) as pás podem ter ou não torção ao longo do seu comprimento (ao longo da direção radial). O procedimento apresentado neste capítulo é geral para tal projeto preliminar, mas será aplicado somente em rotor de ventilador axial com pás curvadas de espessura constante e sem torção na direção radial.

2.1 Fundamentos Teóricos sobre Grades Lineares

Grades lineares são representações no plano de rotores (grades lineares móveis) e de estatores aletados (antes (injetor) e/ou após (difusor)), denominadas de grades lineares fixas. A Figura 2.1.a representa um esquema de rotor axial, com indicação de um corte em uma superfície cilíndrica referente à seção radial de raio r e também desenvolvimento dessa

superfície no plano, que é a grade linear móvel representativa do rotor nessa seção radial. A Figura 2.1.b representa os triângulos de velocidades para a entrada (ponto 3) e saída (ponto 6) do rotor para a seção radial de raio r .

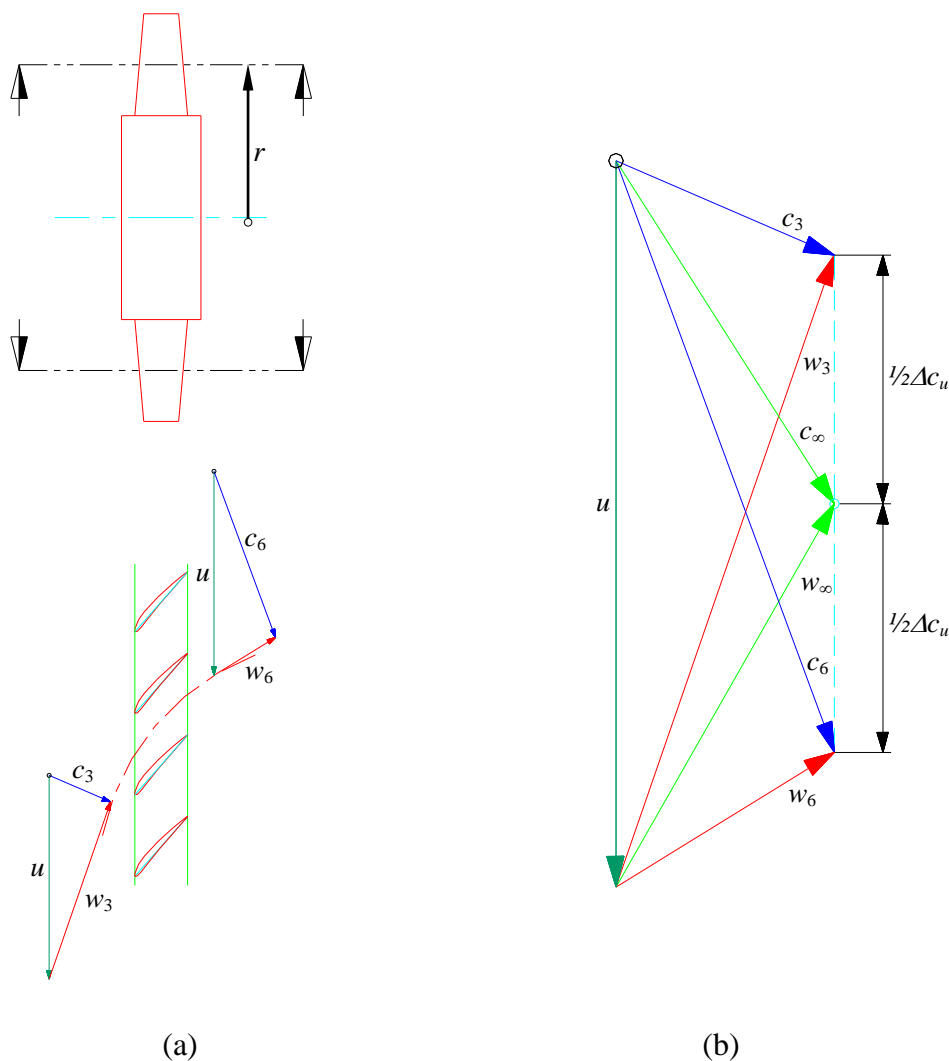


Figura 2.1 (a) Esquema de seção meridional de rotor axial, corte cilíndrico numa seção r , desenvolvimento em grade linear e triângulos de velocidades na entrada e saída, (b) triângulos de velocidades na entrada e na saída e triângulo de velocidade para o escoamento médio

Como aproximação, admite-se que o fluido escoe nessa superfície cilíndrica de raio r , sem componente radial da velocidade desse escoamento. Admite-se também que a grade linear é composta por perfis aerodinâmicos idênticos e igualmente espaçados. O espaçamento entre dois perfis consecutivos é denominado de passo, t , o comprimento da corda de cada perfil é designado por ℓ , e o ângulo de montagem desses perfis em relação à direção circunferencial é designado por β_M . O escoamento se aproxima da grade com velocidade relativa, w_3 , considerada uniforme na seção de entrada. O escoamento ao ser defletido pelos

perfis se afasta da grade com velocidade relativa, w_6 , também considerada uniforme na seção de saída. Admite-se ainda escoamento bidimensional, permanente (em relação à grade linear móvel), incompressível e não-viscoso. O desenvolvimento que segue pode ser obtido nos trabalhos de Albuquerque (2006) e Sarmiento (2013).

A velocidade média (dos escoamentos relativos na entrada, w_3 , e na saída da grade, w_6) do escoamento relativo, w_∞ , é definida por

$$\vec{w}_\infty = \frac{\vec{w}_3 + \vec{w}_6}{2} \quad (2.1)$$

e sua utilidade ficará evidente mais adiante.

A força de sustentação, F_S , que o escoamento exerce sobre o perfil, que é a maior responsável pela transferência de energia entre o fluido e a pá, dá-se em função do desenvolvimento de uma circulação, Γ , em torno do perfil. Pode ser demonstrado, Eck (1973), que essa circulação é

$$\Gamma = w_{u3} t - w_{u6} t = t \Delta w_u = t \Delta c_u, \quad (2.2)$$

sendo Δc_u a diferença de componentes da velocidade absoluta na direção circunferencial (Figura 2.1) dada por

$$\Delta c_u = c_{u6} - c_{u3} \quad (2.3)$$

Aplicando a equação da quantidade de movimento na forma integral ao volume de controle que envolve um perfil, e utilizando a equação de Bernoulli para o rotor, pode-se determinar as componentes circunferencial (u) e axial (z) da força que a pá exerce sobre o fluido e vice-versa. Pode ser demonstrado, Eck (1973), que essas componentes de força são

$$F_{pá_u} = b \rho w_\infty \Gamma \sin \beta_\infty \quad (2.4.a)$$

e

$$F_{pá_z} = \rho (w_{u3} - w_{u6}) t b w_\infty = b \rho w_\infty \Gamma \cos \beta_\infty \quad (2.4.b)$$

A resultante dessas duas componentes é a força na pá, $F_{pá}$, cujo módulo é

$$F_{pá} = b \rho w_\infty \Gamma \quad (2.5)$$

A força na pá, $F_{pá}$, atua perpendicularmente à velocidade média do escoamento relativo, \vec{w}_∞ , no caso de escoamento ideal, $F_{pá} = F_S$ (Figura 2.2).

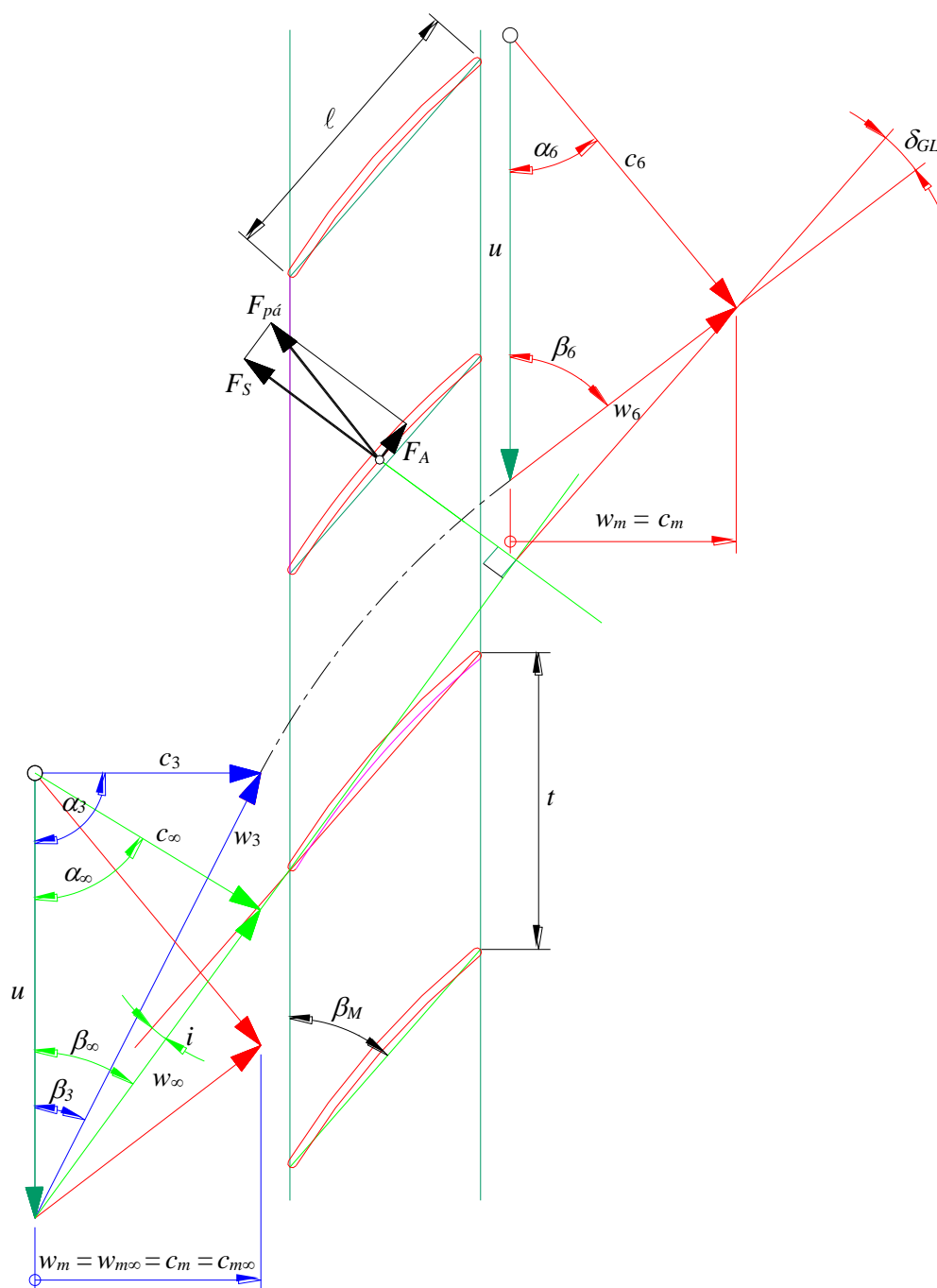


Figura 2.2 Forças de sustentação e de arrasto sobre um perfil de chapa dobrada em grade linear, triângulos de velocidades na entrada, na saída e para as velocidades médias

Os resultados anteriores correspondem ao conhecido teorema de Kutta-Joukowski, que, para o caso de grades lineares, pode ser enunciado como: “A força $\vec{F}_{pá}$ devida a um escoamento potencial, incompressível e permanente sobre um perfil disposto em grade linear

é perpendicular ao vetor velocidade média, \vec{w}_∞ , dado na Equação (2.1)”. A intensidade dessa força, por unidade de largura, b , é

$$F_{pá}/b = \rho w_\infty \Gamma, \quad (2.6)$$

sendo ρ a massa específica do fluido operado pela turbomáquina e Γ a circulação em torno do perfil. Por isso, foi útil definir \vec{w}_∞ , pois, com essa definição, pode-se utilizar o teorema de Kutta-Joukowski aplicado a aerofólios (perfis). Para o escoamento em torno de um perfil de pá de turbomáquina axial, a velocidade que faz o papel de velocidade incidente numa asa de sustentação é a velocidade média \vec{w}_∞ , Equação (2.1). A Figura 2.2 representa a situação para o caso de turbomáquina geradora (como é o ventilador axial deste trabalho). i é o chamado ângulo de incidência (ângulo entre \vec{w}_∞ e a direção do comprimento da corda do perfil), Figura 2.2. O ângulo de montagem do perfil, β_M , Figura 2.2, é calculado por

$$\beta_M = \beta_\infty + i. \quad (2.7)$$

A força $\vec{F}_{pá}$ é chamada força de sustentação (escoamento ideal), F_S , nome oriundo da teoria da asa (aerofólio isolado). No escoamento ideal, essa é a única força atuante, sendo perpendicular a \vec{w}_∞ . No escoamento real, devido aos efeitos viscosos, surge uma componente de força paralela a \vec{w}_∞ , de forma que $\vec{F}_{pá}$ torna-se a resultante de duas componentes de forças, conforme a Figura 2.2. Essa componente paralela a w_∞ recebe o nome de força de arrasto, F_A . A relação F_A/F_S é chamada coeficiente de escorregamento. Num projeto de perfil aerodinâmico, tem-se como propósito buscar os menores valores possíveis para esse coeficiente, dentro da faixa de operação normal da turbomáquina. Dessa forma, tem-se: $F_A \ll F_S$, obtendo-se o coeficiente de escorregamento $\tan \varepsilon = F_A / F_S \approx \varepsilon$, $F_{pá} \approx F_S$. Esse coeficiente depende da geometria do perfil e do ângulo de incidência, da mesma forma que as forças de sustentação e de arrasto.

O projeto de grades lineares pode ser feito utilizando dados experimentais (F_S e F_A) de perfis aerodinâmicos isolados. Essa prática é muito difundida, mas está sujeita a restrições, principalmente em situações de uma alta solidez da grade, $\sigma_{GL} = \ell/t$. Esses casos correspondem a um grande número de rotores (turbinas a vapor e a gás, e turbocompressores), de forma que as condições do escoamento em grade tendem a diferir substancialmente daquelas para o perfil isolado, mantidas as condições cinemáticas (\vec{w}_∞). Em muitos casos,

porém, para valores de ℓ/t baixos ou moderados ($\ell/t \leq 1$), valores típicos de bombas, ventiladores e turbinas hidráulicas), o pré-dimensionamento com base nos dados de perfis isolados conduzem a resultados satisfatórios.

Conforme foi comentado, só existe sustentação se uma circulação não-nula é criada em torno do perfil (teorema de Kutta-Joukowski) e, portanto, a geometria do perfil e sua disposição no escoamento incidente devem ser tais que se produza a circulação necessária. De maneira geral, a circulação, ou a sustentação, pode ser obtida através da curvatura (arqueamento) do perfil e do ângulo de incidência. Em perfis simétricos, a sustentação é devida somente ao ângulo de incidência, i .

Considere um perfil aerodinâmico disposto em um escoamento incompressível com velocidade relativa uniforme, \vec{w}_∞ , e com ângulo de incidência, i . Considere também a massa específica, ρ , e a viscosidade dinâmica, μ , como propriedades do fluido. Considere ainda um perfil com espessura máxima, $e_{\text{máx}}$, e com comprimento da corda, ℓ . Se o escoamento é considerado bidimensional, as forças de sustentação e de arrasto, F_S e F_A , por unidade de largura, b , podem ser escritas como

$$F_S = F_S(w_\infty, \ell, e_{\text{máx}}, i, \rho, \mu) \quad (2.8.a)$$

e

$$F_A = F_A(w_\infty, \ell, e_{\text{máx}}, i, \rho, \mu). \quad (2.8.b)$$

Experimentalmente, os resultados costumam ser descritos por meio de coeficientes adimensionais característicos. De fato, aplicando-se apropriadamente a análise dimensional, o teorema dos “ π ” de Buckingham conduz a

$$C_S = C_S(e_{\text{máx}} / \ell, i, R_e) \quad (2.9.a)$$

$$C_A = C_A(e_{\text{máx}} / \ell, i, R_e), \quad (2.9.b)$$

com as seguintes definições:

$$C_S = \frac{F_S}{\frac{1}{2} \rho w_\infty^2 \ell} \equiv \text{coeficiente de sustentação por unidade de largura, } b \quad (2.10.a)$$

$$C_A = \frac{F_A}{\frac{1}{2} \rho w_\infty^2 \ell} \equiv \text{coeficiente de arrasto por unidade de largura, } b \quad (2.10.b)$$

$$R_e = \frac{\rho w_\infty \ell}{\mu} \equiv \text{número de Reynolds} \quad (2.11)$$

A Figura 2.3 define a relação entre o coeficiente adimensional de sustentação e parâmetros geométricos de uma pá com formato de arco de círculo.

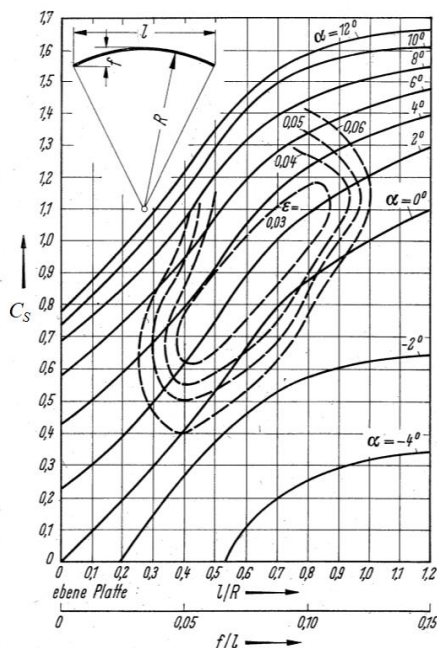


Figura 2.3 Coeficiente de sustentação para perfis em formato de arco de círculo (Fonte: Eck (1973))

2.2 Condição Resultante da Teoria da Asa de Sustentação e da Teoria da Grade Linear

Considerando-se as Equações (2.2), (2.5) e (2.10.a), e lembrando também que $\vec{F}_{pá} \cong \vec{F}_S$ na região de operação ótima dos perfis, obtém-se

$$F_S = b \rho w_\infty t \Delta c_u = b C_S \frac{1}{2} \rho w_\infty^2 \ell \quad (2.12)$$

ou

$$C_S \frac{\ell}{t} = \frac{2 \Delta c_u}{w_\infty} \quad (2.13)$$

A Equação (2.13) constitui a base de cálculo de pás de rotores axiais de turbomáquinas, via teoria da asa de sustentação. Nessa equação, relacionam-se grandezas oriundas dos triângulos de velocidades do escoamento com as características adimensionais desejadas para os perfis da grade. Isto é muito importante no dimensionamento aerodinâmico das grades de rotores e estatores de turbomáquinas axiais.

2.3 Condição de Equilíbrio Radial

A equação da quantidade de movimento (equação de Navier-Stokes) na direção radial é também conhecida como equação de equilíbrio radial. Para escoamento tridimensional, não permanente e viscoso, a equação da quantidade de movimento na direção radial pode ser escrita em coordenadas cilíndricas, Yahya (1983), como

$$\begin{aligned} c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} + \frac{c_u}{r} \frac{\partial c_r}{\partial \theta} + c_a \frac{\partial c_r}{\partial z} - \frac{c_u^2}{r} + \frac{\partial c_r}{\partial t} - F_c + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \\ = \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 c_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial c_r}{\partial r} - \frac{c_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 c_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial c_u}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 c_r}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (2.14)$$

Admitindo-se um escoamento com simetria axial, permanente, não-viscoso e desprezando as forças de campo, F_c , a Equação (2.14) torna-se em

$$c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} + c_a \frac{\partial c_r}{\partial z} - \frac{c_u^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (2.15)$$

Em equilíbrio radial, a componente radial da velocidade é desprezada, $c_r = 0$, ou seja, supõe-se um escoamento puramente axial na projeção meridional, portanto,

$$\frac{c_u^2}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (2.16)$$

Para a determinação da distribuição de velocidades axiais ($c_m = c_a$) na direção radial em turbomáquinas axiais, a Equação (2.16) pode ser resolvida de duas maneiras. Na primeira, é adotada a condição de vórtice-livre ou vórtice potencial. Essa formulação é comumente utilizada em projeto hidro ou aerodinâmico de turbomáquinas axiais. Neste desenvolvimento, Albuquerque (2006), é considerada a equação de Bernoulli aplicada ao rotor (Bran e Souza, 1969), ou seja,

$$\frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} = \text{constante}, \quad (2.17)$$

e a equação de Euler das turbomáquinas axiais:

$$Y_{pá} = u \Delta c_u, \quad (2.18)$$

para finalmente se obter

$$c_m = c_a = \text{constante} \Leftrightarrow Y_{pá} = \text{constante} \Rightarrow r c_u = \text{constante} \quad (\text{vórtice-livre}). \quad (2.19)$$

A Equação (2.19) relata que se $c_m = c_a$ é constante ao longo do comprimento da pá, então, $Y_{pá}$ também é constante ao longo da pá e vice-versa.

A segunda forma de resolver a equação de equilíbrio radial, Equação (2.16) consiste em adotar certos tipos de vórtices-forçados, por exemplo, Yahya (1983), para o projeto das pás, Equações (2.20) e (2.21). Nessas metodologias, tanto $Y_{pá}$ como c_m não são mais constantes ao longo do comprimento das pás do rotor.

$$c_{u6} = ar^n + b/r \quad (2.20)$$

e

$$c_{u6} = \bar{c}_m(a + br/r_e) \quad (2.21)$$

A condição de vórtice potencial apresenta-se como uma solução simples, porém a maior desvantagem da aplicação dessa metodologia é que esta implica em um alto carregamento na pá nas proximidades do cubo do rotor. Como a velocidade do escoamento é muito menor que a velocidade na ponta da pá, esta diferença deve ser compensada por meio de uma torção da pá ao longo da direção radial (ao longo do seu comprimento), para manter a mesma contribuição de pressão ao longo da pá. Ou seja, esta característica resulta em pás com elevados valores de comprimento da corda nas proximidades da raiz e pás. Isto faz com que essa metodologia não seja recomendada para turbomáquinas que apresentem baixos valores de relação de cubo ($D_i/D_e < 0,3$) (ANDREADIS, 2011).

2.4 Procedimento de Projeto Aerodinâmico Preliminar

Para o projeto aerodinâmico preliminar do rotor axial, é necessário o valor de três grandezas importantes no chamado ponto de projeto (ponto de rendimento total máximo do ventilador): 1) pressão total do ventilador, Δp_T , 2) vazão (volumétrica) do ventilador, Q , e 3) rotação do rotor, n , do ventilador. Os valores de Δp_T e Q são oriundos do sistema no qual o ventilador está associado. O valor da rotação do rotor é estabelecido por algum critério (acoplamento direto (mesma rotação do motor acionador) ou por meio de alguma transmissão), uma vez que ventiladores, ao contrário de turbocompressores, operam com rotações relativamente baixas. De posse dos valores de Δp_T , Q e n , obtém-se o valor da rotação específica, $n_{qA} = n Q^{1/2}/(\Delta p_T/\rho)^{3/4} \times 10^3$, que é uma grandeza importante para o cálculo dos diâmetros externo, D_e , e interno, D_i , do rotor.

Antes de iniciar o procedimento de projeto preliminar adotam-se, de forma apropriada, os rendimentos hidráulico, η_h , de fuga, η_f , e mecânico, η_m . O rendimento de atrito lateral, η_{al} , pode ser considerado praticamente igual a 100% para turbomáquinas axiais com pequenas folgas de topo e o rendimento mecânico, η_m , também pode ser considerado praticamente igual a 100% no caso de acoplamento direto. De posse desses rendimentos, calcula-se o rendimento total, η , do ventilador axial ($\eta \cong \eta_h \eta_f \eta_{al} \eta_m$).

Outras grandezas importantes resultam das grandezas mencionadas acima: 1) potência hidráulica ($P_h = Q \Delta p_T$), 2) potência de eixo ($P_e = P_h / \eta$), 3) trabalho específico do ventilador ($Y = \Delta p_T / \rho$), 4) trabalho específico do rotor ($Y_{pá} = Y / \eta_h$) e 5) vazão do rotor ($Q_R = Q \eta_f$).

Também, são calculados:

1) Coeficiente de ligeireza

Sendo conhecidos os valores de rotação do rotor, n , vazão do ventilador, Q , e trabalho específico do ventilador, Y , determina-se o valor do coeficiente de ligeireza, σ , por meio de

$$\sigma = 2,108 \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} n = 2,108 n_{qA} 10^{-3} \quad (2.22)$$

2) Coeficiente de diâmetro

O valor do coeficiente de diâmetro, δ , é obtido por meio da Equação (2.23). Esta equação foi obtida através do programa comercial SigmaPlot[®], ao realizar uma regressão de uma série de valores de pares de pontos (σ, δ) , retirados de um gráfico de curvas otimizadas de rotores axiais de baixas relações de diâmetros, ν , fornecido por Eck (1973), ou seja,

$$\delta = 1,4678 - 0,7081 (\ln \sigma) + 0,4158 (\ln \sigma)^2 - 0,1424 (\ln \sigma)^3 \quad (2.23)$$

3) Relação de diâmetros

O valor da relação de diâmetros, ν , é obtido por meio da Equação (2.24). Esta equação foi obtida através do programa comercial SigmaPlot[®], ao realizar uma regressão de uma série de valores de pares de pontos (σ, δ) , retirados de um gráfico de curvas otimizadas de rotores axiais de baixas relações de diâmetros, ν , fornecido por Bran e Souza (1969), ou seja,

$$\nu = 1,3576 - 1,9041/10^3 n_{qA} + 9,2364/10^7 n_{qA}^2 \quad (2.24)$$

4) Diâmetro externo

O diâmetro externo do rotor é obtido do coeficiente de diâmetro, δ , ou seja,

$$D_e = \frac{4^{1/2} \delta Q^{1/2}}{2^{1/4} \pi^{1/2} Y^{1/4}} \cong \frac{\delta Q^{1/2}}{1,054 Y^{1/4}} \quad (2.25)$$

5) Diâmetro interno

O diâmetro interno do rotor é obtido da relação de diâmetros, ν , ou seja,

$$D_i = \nu D_e \quad (2.26)$$

O seguinte procedimento é adotado para a condição de vórtice-livre (vórtice potencial), ou seja, $Y_{pá} = \text{cte}$ e $c_m = \text{cte}$ em qualquer seção radial do rotor:

1) Velocidade meridional média

A velocidade meridional média do escoamento relativo, w_m , que é igual à velocidade meridional média do escoamento absoluto, c_m , é determinada pela equação da continuidade, conforme a Equação (2.27).

$$w_m = \frac{4Q_R}{\pi(D_e^2 - D_i^2)} = c_m \quad (2.27)$$

No caso de rotor axial, a velocidade meridional média é igual à velocidade axial média, $w_a = c_a$, podendo-se escrever também $w_m = w_a = c_m = c_a$.

2) Trabalho específico do rotor

$$Y_{pá} = Y / \eta_h \quad (2.28)$$

3) Componente da velocidade absoluta na direção circunferencial na saída do rotor

$$c_{u6} = \Delta c_u = Y_{pá} / u \quad (2.29)$$

Na Equação (2.29), $c_{u6} = \Delta c_u$ pelo fato de c_{u3} ser igual a zero na entrada do rotor, ou seja, o escoamento absoluto na entrada do rotor, c_3 , entra sem nenhum giro no chamado ponto de projeto ($\alpha_3 = 90^\circ$).

De posse das grandezas listadas acima, adota-se um determinado número de seções radiais de diâmetro D no intervalo $D_i \leq D \leq D_e$. Essas seções podem ser equidistantes ou não. Então, o seguinte roteiro pode ser adotado, calculando-se:

(a) os diâmetros das seções radiais do rotor, D ;

(b) as velocidades circunferenciais, $u = \pi D n$;

(c) as variações de componentes da velocidade absoluta na direção circunferencial, Δc_u , que são iguais às componentes da velocidade absoluta na direção circunferencial na saída do rotor, c_{u6} ;

(d) ângulos do escoamento absoluto na saída do rotor, α_6 , ($\alpha_6 = \arctg(c_m / c_{u6})$);

(e) as velocidades $w_\infty = \sqrt{(u - \Delta c_u / 2)^2 + c_m^2}$, pelo triângulo de velocidades;

(f) os ângulos do escoamento relativo para o escoamento médio, $\beta_\infty = \arcsen(c_m / w_\infty)$;

(g) os produtos $C_S (\ell / t)$ que são obtidos da Equação (2.13),

(h) adotam-se razões de solidez (razões corda-passo), ℓ / t , apropriadas. Nesta etapa, a experiência do projetista deve levá-lo à escolha de valores convenientes, de maneira que os perfis não fiquem nem muito grandes (o que causaria exageradas perdas por atrito) e nem muito pequenos (as pás não seriam capazes de produzir as deflexões desejadas). De acordo com os resultados para os perfis ao final desta seqüência de cálculos, pode ser necessário adotar novos valores para as razões ℓ / t ;

(i) os passos, t ($t = \pi D / N_{pá}$);

(j) as cordas, ℓ , ($\ell = (\ell / t) t$);

(k) os coeficientes de sustentação, C_S ($C_S = (C_S (\ell / t) / \ell / t)$);

(l) as espessuras máximas, $y_{máx}$. Por requisitos de resistência dos materiais, estimam-se as espessuras máximas dos perfis, $y_{máx}$. Nesta avaliação, pode-se considerar um efeito combinado de esforços: tensões normais devidas ao momento fletor, causado pelas forças de sustentação, F_S , e tensões normais devidas à força centrípeta sobre as pás em rotação. Daí, especificando-se um valor de tensão admissível para o material, podem-se estimar as espessuras. No cubo (“raiz” da pá), as espessuras são maiores. Novamente, pode ser necessário refazer esses cálculos ao final do processo;

(m) as espessuras relativas, y_{max} / ℓ ;

(n) Com o auxílio de diagramas polares ($C_A \times C_S$), escolhem-se perfis para cada seção radial. Obviamente, a experiência do projetista em projetos anteriores semelhantes o ajudaria nesta seleção. O bom projetista sabe quais “perfis candidatos” exibem as características desejadas para a aplicação. A indicação básica é procurar nas curvas polares aqueles perfis que, com o coeficiente de sustentação determinado em (k), apresentam coeficientes de escorregamento próximos de ε_{min} . Ou seja, para cada valor de C_S , buscar um perfil que, nesse ponto, tenha pequena $tg \varepsilon = (C_A / C_S)$;

2.5 Procedimento de Projeto Aerodinâmico para Pás Curvadas de Espessura Constante e Sem Torção

No caso de pás curvadas de espessura constante e sem torção, o procedimento de cálculo é um pouco diferente do apresentado acima para vórtice-livre, porém se torna mais simples em virtude principalmente da escolha do(s) perfil(is) que forma(m) as pás e pelo fato de o comprimento da corda dos perfis, ℓ , ser o mesmo em toda extensão das pás. Como, neste caso, trata-se de vórtice-forçado, tanto a velocidade meridional, c_m , quanto o trabalho específico das pás, $Y_{pá}$, não são mais constantes ao longo do comprimento das pás, como ocorre no caso de vórtice-livre, ou seja, em cada seção radial tanto c_m como $Y_{pá}$ variam.

Este procedimento foi aplicado no rotor axial original (RAO) a fim de verificar a sua geometria. Desse modo, para a análise das seções radiais do ventilador axial foram considerados: a geometria básica do ventilador axial; os ângulos de escoamento relativo na entrada, β_3 , e saída, β_6 ; um ângulo de escoamento absoluto na entrada, α_3 , de 90° e uma velocidade angular, ω , de 1500 rpm. A partir desses, foram os pontos de operação da turbomáquina de pressão total, Δp_T , e vazão volumétrica, Q , por meio dos componentes de velocidade absoluta na direção circunferencial, c_{u6} , velocidade meridional, c_m , considerando um rendimento hidráulico aproximadamente igual ao rendimento global de 35%. Assim, para o RAO foram obtidos uma pressão total, Δp_T , de 132,29 Pa e vazão volumétrica, Q , de 1,06 m³/s. Vale mencionar que a geometria do rotor axial possui uma superfície sobreposta a superfície da pá para conexão com o cubo. Desta forma, nas etapas de projeto não foram considerados a influência da superfície.

Capítulo 3

Considerações Básicas sobre Acústica

Para um melhor entendimento dos tópicos sobre acústica que são abordados neste trabalho, algumas definições básicas e alguns aspectos relacionados à física do som e ruído são apresentados neste capítulo.

3.1 Conceitos Fundamentais do Som

Segundo Bistafa (2011), o som é o resultado de vibrações de partículas em um determinado meio, que pode ser gerado por superfícies vibrantes ou, também, pelo escoamento turbulento. Já o ruído é definido como um som desagradável ou indesejado que se trata do mesmo fenômeno do som, ou seja, forma-se a partir de flutuações atmosféricas de pressão. A Figura 3.1 ilustra as variações de pressão ambiente para valores de períodos distintos.

A partir da Figura 3.1, observa-se que o período T pode ser definido a partir da relação da variação de pressão com o tempo, sendo que este se refere ao intervalo de tempo decorrido para que um ciclo se complete. Na Figura 3.1 foram esquematizadas ondas com períodos de 50 ms e 50 μ s para a variação da pressão ambiente. Além disso, uma outra característica se trata da amplitude, A , de variação de pressão ambiente, que é definida pela diferença da pressão máxima ou mínima da onda pela pressão do ambiente.

Para estudos acústicos é usual a adoção do termo de frequência. Este termo representa o número de períodos existentes em um segundo e é utilizado, por exemplo, na definição da faixa de áudio. Esta faixa consiste nos limites de frequências sonoras, de 20 Hz a 20 kHz, que

o sistema auditivo consegue detectar. Outra característica da onda sonora é o comprimento de onda, que pode ser definido pela divisão da velocidade do som do meio pela frequência emitida (BISTAFA, 2011).

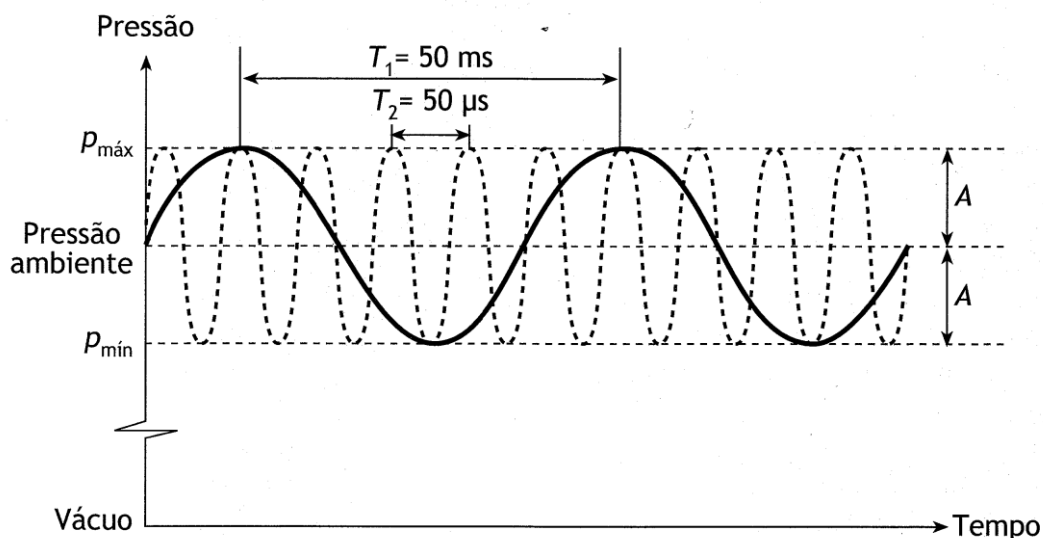


Figura 3.1 Variação de pressão ambiente em função do tempo para sons com períodos de $T_1 = 50 \text{ ms}$ e $T_2 = 50 \text{ } \mu\text{s}$ (Fonte: Bistafa (2011))

Em análises experimentais, microfones são utilizados para captar a pressão sonora em um determinado ponto no espaço. Desse modo, estes permitem a observação do comportamento da pressão sonora em um certo intervalo de tempo. A Figura 3.2 mostra as formas de onda para um tom puro e um ruído.

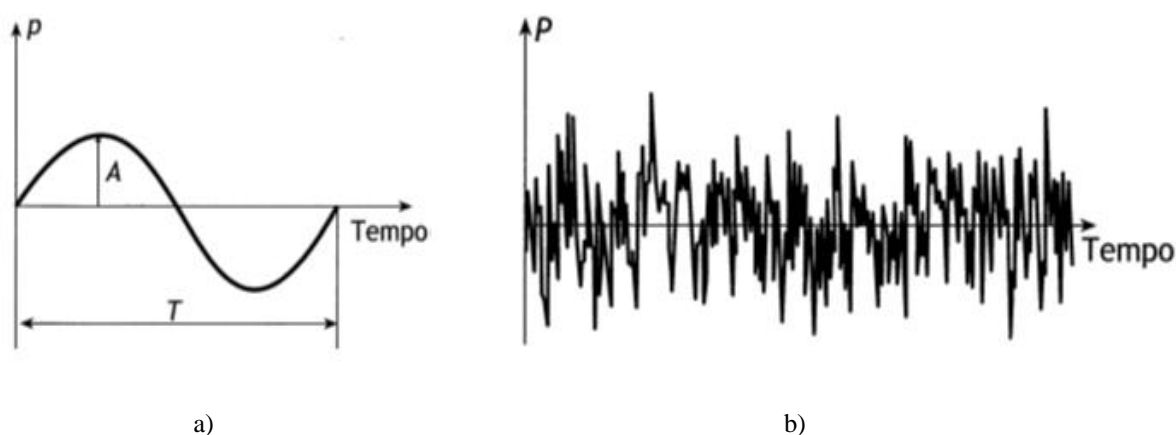


Figura 3.2 (a) Forma de onda de um tom puro; (b) Forma de onda de um ruído (Fonte: Bistafa (2011))

Na Figura 3.2b, observa-se um comportamento da curva de pressão diferente da gerada por um tom puro, ou sons de uma única frequência, representada na Figura 3.2a. Este fenômeno acontece uma vez que os sons encontrados não são tons puros, mas sim uma combinação de tons puros em diversas frequências. Além disso, por meio da Figura 3.2a é possível definir que a forma de onda de um tom puro apresenta um valor médio de pressão igual a zero, em relação à pressão sonora de referência. Por outro lado, a forma de onda de um ruído apresenta um valor médio de pressão aproximado a zero, em relação à pressão sonora de referência.

A partir do registro de pressão sonora, p_i , em um determinado intervalo de tempo, como apresentado na Figura 3.2a-b, os termos de pressão sonora em relação ao valor médio, $p_{\text{médio}}$, valor absoluto médio, $p_{|\text{médio}|}$, e valor eficaz, p_{eficaz} podem ser definidos. Considerando a forma de onda de um tom puro, esses termos podem ser obtidos em função da amplitude da onda.

$$p_{\text{médio}} = \frac{\sum_{i=1}^N p_i}{N} = 0 \quad (3.1)$$

$$p_{|\text{médio}|} = \frac{\sum_{i=1}^N |p_i|}{N} = 0,636A \quad (3.2)$$

$$p_{\text{eficaz}} = \left(\frac{\sum_{i=1}^N p_i^2}{N} \right)^{0,5} = 0,707A \quad (3.3)$$

A pressão eficaz de uma onda e a pressão média absoluta podem ser determinadas para tons puros devido ao formato da onda sonora ter um comportamento predefinido em função da amplitude, A , e frequência, f . Segundo Bistafa (2011), uma boa estimativa da pressão eficaz de um ruído é obtida por meio da medição de pressões sonoras considerando um intervalo de tempo de medição considerável.

3.2 Variáveis de Medição do Som

Segundo Bistafa (2011), as variáveis para a caracterização de diferentes fontes sonoras são a impedância acústica, a intensidade sonora e a potência sonora. A impedância acústica específica, z , se caracteriza pela dependência da velocidade de deslocamento de partículas com relação à posição de equilíbrio e à pressão sonora. Além disso, a impedância acústica é

representada em função da massa específica, ρ , e velocidade do som, c_{som} , características do meio de propagação da onda.

$$z = \rho c_{som} \quad (3.4)$$

Já a intensidade sonora, I , é considerada a quantidade média de energia por unidade de tempo que passa por uma área unitária perpendicular à área de propagação da onda. Considerando um campo livre, onde não se tem nenhuma superfície refletora, a intensidade sonora é representada pela Equação (3.5).

$$I = \frac{P_{eficaz}^2}{\rho c_{som}} \quad (3.5)$$

A energia sonora total emitida pela fonte por unidade de tempo é definida como potência sonora, W , que é medida em W (watts). A potência sonora é obtida pela integração da intensidade sonora sobre uma superfície imaginária ao redor da fonte. Então, a potência radiada por uma onda esférica é representada em função da intensidade sonora a uma distância r da fonte, I_r .

$$W = 4\pi r^2 I_r \quad (3.6)$$

Assim, para uma fonte sonora produzindo ondas esféricas uniformes, a pressão sonora varia de acordo com a distância e intensidade da fonte. Neste caso, sabendo-se que a potência sonora de uma fonte é constante, ao dobrar a distância da fonte sonora, percebe-se que a intensidade da fonte será quatro vezes menor, enquanto o valor da pressão sonora será duas vezes menor (CARIDI, 2008).

Assim como existe uma faixa de frequência perceptível, existe também uma faixa de pressão sonora que pode ser ouvida por seres humanos, sendo que esta se apresenta como uma faixa muito larga. É definido que a pressão acústica perceptível por uma pessoa é de aproximadamente 20×10^{-6} Pa (2×10^{-10} atm). Além disso, um indivíduo pode sentir dor para valores de pressão sonora na ordem de 60 Pa (6×10^{-4} atm). Evidentemente, pressões acústicas comuns são flutuações muito pequenas em relação à média (BISTAFA, 2011).

Devido à larga escala do valor do quadrado da pressão sonora, não é adequada uma representação de forma linear. Desse modo, é adotada uma escala logarítmica. Assim, a unidade de medida “Bel” (em homenagem ao físico Alexander Graham Bell (1847-1920)) foi

introduzida, a qual representa uma relação logarítmica entre duas quantidades, sendo que uma delas é um valor de referência (BISTAFA, 2011).

Com a finalidade de evitar uma escala curta ao longo da faixa de sensibilidade do ouvido, um fator de 10 é introduzido, dando origem à unidade de medida decibel (dB). Assim, o nível de pressão, L_p , o nível de potência, L_w , e o nível de intensidade, L_I , podem ser representados, em dB, por

$$L_w = 10 \log(W) + 120 \quad (3.7)$$

$$L_p = 20 \log(p_{eficaz}) + 94 \quad (3.8)$$

$$L_I = 10 \log(I) + 120 \quad (3.9)$$

em que W , p_{eficaz} e I estão, respectivamente, em unidades de W (watts), Pa e W/m².

Na etapa experimental o nível de pressão sonora em um determinado instante não é uma boa estimativa para quantificar o nível sonoro pois o nível de pressão sonora pode variar consideravelmente com o tempo. Desse modo, um procedimento adotado para avaliar a variação dos níveis de pressão sonora é adotar o conceito do nível sonoro equivalente, L_{eq} . Este parâmetro, expresso em db, é definido como o nível sonoro equivalente que possui a mesma energia sonora que o ruído não uniforme medido no intervalo de tempo considerado.

$$L_{eq} = 10 \log \left(\frac{1}{T_t} \int_0^{T_t} 10^{L_p(t_i)/10} dt \right) + 120 \quad (3.10)$$

em que $L_p(t_i)$ é o nível sonoro no instante t_i , e T_t representa o intervalo de tempo de registro.

3.3 Combinação de Fontes Sonoras

Segundo Bistafa (2011), para o estudo das emissões sonoras de ruído, são utilizados os espectros de banda larga ou banda estreita. Uma das características dessas bandas é que a banda estreita pode, por meio de um processo de sintetização, ser convertida em um espectro de banda larga. Para obter os valores eficazes das pressões sonoras das bandas largas a Equação (3.3) deve ser aplicada. O espectro sonoro em bandas largas ou estreitas é representado na Figura 3.3 (BISTAFA, 2011).

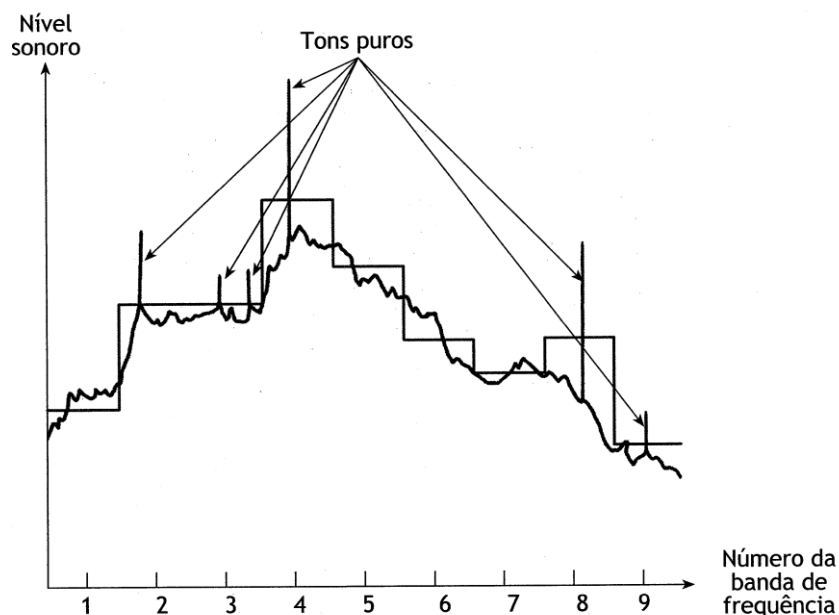


Figura 3.3 Espectro sonoro de um som representado em bandas estreitas e largas
(Fonte: Bistafa (2011))

O valor de pressão sonora também pode ser calculado a partir da Equação (3.8), relacionando-o ao valor do nível de pressão sonora. Já que os instrumentos de medição sonora proporcionam valores do nível de pressão sonora para faixas estreitas ou largas de frequência, assim, o cálculo da pressão sonora correspondente pode ser obtido pelo antilogaritmo da Equação (3.8).

$$p_i = 10^{(L_{p_i} - 94)/20} \quad (3.11)$$

Por meio da manipulação das Equações (3.3) e (3.11) e substituindo estas na Equação (3.8), obtém-se o nível de pressão sonora da banda larga calculado por meio da Equação (3.9).

$$L_p = 10 \log \left[\sum_{i=1}^N 10^{(L_{p_i}/10)} \right] \quad (3.12)$$

Desse modo, conhecidos os valores de nível de pressão sonora de um sistema para determinadas faixas de frequência, a aplicação da Equação (3.12) implica na obtenção do nível de potência sonora total. Esse processo também pode ser utilizado para soma de níveis de pressão sonora emitidos por mais de uma fonte, sendo que o nível de pressão sonora total emitido pelas fontes é obtido a partir da soma dos níveis de pressão sonora total de cada fonte.

3.4 Propagação do Som

O campo livre é um meio homogêneo, livre de superfícies relativas. A forma mais simples de fonte sonora caracteriza-se pela emissão de ondas sonoras em todas as direções a partir de um ponto aparente. Além disso, esse tipo de fonte tem como padrão um formato de superfície esférica de emissão sonora (CARIDI, 2008).

Em um campo livre, a intensidade e a pressão sonora em um dado ponto a uma distância r da fonte pode ser definida por

$$p^2 = \rho c_{som} I = \frac{\rho c_{som} W}{4\pi r^2} \quad (3.13)$$

Em termos de nível de pressão sonora, a Equação (3.13) pode ser escrita como

$$L_p = L_W + 10 \log(\rho c / 400) + 10 \log(4\pi r^2) \quad (3.14)$$

Entretanto, se o nível de pressão sonora é medida a distâncias maiores que 1 metro da fonte, então o nível de pressão sonora a uma distância r pode ser estimado por

$$L_p = L_m - 20 \log(r / r_m) \quad (3.15)$$

Pela fórmula, pode-se considerar que para condições de campo livre, ao se dobrar a distância até a fonte, o nível de ruído diminui em 6 dB. Apesar disso, a condição de campo livre é raramente encontrada na prática. Dessa forma, a expressão que relaciona o nível de pressão sonora ao nível de potência sonora deve ser modificada para adequar-se a outras propriedades acústicas relacionadas à diretividade e reverberância de um local de testes (BISTAFA, 2011).

O fator de diretividade, D , é um parâmetro importante para a caracterização das propriedades de direção da radiação sonora. Para fontes direcionais, os contornos de emissão sonora não são circunferenciais, ou seja, o nível de pressão sonora da fonte direcional, em dB, dependerá não só do nível de potência sonora e da distância do receptor, mas dependerá também da direção do receptor em relação à fonte sonora, como representa a Equação (3.16), para uma distância de 1 m.

$$L_{p\theta} = L_{Wd} + DI_{\theta} - 11 \quad (3.16)$$

Na Equação (3.16) $L_{p\theta}$ representa o nível de pressão sonora na direção θ , L_{Wd} o nível de potência sonora da fonte direcional e DI_{θ} o índice de diretividade da fonte na direção θ . Por

meio da formulação, percebe-se, então, que é necessário determinar o índice de diretividade em todas as direções para uma descrição detalhada das fontes direcionais.

3.5 Crescimento e Decaimento Sonoro em Recintos

Sempre que ondas sonoras encontram um obstáculo, parte da energia acústica é refletida, absorvida e transmitida. A quantidade relativa com que a energia acústica é refletida, absorvida e transmitida depende da natureza do obstáculo. Por exemplo, superfícies que são porosas e macias terão um coeficiente de absorção maior em comparação a superfícies duras, compactas e lisas (CARIDI, 2008).

Desse modo, em determinados ambientes, como em uma sala de aula ou um auditório, o nível sonoro varia de acordo com as condições do ambiente. Quando uma fonte sonora é introduzida num ambiente, a energia sonora presente no local é elevada até que esta atinja um nível sonoro estacionário. A partir dessas condições, constata-se que a energia proporcionada pela fonte é equilibrada com a energia sonora absorvida pelo ambiente (CARIDI, 2008).

Quando a emissão sonora causada pela fonte é interrompida, o nível de pressão local reduz. A taxa de redução desse parâmetro no local depende do grau de absorção sonora do recinto, sendo que uma maior absorção no recinto proporciona uma maior redução do nível de pressão sonora com o tempo. A propriedade acústica relacionada a este fator de redução é o tempo de reverberação (T_{60}). Esta é definida como o tempo necessário para que o nível de pressão sonora do recinto caia em 60 dB a partir do momento em que a fonte é desligada (BISTAFA, 2011).

Para diversas aplicações é ideal que o tempo de reverberação seja compatível com o tipo de estudo. Com a finalidade de avaliar o tempo de reverberação, em s, emitido por um ambiente, Sabine estabeleceu, em 1896, uma relação entre a absorção sonora de um ambiente e o tempo de reverberação, conforme a Equação (3.17).

$$T_{60} = 0,161V / A_{recinto} \quad (3.17)$$

Na Equação (3.17), nota-se que o tempo de reverberação é uma relação entre o volume do recinto, V , e o absorção sonora do recinto, $A_{recinto}$. Além disso, o coeficiente de absorção depende dos coeficientes de absorção dos materiais utilizados nas paredes, piso e teto.

Segundo Caridi (2008), o fenômeno de reverberação tem pequena influência em uma área muito próxima da fonte, onde o som direto da fonte é dominante. Entretanto, considerando um ambiente com pouca absorção, o nível de ruído vai ser altamente influenciado pela onda sonora refletida. Desse modo, para o estudo do nível de pressão sonora emitido por uma fonte, devem ser considerados o ruído de campo direto (som radiado diretamente da fonte sem considerar a reflexão) e do campo reverberante (som produzido a partir da reflexão de superfícies locais). A partir disso, o nível de pressão sonora gerado a uma distância r da fonte, produzindo um nível de potência sonora L_w , pode ser calculado por

$$L_p = L_w + 10 \log \left[\frac{Q_d}{4\pi r^2} + \frac{4(1-\bar{\alpha})}{S\bar{\alpha}} \right] \quad (3.18)$$

em que $\bar{\alpha}$ representa o coeficiente de absorção de todas superfícies locais, S representa a Q_d representa o fator de diretividade e S é referente a área das superfícies do recinto.

Para ambientes onde é preciso avaliar a emissão sonora de uma máquina, como o ventilador, normas quanto às condições de reverberação do ambiente são impostas. A ISO 13347-2 é referente ao método de avaliação do ruído emitido por ventiladores para câmaras reverberantes. Nesta norma são definidos parâmetros do condicionamento acústico do ambiente para a obtenção de parâmetros do campo sonoro de forma precisa.

3.6 Método para o Cálculo da Potência Sonora do Ventilador Axial

Para a obtenção das características acústicas de ventiladores, a empresa Soler&Palau Ventilation Group (S&P Brasil Ventilação Ltda., proprietária da OTAM Ventiladores Industriais Ltda.) se baseia em alguns parâmetros do projeto aerodinâmico de ventiladores, tais como, vazão volumétrica, pressão total, rotação e rendimento. A melhor maneira de quantificar a potência sonora emitida por ventiladores é a realização de testes experimentais. Entretanto, metodologias mais simples são utilizadas com o objetivo de simplificar o cálculo e buscar uma estimativa do ruído emitido por esta máquina.

A emissão sonora de ventiladores é avaliada nas condições de um ventilador operando a uma vazão volumétrica de $1 \text{ m}^3/\text{s}$ e pressão total de 1 Pa. Por meio da redução de dados de ruído para um denominador comum, o nível de potência sonora específico serve como base

3 Considerações Básicas sobre Acústica

para comparação direta dos níveis de bandas de oitava de vários ventiladores. Desse modo, este método convencional permite calcular o ruído emitido em condições de operações reais.

Um efeito da emissão sonora emitida por ventiladores é causado pela rotação das pás do seu rotor ou superfície aerodinâmica. Este fenômeno é chamado de frequência de passagem das pás (*BFP*) em que, durante o giro do rotor, o ventilador proporcionará um tom, para determinadas frequências que varia para cada tipo de ventilador. A banda de frequência da pá a ser acrescentada o incremento de frequência da pá (*BFI*) é definido pela Equação (3.19).

$$BFP = n N_{pá} / 60 \quad (3.19)$$

onde n é a rotação do rotor, em rpm, e $N_{pá}$ é o número de pás do rotor.

A característica da relação do nível de potência sonora para uma ampla faixa de bandas de frequência para diversos tipos de ventiladores, a Tabela 3.1 pode ser utilizada.

Tabela 3.1 Níveis de potência sonora específicos, K_w , e incrementos de frequência de pá, *BFI*, para vários tipos de ventiladores (Fonte: S&P Brasil Ventilação Ltda.)

Tipo de Ventilador	Tamanho do rotor	Frequência total das bandas de oitava, Hz								<i>BFI</i>
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Centrífugo com pás curvadas para trás	> 0,9 m	32	32	31	29	26	23	15	13	3
Centrífugo com pás retas e em aerofólio inclinadas para trás	< 0,9 m	36	36	36	34	33	26	20	15	
Centrífugo com pás curvadas para frente	Todos	47	43	39	33	26	25	23	20	2
Centrífugo com pás retas radiais	> 1 m	45	39	42	39	37	32	30	27	
Soprador	1 m a 0,5	55	48	48	45	45	40	38	37	8
	< 0,5 m	63	57	58	50	44	39	38	37	
Axial do tipo <i>vaneaxial</i> (rotor e estator aletado)	> 1 m	39	36	38	39	38	34	32	26	6
	< 1 m	37	39	43	43	43	41	38	35	
Axial do tipo <i>tubeaxial</i> (rotor e carcaça)	> 1 m	41	39	43	41	39	37	34	32	5
	< 1 m	40	41	47	46	44	43	37	35	
Axial do tipo <i>propeller</i> (hélice)	Todos	46	51	58	56	55	52	46	42	5

Assim, os níveis de potência sonora, disponíveis na Tabela 3.1 são apresentados considerando as frequências centrais das bandas de oitava para diversos tipos de ventiladores. É importante mencionar que os valores do nível de potência sonora apresentados são

estimativas para ventiladores que têm o seu ponto de operação próximo ao seu ponto de rendimento total máximo (rendimento total ótimo). Por outro lado, se o ventilador funciona longe do rendimento total ótimo, o nível de ruído proporcionado será maior e, para correção, o fator C poderá ser utilizado em cada banda de oitava, conforme a Tabela 3.2.

Tabela 3.2 Fator de correção devido ao ponto de operação fora do ponto de rendimento total máximo (Fonte: S&P Brasil Ventilação Ltda.)

Rendimento estático em % do rendimento total máximo	Fator de correção, C
90 a 100	0
85 a 89	3
75 a 84	6
65 a 74	9
55 a 64	12
50 a 54	15

Para o cálculo do nível de potência sonora do ventilador nas condições de operação reais, os dados de vazão volumétrica e pressão total de projeto são utilizados segundo a Equação (3.20).

$$L_w = K_w + 10 \log(Q / Q_1) + 20 \log(\Delta p_T / \Delta p_{T1}) + C \quad (3.20)$$

Na Equação (3.20), L_w representa o nível de potência sonora estimado pelo ventilador e K_w representa o nível de potência sonora específico obtido da Tabela 3.1. Além disso, o índice 1 representa valores de referência para a vazão volumétrica, Q_1 , e para a pressão total, Δp_{T1} , do ventilador, cujos valores são 0,000472 m³/s e 249 Pa.

3.7 Ruído Aerodinâmico

Neise e Michel (1994) detalharam como diferentes fenômenos de escoamento estão relacionados a três fontes acústicas: monopolo, dipolo, quadrupolo. A fonte do tipo monopolo é caracterizada pelo deslocamento da massa fluida gerada por flutuações periódicas de pressão no domínio adjacente. Esta fonte também é conhecida como ruído de espessura da pá e possui um papel muito importante na geração de ruído para turbomáquinas que trabalham em altas velocidades como hélices e rotores de helicópteros. Este tipo de fonte também é caracterizado

pela emissão de som igualmente em todas as direções e o padrão de diretividade da fonte monopolo está representada na Figura 3.4.

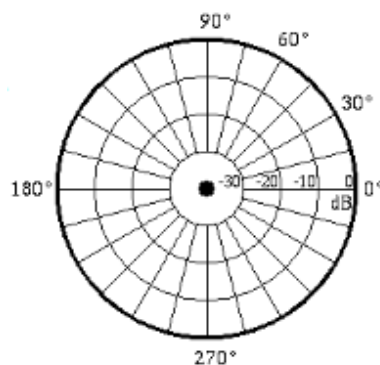


Figura 3.4 Padrão de diretividade de uma fonte do tipo monopolo (Fonte: disponível em: <http://www.acs.psu.edu/drussell/Demos/rad2/mdq.html>)

A fonte do tipo dipolo é caracterizada pelo balanço da quantidade de movimento na superfície de controle. Esta fonte consiste de duas fontes monopolos de mesma força, mas de fases opostas e separadas por uma pequena distância quando comparada com o comprimento de onda do som. Enquanto uma onda expande, a outra fonte contrai. Como resultado, o fluido perto das fontes movimenta-se para trás e para frente, o que resulta na produção de som. O padrão de diretividade da fonte dipolo está esquematizada na Figura 3.5.

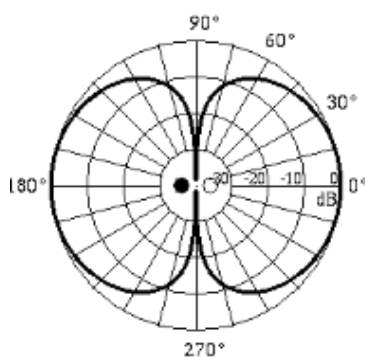


Figura 3.5 Padrão de diretividade de uma fonte do tipo dipolo (Fonte: disponível em: <http://www.acs.psu.edu/drussell/Demos/rad2/mdq.html>)

Já a fonte quadrupolo baseia-se na fonte resultante de flutuações de velocidade no domínio fluido. Além disso, esta consiste de duas fontes dipolo que podem assumir um arranjo lateral ou linear. Quando os dois dipolos de fase oposta não estão posicionados na mesma linha, Figura 3.6.a, tem-se uma fonte quadrupolo lateral que se caracteriza pela irradiação do som na direção frontal de cada fonte monopolo, sendo que o som é cancelado em pontos equidistantes de monopolos opostos adjacentes. Entretanto, quando os dois dipolos de fase oposta estão

posicionados ao longo de uma mesma linha, tem-se uma fonte quadrupolo linear onde o padrão de diretividade pode ser observado na Figura 3.6.b.

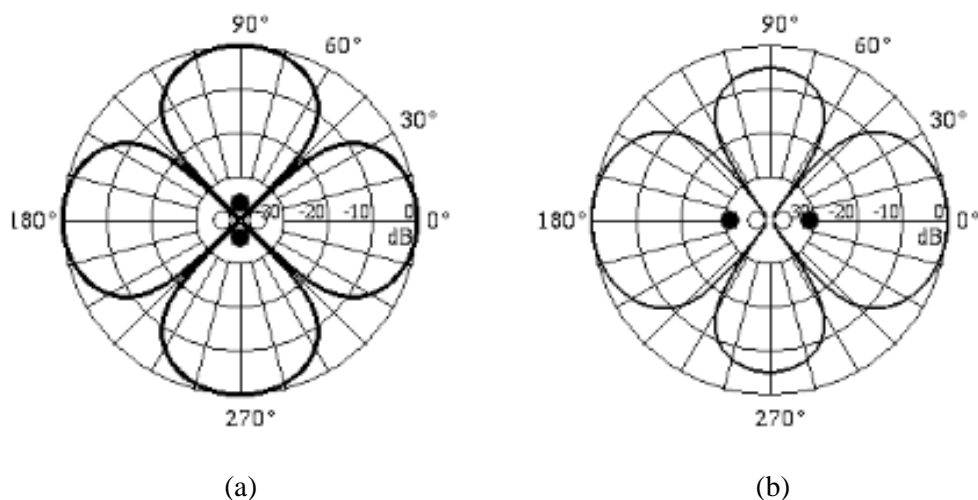


Figura 3.6 Padrão de diretividade de fontes quadrupolo a) lateral b) linear (Fonte: disponível em: <http://www.acs.psu.edu/drussell/Demos/rad2/mdq.html>)

Desse modo, Neise e Michel (1994) consideraram que há três tipos de fontes que são irradiados por turbomáquinas. Porém, para aplicações onde o escoamento apresenta baixas velocidades, portanto baixos valores de números de Mach (escoamentos considerados incompressíveis, típicos de ventiladores), o termo quadrupolo se torna desprezível. Além disso, a fonte monopolo é considerada menos eficiente se comparada com a fonte dipolo para aplicações de ventiladores que operam a baixas velocidades. Em consequência, apenas a fonte do tipo dipolo, devido às forças que atuam na superfície da pá, é considerada em problemas de ventiladores. A Figura 3.7 ilustra a classificação de fontes dipolo para ventiladores axiais.

Por meio da Figura 3.7, observa-se que a fonte dipolo está diretamente relacionada a forças permanentes e transientes de operação de ventiladores axiais. Estas, por sua vez, estão relacionadas a diferentes condições ou regimes de escoamento. Dentre as principais fontes de ruído, tem-se as condições de escoamento uniforme, não-uniforme, permanente e transiente. Além disso, escoamento secundário, oriundo da interação entre pá e carcaça, e fenômenos ligados ao desenvolvimento da camada-limite também são definidos como fontes de ruído aerodinâmico.

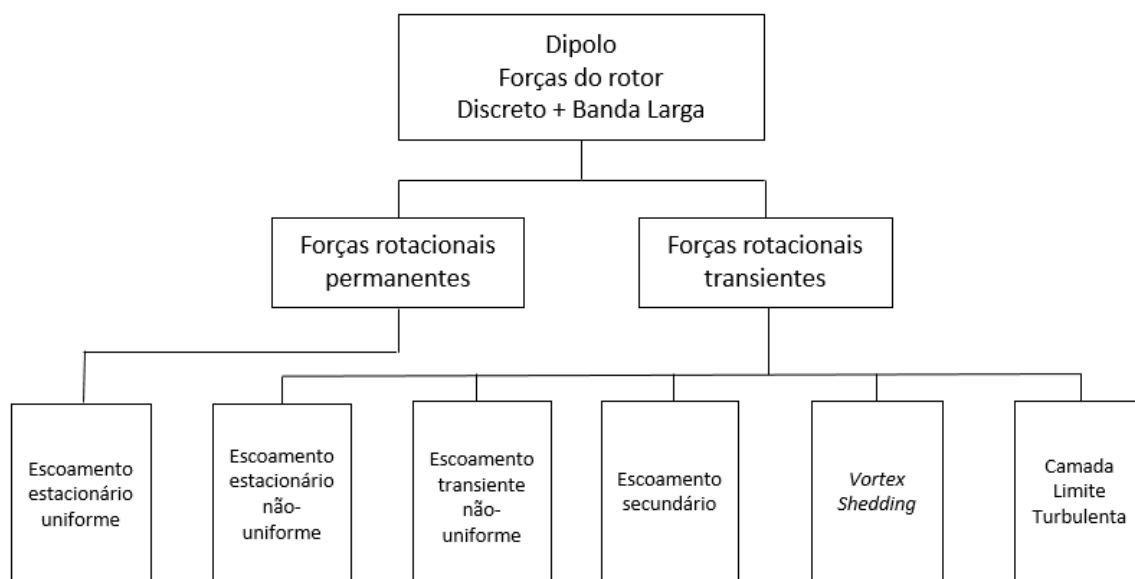


Figura 3.7 Sumário de fontes aeroacústicas do tipo dipolo relevante para turbomáquinas (Fonte: Adaptado de Neise e Michel (1994))

Capítulo 4

Modelagem Numérica

4.1 Equações Governantes

Nas seções anteriores foram apresentados alguns comentários sobre estudos de ruído emitido por ventiladores axiais por meio de simulações numéricas. Esses estudos apresentam diversas possibilidades para obtenção de uma estimativa para o ruído emitido e também fornecem as características principais de desempenho aerodinâmico desse tipo de turbomáquina.

Dentre as etapas da metodologia numérica a ser aplicada neste trabalho para a análise e predição aeroacústica de ventilador axial, serão aplicados os princípios de conservação da massa e da quantidade de movimento. Estes, por sua vez, são utilizados para a obtenção das equações que descrevem o comportamento do escoamento. No caso de qualquer turbomáquina operando escoamento a baixas velocidades (escoamento considerado incompressível, portanto, números de Mach menores que 0,3), a equação de conservação da energia pode ser desconsiderada, devido ao escoamento ser considerado como isotérmico (SARMIENTO, 2013).

A Equação (4.1) representa o princípio de conservação da massa para sistemas não-inerciais, também denominada de equação da continuidade.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{w} = 0 \quad (4.1)$$

Na Equação (4.1), \vec{w} representa a velocidade relativa do escoamento, t o tempo e ρ é a massa específica do fluido em escoamento.

A equação de conservação da quantidade de movimento, para sistemas não-inerciais, pode ser apresentada conforme detalhado por Sarmiento (2013), ou seja,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{w}) + \nabla \cdot (\rho\vec{w}\vec{w}) + \rho(2\vec{\omega} \times \vec{w} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_p) + \dot{\vec{\omega}} \times \vec{r}_p + \ddot{\vec{R}}_0) = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau} + \rho\vec{g} \quad (4.2)$$

Na Equação (4.2), $\vec{\omega}$ e \vec{r}_p representam, respectivamente, o vetor velocidade angular e o vetor-posição de uma partícula de fluido escoando num volume de controle não-inercial. $\dot{\vec{\omega}}$, p e $\ddot{\vec{R}}_0$ representam, respectivamente, a aceleração angular, a pressão estática e a aceleração de translação do volume de controle não-inercial em relação ao referencial inercial. No caso de turbomáquina estacionária (sem nenhum movimento de translação) ou de turbomáquina transladando com velocidade uniforme ($c_0 = \text{cte.}$), $\ddot{\vec{R}}_0 = \dot{c}_0 = a_0 = 0$, ou seja, a aceleração de translação é nula. Cada termo da Equação (4.2) tem unidade de força/massa, dessa forma: $2\vec{\omega} \times \vec{w}$, $\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_p)$ e $\dot{\vec{\omega}} \times \vec{r}_p$ representam, respectivamente, as forças devidas às acelerações de Coriolis, normal (ou centrípeta) e tangencial. No caso de turbomáquina cujo rotor gira com velocidade angular constante, a aceleração tangencial é nula ($\dot{\vec{\omega}} \times \vec{r}_p = 0$). $\rho\vec{g}$ é a força de campo (força gravitacional). Por fim, o tensor das tensões viscosas, $\vec{\tau}$, é representado pela Equação (4.3).

$$\vec{\tau} = \mu \left[(\nabla\vec{w} + \nabla\vec{w}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{w} I \right] \quad (4.3)$$

Na Equação (4.3), μ representa a viscosidade dinâmica e I é o tensor unitário. Para escoamento incompressível o tensor de tensões viscosas pode ser representado pela Equação (4.4)

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial w_i}{\partial x_j} + \frac{\partial w_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.4)$$

4.2 Equações para o escoamento Turbulento

No programa comercial FLUENT[®] existe a possibilidade de aplicação das equações de Reynolds (RANS – *Reynolds-averaged Navier-Stokes*) para que escoamentos turbulentos possam ser simulados. O escoamento turbulento ocorre quando as forças inerciais do sistema se tornam preponderantes com relação à resistência viscosa do mesmo. Assim, este tem como efeito a mudança do escoamento laminar em turbulento.

Segundo o Ansys (2012), o escoamento turbulento pode ser caracterizado por flutuações nos campos de velocidade, que possui diferentes efeitos nas equações da continuidade e quantidade de movimento. Como a turbulência pode apresentar uma escala muito pequena ou possuir elevada frequência, os custos computacionais serão elevados. Por outro lado, as equações governantes instantâneas podem ser implementadas para remover a resolução das pequenas escalas, resultando em uma série de equações governantes, porém de menor custo. Por sua vez, estas contêm variáveis desconhecidas e, assim, os modelos de turbulência são implementados para determinar estas variáveis em termos de quantidades conhecidas.

As equações RANS propõem que todas as variáveis dependentes, sejam escalares ou vetoriais, possam ser decompostas em termos médios temporais e mais uma parte flutuante como representado nas Equações (4.5) e (4.6).

$$w_i = \bar{w}_i + w'_i \quad (4.5)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (4.6)$$

Substituindo as Equações (4.5) e (4.6) nas Equações (4.1) e (4.2) e considerando o escoamento incompressível, permanente e turbomáquina estacionária cujo rotor gira com velocidade angular constante, obtém-se as equações da continuidade e da quantidade de movimento em função dos termos médios, ou seja,

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{w}_i) = 0 \quad (4.7)$$

$$\rho \bar{w}_j \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} + \rho (\bar{a}_{apar_i}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{w}_i}{\partial x_j^2} - \rho \frac{\partial}{\partial x_j} \overline{w'_i w'_j} + \rho \vec{g} \quad (4.8)$$

onde a aceleração aparente é representada por

$$\vec{a}_{apar_i} = 2 \vec{\omega} \times \vec{w}_i + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_p) \quad (4.9)$$

Na Equação (4.8), a contribuição do termo que representa a tensão de Reynolds, τ_i , é definida na Equação (4.10).

$$\tau_i = -\rho \overline{w'_i w'_j} \quad (4.10)$$

A tensão de Reynolds pode também apresentar o termo de tensão viscosa. Desse modo, a tensão total, τ_{sij} , pode ser definida pela Equação (4.11), (VIÇOSA e SILVESTRINI, 2004).

$$\tau_{sij} = -\rho \overline{w'_i w'_j} + \mu \left(\frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{w}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.11)$$

Como apresentado por Ansys (2012), a hipótese de Boussinesq pode ser implementada para relacionar as tensões de Reynolds com os gradientes de velocidade conforme

$$-\rho \overline{w'_i w'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial w_i}{\partial x_j} + \frac{\partial w_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial w_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (4.12)$$

onde k representa a energia cinética turbulenta, δ_{ij} o operador Delta de Kronecker e μ_t o termo de viscosidade turbulenta. Esta hipótese é utilizada nos modelos de turbulência de Spalart-Allmaras, k- ϵ e k- ω . No modelo de Spalart-Allmaras somente uma equação de transporte que representa o termo de viscosidade turbulenta é resolvida. Já para o modelo k- ϵ e k- ω , duas equações de transporte adicionais são resolvidas, sendo que o termo de viscosidade turbulenta será obtido em função da taxa de dissipação turbulenta, ϵ , da taxa de dissipação específica, ω , e da energia cinética turbulenta k (ANSYS,2012).

Na etapa de discretização do domínio do escoamento, é importante analisar o posicionamento e número de células na região de camada-limite. A definição do valor de y^+ para a célula próxima da parede é dependente dos tipos de modelo de turbulência. Para os modelos k- ϵ , k- ω SST e Spalart-Allmaras, que resolvem a camada-limite, o ANSYS recomenda valores de y^+ em torno de 1 com aproximadamente 10 células no interior da camada-limite. Porém, se forem implementadas funções de parede, o valor de y^+ nas regiões próximas da parede devem estar definidos no intervalo de 30 a 200 (BLAZEK, 2001).

4.3 Analogias Acústicas

Em estudos de aeroacústica o objetivo é prever o ruído emitido para um observador localizado em campo livre. Para estas análises, diferentes métodos que estimam o nível de potência sonora de uma determinada fonte são propostos. O FLUENT[®] fornece três metodologias para o cálculo do ruído aerodinâmico: Método Direto, Método de Integrais Baseados em Analogias Acústicas e Modelo de Fonte de Ruído de Banda Larga (ANSYS, 2012).

No primeiro método, tanto a geração quanto a propagação das ondas sonoras são obtidas por meio da solução das equações de fluidodinâmica. As previsões das ondas sonoras sempre requerem soluções dependentes do tempo nas equações governantes. Além disso, em aplicações mais comuns do Método Direto, este deve empregar as equações governantes que simulam os efeitos de turbulência e modelagem de viscosidade, tais como: equações de Navier-Stokes não-permanentes DNS (*Direct Numerical Simulation*), equações URANS e equações utilizadas em LES (*Large Eddy Simulation*) e DES (*Detached Eddy Simulation*).

Segundo Ansys (2012), o Método Direto é uma metodologia que necessita de recursos computacionais elevados, requer malhas computacionais muito refinadas na direção dos receptores e uma condição de contorno onde não há reflexão acústica externa. Desse modo, o custo computacional é uma desvantagem. Quando comparados à metodologia de Método Direto, a analogia acústica de Lighthill, implementada para prever o ruído em campo livre, mostra-se como uma alternativa mais viável. Nesta metodologia, o escoamento no campo livre obtido por meio da aplicação de equações governantes tais como equações de RANS transiente, DES, ou LES, são utilizadas para prever o ruído com a contribuição de soluções integrais derivadas analiticamente a partir das equações de onda.

As analogias acústicas essencialmente separam a propagação do som dos termos de geração. O FLUENT[®] propõe a metodologia baseada na formulação de FW-H, e adota a forma mais geral da analogia acústica de Lighthill, que é capaz de prever as fontes sonoras do tipo monopolo, dipolo e quadrupolo.

Desse modo, as variáveis da solução do escoamento em regime transiente, tais como pressão, velocidade e densidade da fonte, são necessárias para avaliar as integrais de superfície. Diferentes modelagens de turbulência podem ser aplicadas e a mais apropriada

deve ser escolhida para capturar as características presentes no escoamento. Ambos os ruídos de banda larga e tonais podem ser obtidos dependendo da natureza do escoamento a ser considerado, assim como dos modelos de turbulência empregados e a escala de tempo do escoamento definido no cálculo do escoamento (ANSYS, 2012).

Além disso, a analogia acústica de FW-H presente no FLUENT[®] permite a obtenção dos níveis de pressão sonora e do espectro de potência por meio da Transformada Rápida de Fourier (FFT). Uma limitação quanto a esta metodologia é que ela pode ser utilizada apenas para prever o ruído emitido em campo livre. Portanto, o modelo pode ser utilizado para analisar emissões acústicas de aplicações como escoamento ao redor de veículos automotivos e aviões, mas não pode prever a propagação de ruído no interior de dutos ou em um ambiente fechado (ANSYS, 2012).

Em várias aplicações envolvendo escoamento turbulento o ruído não tem qualquer tom distinto e a energia sonora é continuamente distribuída sobre uma ampla faixa de frequências. Nestas situações que envolvem o ruído de banda larga, quantidades de turbulência estatística computacionais, a partir das equações de RANS, podem ser utilizadas. O FLUENT[®] fornece vários modelos de fonte que permitem quantificar a contribuição local da potência acústica gerada pelo escoamento. Estes incluem a fórmula de Proudman, modelo de fonte de ruído de jato, modelo de fonte de ruído na camada-limite, modelo de fontes na equação linearizada de Euler e os termos fontes na equação de Lilley. Estes modelos de fontes podem ser empregados para extrair um diagnóstico útil das fontes de ruído, de forma a determinar qual porção do campo em análise é primariamente responsável pela geração de ruído (ANSYS, 2012).

Vale ressaltar que estes modelos não prevêm o som nos receptores. Diferentemente do método direto e do método de integral de superfície, o modelo de fonte de ruído de banda larga não necessita de soluções transientes para as equações governantes de dinâmica dos fluidos. As variáveis necessárias para a modelagem seriam os campos de velocidade, energia cinética turbulenta e taxa de dissipação de turbulência, que são típicos de uma simulação RANS. Desse modo, o uso de modelos de fontes de ruído de banda larga requer menor esforço computacional, porém, como ventiladores têm como característica a emissão de ruídos tonais, esta metodologia não é recomendada (ANSYS, 2012).

Capítulo 5

Metodologias Numérica e Experimental

Este capítulo apresenta os métodos adotados nos procedimentos numérico e experimental do estudo aeroacústico do ventilador axial. De forma geral, a metodologia deste estudo baseia-se na comparação entre resultados do método numérico desenvolvido para ventiladores axiais e resultados experimentais, com o intuito de validar o método numérico.

5.1 Metodologia Numérica

A primeira etapa para iniciar a modelagem numérica é a definição dos domínios computacionais, além da representação dos domínios inercial e não inercial, deve-se definir as metodologias de acoplamento entre domínios, dimensões destes, assim como as condições de contorno necessárias para realizar a simulação de forma adequada.

Vários estudos mostraram diferentes tipos de domínios para obter resultados numéricos satisfatórios. Este trabalho, além das análises acústicas, também tem como objetivo estimar uma ampla faixa de operação do ventilador para determinar os valores de rendimento hidráulico com base nos estudos computacionais. Determinados pontos de operação do ventilador serão estudados em situações de regime permanente e transiente por meio de modelos de turbulência baseados nas análises dos tensores de Reynolds.

A modelagem numérica divide-se na etapa de discretização do domínio do escoamento e simulação numérica do ventilador axial. A malha do domínio foi obtida por meio do *software* ICEM-CFD. Além disso, foi utilizado o *software* FLUENT® como *solver*. Quanto

aos recursos computacionais para propósitos de modelagem, que incluem geração de malha, simulação e pós-processamento, foi utilizado um *cluster* com processador Intel-Xeon de 2,6 GHz, 32 núcleos e 128 GB de RAM. A Figura 5.1 ilustra o procedimento para a solução do problema.



Figura 5.1 Resumo dos procedimentos numéricos adotados

5.1.1 Modelagem dos sistemas de referência e condições de contorno

O *software* FLUENT[®] permite simular casos que envolvem domínios fixos e móveis simultaneamente. Dentre os principais sistemas de referência temos: o modelo de Múltiplos Domínios de Referência (MRF – Multiple Reference Frame), o modelo de Plano de Mistura (MPM – Mixing Plane Model) e Modelo de Malha Deslizante (SMM – Sliding Mesh Model). Vale ressaltar que a escolha depende da interação entre as interfaces do sistema e também são dependentes do regime a ser implementado (ANSYS, 2012).

Para simulações de regime permanente, os dois primeiros modelos podem ser implementados. Ambos dividem o domínio computacional em partes móveis (rotacionais ou translacionais) e estacionárias. No modelo MRF, estes domínios individuais podem ser admitidos com diferentes velocidades rotacionais e/ou translacionais. O escoamento em cada domínio que se movimenta é resolvido usando um sistema de referência em movimento. Se este é estacionário, as equações se reduzem às formas estacionárias. Nas interfaces que dividem os domínios, uma transformação no sistema de referência local é desenvolvida para permitir que as variáveis de escoamento de um domínio possam ser usadas para calcular os escoamentos nos domínios das zonas adjacentes. Além disso, deve ser mencionado que na metodologia MRF a malha deve permanecer fixa durante a solução. Esta característica é análoga a congelar o movimento da parte móvel em uma posição específica e observar o campo de escoamento instantâneo com o rotor nesta posição (AUGUSTYN, 2013).

Já na metodologia de MPM, cada zona do fluido é também admitida como um problema permanente. Os dados do campo do escoamento das zonas adjacentes são tomados como condições de contorno onde todas as variáveis considerando as médias espaciais são transferidas no plano de mistura onde regras de interpolação entre as interfaces definem a qualidade do plano de mistura. A mistura remove qualquer fenômeno transiente que deve surgir com variações circunferenciais no campo de escoamento como ondas de choque e separação, que conduz a uma solução no regime permanente (ANSYS, 2012).

Porém, quando uma solução em função do tempo é necessária, a metodologia SMM deve ser utilizada para encontrar a solução no campo de escoamento. Esse modelo é considerado mais preciso para simulação de escoamentos em sistemas de múltiplas referências, mas exige alta demanda computacional. Nesta técnica dois ou mais domínios podem ser usados. Desse modo cada domínio é limitado por interfaces que permitem a associação com outros domínios, formando uma interface de malha. Os domínios associados as malhas computacionais se movem relativamente uma a outra ao longo do plano interface (ANSYS, 2012).

Portanto, para a análise numérica do ventilador axial, foi considerado um dos domínios analisados por Guedel *et al.* (2011), Figura 5.2, e Augustyn (2013), Figura 5.3. Devido à boa convergência dos resultados e a possibilidade de realizar análises numéricas aplicando as condições de MRF e SMM, o domínio foi definido com base nestes estudos.

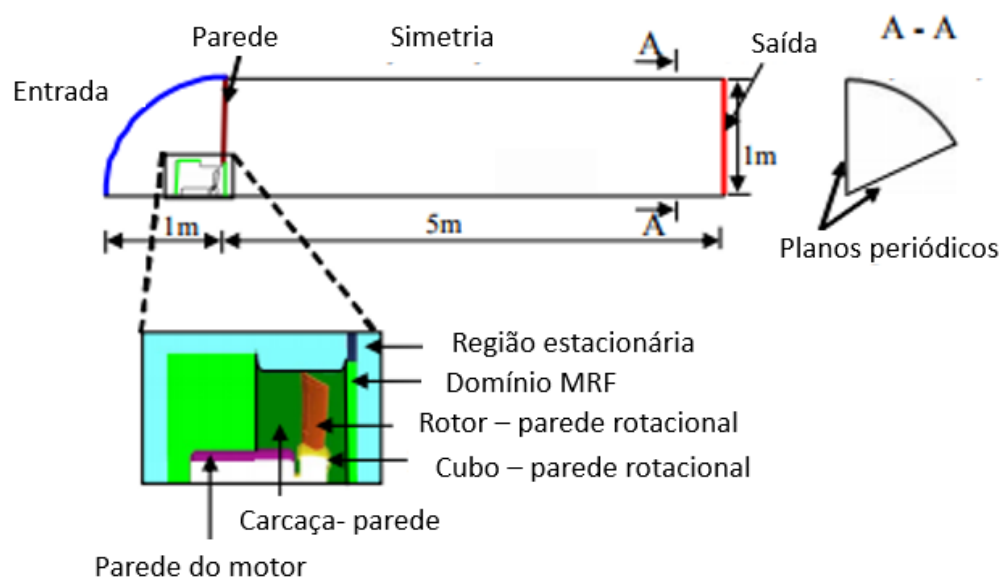


Figura 5.2 Descrição do domínio computacional (Fonte: Adaptada de Guedel *et al.* (2011))

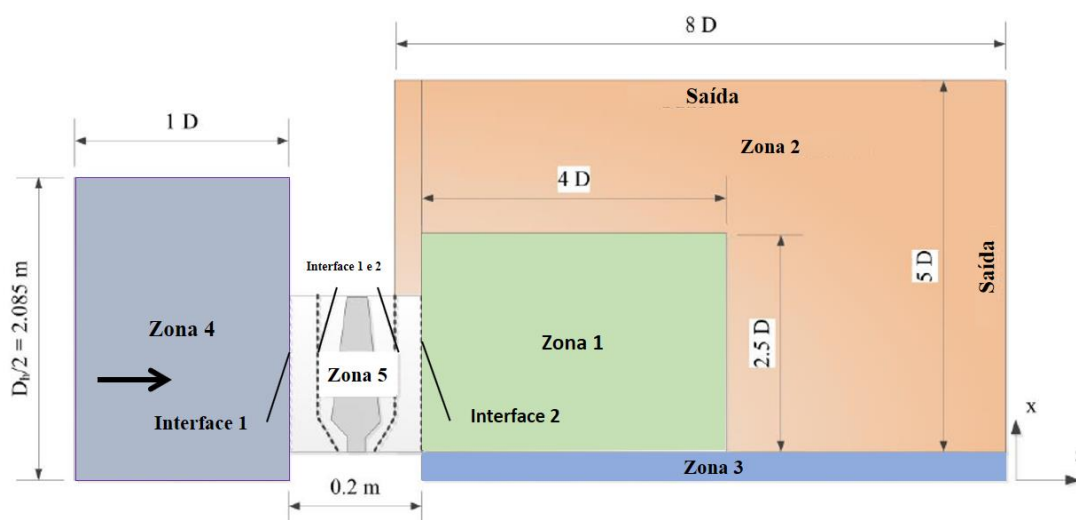


Figura 5.3 Descrição do domínio computacional (Fonte: Augustyn (2013))

Como pode ser observado nas Figuras 5.2 e 5.3, a região de entrada apresenta-se em função do diâmetro do ventilador para o estudo de Augustyn (2013) e uma região hemisférica de 1 m de raio é definida para o estudo de Guedel *et al.* (2011). É importante mencionar que ambas as zonas de entrada apresentam superfícies com formatos diferentes e podem influenciar no número de elementos necessário para análise numérica do ventilador teste.

5.1.2 Discretização do domínio

O conjunto de elementos delimitados por pontos e linhas que podem formar geometrias triangulares ou quadrangulares para um domínio bidimensional ou células tetraédricas, hexaédricas e prismáticas para um domínio tridimensional formam uma malha computacional. A etapa de definição do domínio computacional é essencial, pois uma boa representação do domínio, considerando as regiões de parede e onde ocorre um elevado gradiente de pressão, leva a uma solução mais exata do problema.

Existem três metodologias que podem ser aplicadas para a discretização do domínio fluido. Estes são a malha estruturada, não estruturada e híbrida. A principal diferença entre os tipos de malha é o padrão de distribuição dos pontos ou elementos. Para uma malha estruturada temos que o domínio é composto por elementos quadrangulares e hexaédricos. A principal vantagem da malha estruturada está na conectividade ordenada dos seus elementos, o que resulta em resoluções mais simples, menor memória requerida e maior controle da ortogonalidade.

Considerando a malha não estruturada, temos como vantagem a aplicação em geometrias mais complexas, que se adaptam facilmente aos contornos de superfícies e podem ser geradas automaticamente. Além disso, temos como vantagem soluções de problemas mais complicados, porém com maior número de elementos que compromete o armazenamento de memória. Isto faz com que a instabilidade deste tipo de malha seja maior do que a da malha estruturada.

Por último, a malha híbrida é representada por uma malha estruturada e não estruturada. Este tipo de malha é utilizada quando pretende-se analisar superfícies de maior interesse dentro do domínio. Regiões com altos gradientes de pressão ou velocidade, podem ser analisados com boa precisão utilizando as malhas estruturadas e em regiões de menor interesse, ou longe das paredes, a malha não estruturada pode ser a melhor solução.

De forma geral o processo de definição da malha computacional necessita de um determinado grau de refinamento. Como o domínio com um número elevado de elementos demanda elevada capacidade computacional, então um estudo de dependência de malha deve ser desenvolvido. Este baseia-se em analisar uma determinada grandeza e sua variação conforme um maior refinamento da malha. Nesta etapa, são definidos como referências para análise do grau de refinamento da malha os erros residuais das soluções e o equilíbrio das propriedades do escoamento em análise durante a simulação (LEAP).

A qualidade da malha gerada é avaliada a partir dos parâmetros de qualidade: *skewness* e alongamento. O primeiro baseia-se na diferença entre o formato da célula e o formato de uma célula equilátera de volume equivalente. Valores de *skewness* superiores a 0,95 podem dificultar a convergência da solução e, portanto, diminuir a exatidão dos resultados. Já o alongamento é a razão entre a maior e a menor diagonal de uma célula. O valor adequado da razão de alongamento deve ser o mais próximo da unidade.

Independentemente do tipo de malha a ser implementado, o parâmetro adimensional y^+ deve ser estudado para o cálculo das variáveis de interesse localizadas próxima à parede. Este é definido como a menor distância adimensional da parede até o primeiro nó sobre ela e pode ser obtido pela Equação 5.1.

$$y^+ = \frac{\rho y u_r}{\mu} \quad (5.1)$$

Nesta equação, u_r representa a velocidade de atrito localizada próxima à parede e y é definido como a altura do primeiro nó até a parede em função da massa específica do fluido e da tensão de cisalhamento na parede, τ_w .

$$u_r = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (5.2)$$

A descrição do campo de escoamento perto das paredes pode ser analisada por meio da Figura 5.4. Nesta figura, a região próxima à parede pode ser dividida em: região externa, região logarítmica, região de transição e subcamada viscosa.

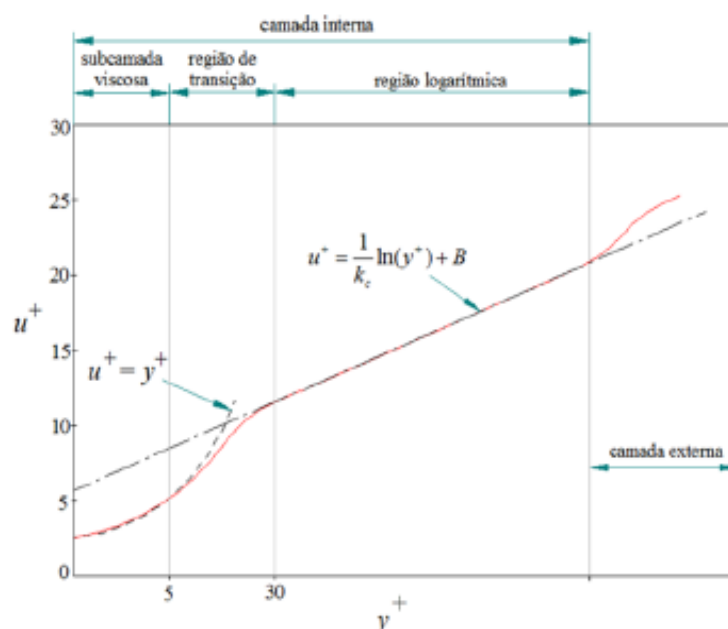


Figura 5.4 Divisões da camada-limite em um escoamento turbulento

Desse modo, o estudo da camada limite nas regiões próximas à parede mostra a necessidade de utilizar valores de y^+ em ≈ 10 para resolver o escoamento na subcamada viscosa com alguma interferência da transição, onde a tensão na parede pode ser calculada pelo gradiente de velocidade próxima da parede. Entretanto, uma estratégia adotada para capturar o gradiente, pode ser utilizando as variações de velocidade na região logarítmica variando o y^+ de 30 a 200. Uma solução mais adequada seria a adoção de um y^+ de aproximadamente 1, fazendo com que o primeiro elemento se encontre na região de subcamada viscosa. Porém, outra alternativa pode ser realizada utilizando funções de parede pré-definidas que permitem utilizar valores de y^+ dentro da região intermediária ou logarítmica sem necessidade de usar um alto refino da malha próxima da parede.

Desse modo, dos modelos de turbulência que são aplicados neste trabalho foi utilizada a função *Enhanced Wall Treatment* no software FLUENT®. Por sua vez, foram considerados na análise numérica permanente do ventilador axial os modelos Standard k-ε e k-ω SST (*Shear Stress Transport*) e para a análise transiente somente o segundo modelo de turbulência.

5.1.3 Descrição dos modelos numéricos

(a) Modelo Standard k-ε

O modelo proposto por Launder e Spalding, em 1972, é aplicado em problemas de engenharia no cálculo do escoamento devido à sua robustez, economia e acuracidade razoável. Além disso, devido ao desenvolvimento de estudos na indústria em simulações de escoamento e transferência de calor, os modelos RNG k-ε e Realizable k-ε foram desenvolvidos para a melhora do modelo original.

O Standard k-ε é definido como um modelo semi-empírico baseado em modelos de equações de transporte para a energia cinética turbulenta, k , e sua taxa de dissipação, ε . As variáveis deste modelo são obtidas por meio das equações de transporte 5.3 e 5.4.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (5.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5.4)$$

Nas Equações (5.3) e (5.4) o termo G_k representa a geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade média; G_b é a geração de energia cinética turbulenta devido à flutuabilidade; Y_M representa a contribuição da dilatação das flutuações em turbulências compressíveis para uma taxa de dissipação total; $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ e $C_{3\varepsilon}$ são constantes, σ_k e σ_ε são os números turbulentos de Prandtl para k e ε , respectivamente; e S_k e S_ε são os termos fontes (ANSYS, 2012).

(b) Modelo k-ω SST

O modelo desenvolvido por Menter em 1994 trata-se de uma mistura da robustez e acuracidade do modelo k-ω em regiões de parede e do modelo k-ε em regiões afastadas da

parede. Para isto, uma função de mistura é adicionada para implementar os modelos alternadamente e restringir a utilização de cada um para as regiões definidas. Além disso, neste modelo a definição da viscosidade turbulenta, μ_t , é modificada para considerar a tensão cisalhante turbulenta.

Com isso, para aplicações em que o escoamento apresenta gradientes de pressão adversos e separação do escoamento, o modelo k- ω SST é considerado mais preciso e confiável. Além disso, neste modelo são adicionados os modelos empíricos baseados na energia cinética turbulenta, k , e na taxa de dissipação específica, ω . As equações de transporte deste modelo são apresentadas nas Equações 5.5 e 5.6.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (5.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (5.6)$$

Nas Equações (5.5) e (5.6), a variável \tilde{G}_k representa a geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade médio, G_ω representa a geração de ω , Γ_k e Γ_ω representam a difusividade efetiva de k e ω , Y_k e Y_ω representam a dissipação de k e ω devido à turbulência, D_ω representa o termo de difusão cruzada, enquanto que S_k e S_ω são os termos fontes (ANSYS, 2012).

(c) Modelo de Ffowcs Williams e Hawkings

Este modelo representa uma generalização da teoria desenvolvida por Lighthill, em 1952, que inclui superfícies em movimento. Desse modo, Ffowcs Williams & Hawkings (1969) propuseram e permitiram uma análise detalhada do som que é produzido por pás rotativas, incluindo rotores de helicópteros, propulsores e ventiladores (CARIDI, 2008).

A equação de FW-H é essencialmente uma equação de onda não homogênea que pode ser obtida a partir da derivação da manipulação das equações de continuidade e das equações de Navier-Stokes. A equação de FW-H pode ser escrita conforme a Equação (5.7).

$$\frac{1}{a_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} [T_{ij} H(f)] - \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ [P_{ij} n_j + \rho u_i (u_n - v_n)] \delta(f) \right\} +$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \{ [\rho_0 v_n + \rho(u_n - v_n)] \delta(f) \} \quad (5.7)$$

Na Equação (5.7) o termo T_{ij} , representa o tensor de tensões de Lighthill, definido como

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + P_{ij} - a_0^2 (\rho - \rho_0) \delta_{ij} \quad (5.8)$$

A solução da Equação 5.7 é obtida usando a função de Green para espaço livre. A solução completa consiste em integrais de superfície e volume. As integrais de superfície representam as contribuições das fontes acústicas monopolo e dipolo e parcialmente das fontes quadrupolo, enquanto que as integrais de volume representam as fontes quadrupolo na região fora da superfície de fonte. A contribuição da integral de volume se torna pequena quando o escoamento é subsônico e as fontes de superfícies encobrem a região fonte. No FLUENT[®], a integral de volume é desconsiderada (ANSYS, 2012).

5.2 Metodologia Experimental

A metodologia experimental descrita neste item tem por base o banco de testes do Laboratório de Ventiladores (*LabVent*) do IEM/UNIFEI. São apresentados os principais componentes desse banco de testes, uma descrição do seu funcionamento e seu procedimento operacional bem como as diversas grandezas aerodinâmicas e acústicas de interesse.

5.2.1 Componentes do banco de testes

O ventilador axial (VA) a ser ensaiado é composto basicamente de um rotor e uma carcaça. O rotor tem diâmetro externo, D_e , de 496 mm e possui 6 pás fixadas ao cubo do rotor por meio de rebites. As pás são feitas de chapas de aço dobradas, portanto, têm espessura constante, e não têm torção na direção radial, ou seja, todas as seções radiais de cada pá têm o mesmo ângulo de montagem. A carcaça do ventilador tem diâmetro interno de 500 mm e é

feita de isopor de alta densidade. Detalhes sobre a geometria do rotor e da carcaça estão descritos no Apêndice A.

O banco de testes do Laboratório de Ventiladores do IEM/UNIFEI é composto de cinco componentes principais: 1) ventilador axial (VA) a ser ensaiado, 2) conjunto de acionamento do VA, 3) câmara de equalização de pressão (CEP), 4) unidade auxiliar e 5) instrumentação de medidas. No Apêndice B está indicada a localização desses componentes.

O conjunto de acionamento do VA é composto pelo motor de corrente contínua (MCC), mancal, onde numa das extremidades é fixado o VA, acoplamento flexível que acopla o MCC ao VA e os suportes do MCC e do mancal. Detalhes desses componentes pode ser obtido no Apêndice B. A câmara de equalização de pressão (CEP) recebe o ar ambiente aspirado pelo VA que está montado na parte frontal da CEP. O ar insuflado pelo VA sai da CEP pela tubulação de aspiração do ventilador centrífugo auxiliar (VCA). Na parede da CEP estão disponíveis duas tomadas de pressão estática que fornecem não só a pressão do ar na CEP como também a pressão estática do VA (que é a pressão estática na saída do VA). Os detalhes e as dimensões principais da CEP estão indicados no Apêndice B.

A unidade auxiliar é composta basicamente pelo ventilador centrífugo auxiliar (VCA), tubulação de aspiração do VCA e válvula controladora de vazão (VCV). O VCA é utilizado quando se pretende obter uma maior faixa de vazões do ventilador a ser ensaiado. Na tubulação de aspiração do VCA está inserida uma placa de orifício (PO) que, por meio do diferencial de pressões antes e após a placa, fornece a vazão do ventilador a ser ensaiado (VA). Detalhes da unidade auxiliar estão disponíveis no Apêndice B.

A instrumentação de medidas é composta por um tacômetro ótico digital, um manômetro do tipo Betz, uma ponte extensiométrica, um termômetro analógico, um barômetro aneróide, um higrômetro analógico e um medidor de nível sonoro. No Apêndice B é apresentada uma descrição sucinta e a resolução de cada um desses instrumentos.

5.2.2 Descrição do funcionamento do banco de testes e procedimento operacional

Uma descrição do funcionamento do banco de testes é detalhada no Apêndice B. Nesse apêndice são descritos todos os passos para a realização dos testes aerodinâmicos e

acústicos, ou seja, o procedimento operacional para obtenção das diversas grandezas aerodinâmicas e acústicas para o VA girando com rotação no intervalo de $1500^{\pm 5}$ rpm.

Com o objetivo de obter resultados coerentes do nível de pressão sonora emitido pelo ventilador, a norma ISO 13347-3 foi considerada. Dos diferentes métodos de medição, uma solução encontrada foi a medição do nível de pressão sonora em localizações definidas conforme um arranjo detalhado na norma ISO 13347-3. Como o ambiente de medição não é em campo livre, foram selecionados locais próximos ao ventilador axial para evitar que o ruído externo e reverberância do ambiente não interfiram nos valores medidos. A Figura 5.5 e a Tabela 5.1 mostram e definem os locais de medição do ruído emitido pelo ventilador de acordo com a citada norma.

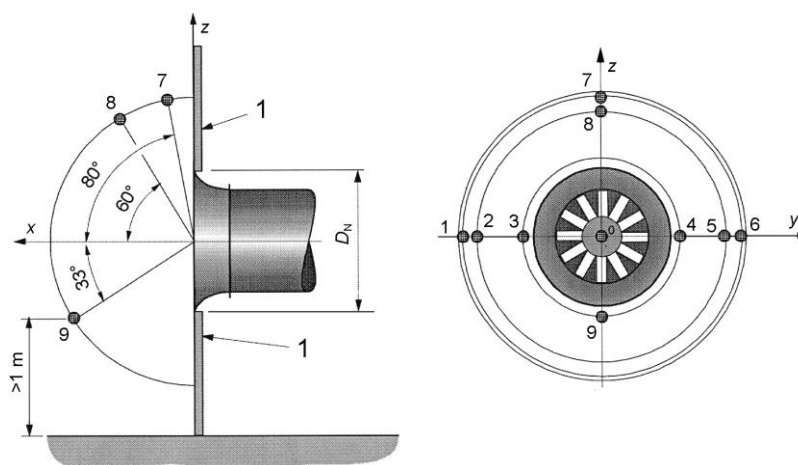


Figura 5.5 Esquema indicando as posições de medição acústica (Fonte: ISO 13347-3)

Tabela 5.1 Posição dos locais dos pontos de medição acústica (Fonte: ISO 13347-3)

Posição de Referência	Ângulo ($^{\circ}$)	x	y	z
6	80	$0,174 r$	$0,985 r$	0
1	80	$0,174 r$	$-0,985 r$	0
5	60	$0,500 r$	$0,866 r$	0
2	60	$0,500 r$	$-0,866 r$	0
3	33	$0,839 r$	$0,545 r$	0
4	33	$0,839 r$	$-0,545 r$	0
7	80	$0,174 r$	0	$0,985 r$
8	60	$0,500 r$	0	$0,866 r$
9	33	$0,838 r$	0	$-0,545 r$

5.2.3 Cálculo das grandezas aerodinâmicas e acústicas

Primeiramente, são apresentados todos os cálculos das grandezas aerodinâmicas para a condição de teste. Posteriormente, essas grandezas são convertidas para a condição-padrão. A condição-padrão estabelecida neste trabalho é para o valor de massa específica do ar de $1,225 \text{ kg/m}^3$. Como a rotação do rotor durante os testes foi estabelecida no intervalo $1500^{\pm 5}$ rpm, ao calcular as grandezas para a condição-padrão tal rotação foi fixada em 1500 rpm.

a) Grandezas aerodinâmicas

Com base nos valores medidos de: 1) rotação do rotor do VA, n ; 2) pressão estática na CEP, h_{CEP} ; 3) diferencial de pressões na placa de orifício, Δh_{PO} ; 4) valor indicado na ponte extensométrica, V_{PE} ; 5) pressão barométrica, h_b ; e 6) temperatura do ar ambiente, t_{ar} , podem ser obtidos os valores das seguintes grandezas:

a.1) Potência de eixo do ventilador axial (VA)

A potência de eixo, P_e , do ventilador axial de teste (VA) é a potência de eixo efetivamente entregue ao seu eixo. No banco de testes do *LabVent*, a potência de eixo do motor de corrente contínua (MCC), P_{eME} , pode ser calculada em função da rotação do MCC, n , que é a mesma rotação do rotor do VA, e da massa aplicada na célula de carga, m_{eME} . Entre o MCC e o VA, existem o acoplamento flexível e o mancal. Estes dois componentes produzem perdas, P_{pm} , que são dependentes da sua rotação. Para o intervalo de rotação estabelecido neste trabalho que é $1500^{\pm 5}$ rpm, o valor dessa potência perdida é $P_{pm} = 18 \text{ W}$. Tal valor foi obtido girando o conjunto do MCC a 1500 rpm sem o rotor do VA, ou seja, tal conjunto girando “a vazio”. Dessa forma, deve-se descontar da potência de eixo do MCC, P_{eME} , a potência perdida, P_{pm} , isto é,

$$P_e = P_{eME} - P_{pm} \quad (5.9)$$

$$P_{eME} = T_{eME} \omega = F_{eME} L_b \omega = 2\pi g_{local} L_b m_{eME} n \quad (5.10)$$

onde T_{eME} é o torque correspondente à potência de eixo do MCC, ω a velocidade angular do MCC, F_{eME} a força correspondente ao T_{eME} , L_b a distância da linha de centro do MCC ao ponto de atuação do braço de alavanca na célula de carga ($L_b = 237\text{mm}$) e g_{local} a aceleração da gravidade local.

$$m_{eME} = k_1 V_{PE} - k_2 \quad (5.11)$$

onde $k_1 = 0,013158$, $k_2 = 171,052632$ e V_{PE} é o valor indicado pela ponte extensométrica.

Os valores das constantes k_1 e k_2 foram obtidos por calibração da célula de carga. Os detalhes dessa calibração estão apresentados no Apêndice B.

a.2) Massa específica do ar através do VA

A massa específica do ar através do rotor pode ser obtida pela equação dos gases perfeitos. Como o ventilador de testes (VA) desenvolve baixas pressões (poucos milímetros de coluna de água) e a variação de temperatura do fluido operado por tal máquina é praticamente desprezível, a massa específica do ar através do ventilador, ρ_{ar} , pode ser estabelecida aproximadamente por

$$\rho_{ar} \cong \frac{p_b}{R_{ar} T_{ar}} \quad (5.12)$$

onde a pressão barométrica, p_b , é obtida por

$$p_b = \rho_{Hg} g_{local} h_b \quad (5.13)$$

sendo a massa específica do mercúrio dada por

$$\rho_{Hg} = 13600 - 2,4t \quad (5.14)$$

onde t é considerada igual a temperatura do ar ambiente, t_{ar} , em °C.

Na Equação (5.12),

$$R_{ar} = 287 \text{ (mN / kg K)} \quad (5.15)$$

$$T_{ar} \text{ (K)} = t_{ar} \text{ (°C)} + 273,15 \quad (5.16)$$

a.3) Vazão volumétrica do VA

A vazão de ar através do ventilador axial (VA) foi considerada igual à vazão através da placa de orifício (PO), portanto, deve-se ter o devido cuidado para que não haja vazamentos de ar no trajeto do VA até a PO. Como aproximação, o valor da massa específica do ar no cálculo da vazão volumétrica do VA, Q , será considerado igual ao valor de ρ_{ar} , conforme a Equação (5.12), pois, além de não ter sido prevista a colocação de nenhum sensor de temperatura antes e após a placa para o cálculo de ρ_{ar} na PO, a variação de massa específica é praticamente desprezível. Portanto,

$$Q = 0,066642 \sqrt{\Delta h_{PO} / \rho_{ar}} \quad (5.17)$$

Na Equação (5.17), o valor de Δh_{PO} deve estar em unidade de mm, pois a placa de orifício foi calibrada para esta unidade, resultando a constante 0,066642.

a.4) Pressão dinâmica do VA

A pressão dinâmica do VA, p_d , é a pressão dinâmica na saída do ventilador, p_{dS} , pois a pressão dinâmica na entrada do ventilador, p_{dE} , é praticamente nula. Portanto,

$$p_d = p_{dS} = \frac{\rho_{ar} c_S^2}{2} = \frac{\rho_{ar} Q^2}{2A_S^2} \quad (5.18)$$

onde c_S é a velocidade média na saída do ventilador e a área de saída do VA, A_S , é dada por

$$A_S = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2) \quad (5.19)$$

a.5) Pressão estática do VA

A pressão estática do VA, p , é a pressão estática na saída do ventilador, p_S , pois a pressão estática na entrada do ventilador, p_E , é praticamente nula. Portanto,

$$p = p_S = \rho_{H_2O} g_{local} h_S = \rho_{H_2O} g_{local} h_{CEP} \quad (5.20)$$

onde a massa específica da água é dada por

$$\rho_{H_2O} = 1000 - \frac{(t-4)^2}{180} \quad (5.21)$$

onde t , em °C, é a temperatura da água no manômetro do tipo Betz.

a.6) Pressão total do VA

Sendo as pressões estática, p_E , e dinâmica p_{dE} , na entrada do VA praticamente nulas, em virtude da configuração do banco de testes, a pressão total do VA, Δp_T , torna-se

$$\Delta p_T = p_{TS} - p_{TE} = (p_S + p_{dS}) - (p_E + p_{dE}) = p_S + p_{dS} = p_S + p_d \quad (5.22)$$

a.7) Potência hidráulica do VA

A potência hidráulica (ou potência útil do fluido) de ventiladores, P_h , é dada por

$$P_h = Q \Delta p_T K_p \quad (5.23)$$

onde K_p é o fator de compressibilidade.

Ao contrário de ventiladores centrífugos, onde a pressão total pode atingir valores muito maiores que 200 mmH₂O e, portanto, deve ser calculado o fator de compressibilidade, o mesmo não acontece com ventiladores axiais de baixa pressão. Para ventiladores axiais, o fator de compressibilidade é praticamente igual a 1. Dessa forma, a potência hidráulica dada na Equação (5.23) torna-se

$$P_h = Q \Delta p_T \quad (5.24)$$

a.8) Rendimento total do VA

O rendimento (eficiência) total de ventiladores é dado por

$$\eta = \frac{P_h}{P_e} \quad (5.25)$$

a.9) Rendimento estático do VA

O rendimento estático de ventiladores é dado por

$$\eta_{est} = \eta \left(\frac{P}{\Delta p_T} \right) \quad (5.26)$$

Conforme comentado no início do Item 5.2.3, as grandezas aerodinâmicas obtidas para a condição de testes, particularmente, Q , Δp_T , P_e e p_d devem ser convertidas para a condição-padrão (1,225 kg/m³).

Segundo Jorgensen (1982), com base nas chamadas Leis de Afinidade para ventiladores, e desconsiderando o efeito de compressibilidade, as grandezas aerodinâmicas para a condição-padrão (índice I) são dadas por

$$Q_I = Q_{II} \left(\frac{D_I}{D_{II}} \right)^3 \left(\frac{n_I}{n_{II}} \right) \quad (5.27)$$

$$\Delta p_{T I} = \Delta p_{T II} \left(\frac{D_I}{D_{II}} \right)^2 \left(\frac{n_I}{n_{II}} \right)^2 \left(\frac{\rho_I}{\rho_{II}} \right) \quad (5.28)$$

$$P_{e I} = P_{e II} \left(\frac{D_I}{D_{II}} \right)^5 \left(\frac{n_I}{n_{II}} \right)^3 \left(\frac{\rho_I}{\rho_{II}} \right) \quad (5.29)$$

$$p_{d I} = p_{d II} \left(\frac{D_I}{D_{II}} \right)^2 \left(\frac{n_I}{n_{II}} \right)^2 \left(\frac{\rho_I}{\rho_{II}} \right) \quad (5.30)$$

onde as grandezas com índice II se referem às condições de teste. Portanto, $Q_{II} = Q$ (Equação (5.17)), $\Delta p_{TII} = \Delta p_T$ (Equação (5.22)), $P_{eII} = P_e$ (Equação (5.9)) e $p_{dII} = p_d$ (Equação (5.18)). D_I e D_{II} são os diâmetros externos de dois ventiladores geometricamente semelhantes. No presente trabalho, $D_I = D_{II} = 496$ mm. n_I e n_{II} são as rotações de dois ventiladores geometricamente semelhantes. No presente trabalho, $n_I = 1500$ rpm e $n_{II} = 1495, 1496, \dots, 1504$ ou 1505 (veja, por exemplo, a Tabela C.1 no Apêndice C).

b) Grandezas acústicas

Com base nos valores medidos pelo medidor de nível sonoro, podem ser obtidos os valores das seguintes grandezas:

b.1) Nível de pressão sonora do ventilador axial (VA)

O nível de pressão sonora médio, \bar{L}_p , é dado por

$$\bar{L}_p = 10 \log \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{0,1L_{pi}} \right) \quad (5.31)$$

onde L_{pi} é o nível de pressão sonora da banda na posição do i -enésimo medidor com o ventilador axial (VA) em operação e N número de posições dos microfones.

b.2) Nível de potência sonora do ventilador axial (VA)

O nível de potência sonora, L_w , é dado por

$$L_w = \bar{L}_p + 10 \log(S / S_0) - K_1 - K_2 - 10 \log(\rho c / 400) \quad (5.32)$$

onde K_1 é o fator correção do nível sonoro para as bandas devido ao ruído externo, K_2 o fator de correção do nível sonoro para as bandas devido ao ambiente, S é a área da região semi-hemisférica em que considera-se o raio de medição até a “fonte” e S_0 é a área de referência.

Capítulo 6

Resultados Numéricos e Experimentais

Neste capítulo são apresentados os principais resultados numéricos e experimentais, tanto aerodinâmicos como acústicos obtidos neste trabalho. São apresentadas também algumas comparações entre certas grandezas aerodinâmicas e acústicas obtidas numericamente e experimentalmente. Diversos resultados experimentais estão apresentados no Apêndice C.

6.1 Resultados Numéricos

As simulações numéricas realizadas para o ventilador axial (VA) foram desenvolvidas no programa comercial FLUENT[®], versão 15.0. Para as análises aerodinâmica e de nível de potência sonora do VA foram consideradas nas simulações as hipóteses de escoamento relativo permanente, incompressível e isotérmico. Já para o estudo acústico foi considerado escoamento transiente, incompressível e isotérmico. Em ambos os estudos a massa específica e a viscosidade dinâmica do ar, implementadas nas simulações numéricas, foram $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$ e $\mu = 1,7894 \times 10^{-5} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$.

6.1.1 Geometria e malha

Como descrito no Capítulo 3 e detalhado no Apêndice A, foram realizadas medições no VA para representação computacional da superfície do rotor. Além disso, foram definidos

os contornos de entrada e de saída para representação do domínio computacional. Por sua vez, no desenvolvimento dos domínios de entrada, de saída e do rotor foram consideradas adaptações na representação do domínio computacional em comparação com aqueles do banco de testes, conforme detalhado na Figura 6.1.

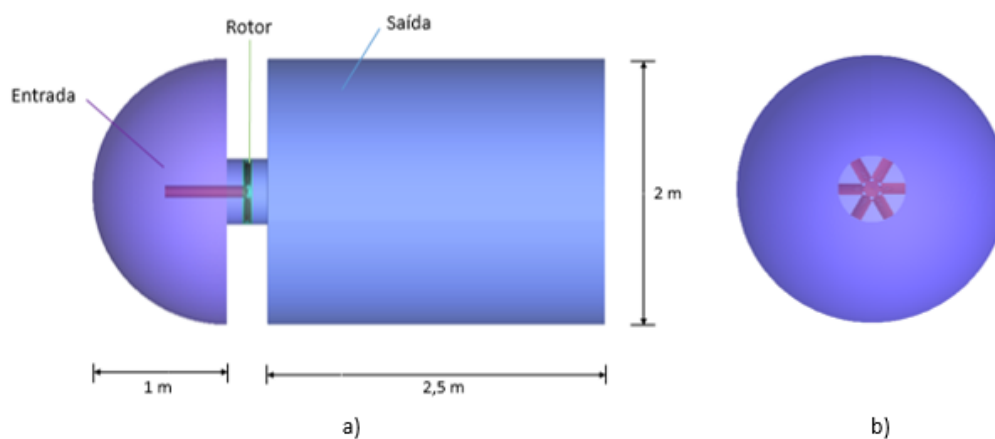


Figura 6.1 Representação dos domínios de entrada, do rotor e de saída para análise numérica (a) vista longitudinal e (b) vista frontal

Desse modo, observa-se na Figura 6.1 a representação do domínio computacional implementado. Das alterações nesse domínio, primeiramente não foram representados os componentes do conjunto do MCC (suportes, mancal, acoplamento, etc.), que interferem no escoamento incidente no ventilador axial (VA). Segundo, no domínio de saída foi representado um domínio interno reduzido da câmara de equalização de pressão (CEP). As alterações citadas naturalmente interferem nos resultados numéricos, mas estas foram impostas pela necessidade de redução do tempo computacional.

A partir da geometria definida no ICEM-CFD-15.0[®], foi definida a malha computacional para as análises aerodinâmicas e acústicas do VA. Das definições dos parâmetros de construção de malha, foi considerada uma malha não-estruturada com núcleo hexaédrico nos três domínios, com a finalidade de reduzir o número de elementos.

O domínio computacional que possui maior refinamento é o do rotor, ou seja, foram considerados menores tamanhos de elementos para a discretização das superfícies. Nas superfícies do rotor, foi implementada uma malha prismática de 5 camadas com taxa de crescimento de 1,2, para resolver os escoamentos nesta região. O valor de y^+ adotado foi de 30 e foi calculada a altura do primeiro elemento ($0,5 \times 10^{-4}$ m). Na Figura 6.2 observa-se a malha na superfície do rotor.

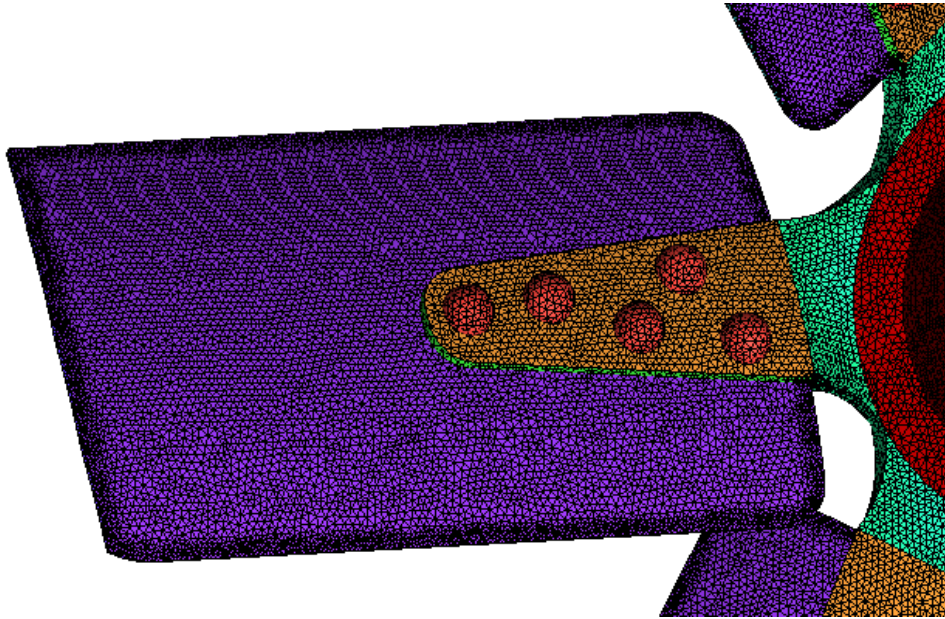


Figura 6.2 Discretização na superfície do rotor

Por meio da Figura 6.2 é possível observar que o rotor possui um maior grau de refinamento nas regiões de extremidade da pá. No domínio do rotor foi definido um tamanho máximo dos elementos de 5 mm. Além disso, na superfície da pá foram considerados tamanhos máximos de 1 mm e 2 mm, respectivamente, para as extremidades e superfícies superiores e inferiores da pá. Na região de fixação de cada pá com o cubo do rotor, a malha apresenta um grau de refinamento menor, sendo o tamanho do elemento máximo na superfície igual a 3,5 mm e nos rebites de 2,5 mm.

Já nos domínios de entrada e de saída foi considerado um tamanho máximo de elementos de 25 mm. Nas superfícies de interface de entrada/rotor e rotor/saída foram considerados elementos com tamanho máximo de 5 mm. As especificações de números de elementos e nós de cada domínio podem ser observadas na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 Número de elementos e número de nós nos domínios computacionais discretizados

Domínio	Número de elementos	Número de nós
Entrada	825.266	247.352
Rotor	3.724.082	1.120.111
Saída	1.396.431	639.123
Total	5.945.779	2.006.586

A escolha dos domínios citados foi definida por meio dos parâmetros *skewness* e *aspect ratio*. O valor *skewness* médio para os domínios de entrada, do rotor e de saída foram 0,972; 0,949 e 0,979, respectivamente. Já o *aspect ratio* médio para estes domínios foram de 4,53; 4,7 e 3,79, respectivamente. Vale ressaltar que o valor de *aspect ratio* ideal é 1 e não são aconselháveis valores de *skewness* maiores que 0,95, pois este pode afetar na convergência dos resultados.

Como os valores adotados não foram ideais, os domínios foram exportados e anexados ao FLUENT®. Neste programa foi utilizado o comando de melhora de qualidade de malha para que estes parâmetros se adequassem ao proposto. Com essa aplicação, o número de elementos total diminuiu para 5.203.413 elementos.

Vale ressaltar que a mesma metodologia foi implementada para o teste de convergência de malha. Primeiro, foi analisado uma diminuição proporcional do tamanho máximo dos elementos no domínio do rotor, com a finalidade de aumentar em 50% o número de elementos nesta região. Assim, considerando as mesmas características para a região prismática, foi obtido um domínio do rotor com 5.761.549 elementos. Com a inserção deste no programa FLUENT e as alterações para melhora na qualidade de malha, o número de elementos apenas no domínio de rotor foi de 5.101.462.

6.1.2 Condições de contorno

Para o escoamento permanente uma condição de *pressure inlet* e *pressure outlet* foi considerada na entrada e saída, respectivamente. Vale ressaltar que estas condições de contorno não são uma condição adequada para a análise aerodinâmica do ventilador por requerer maior tempo para obter a solução do problema. Na entrada, é especificada a pressão total, enquanto que na saída é especificada uma pressão estática. Apesar disso, uma análise com diferentes condições de contorno foi utilizada para observar a distribuição do nível de potência sonora nos domínios. Assim, para as condições de operação do Teste 3 (realizado em 06/01/2018) foi realizada uma análise em regime permanente com uma condição de *mass flow inlet* na entrada e *pressure outlet* na saída.

Desse modo, para uma estimativa das curvas de desempenho aerodinâmico do VA, as condições de contorno de pressão foram adotadas para determinar o comportamento do VA.

Para o escoamento transiente foi considerada a condição de *mass flow inlet* na entrada e pressão estática na saída, a partir da especificação dos dados obtidos nos experimentos aerodinâmicos.

Além disso, as condições de parede foram utilizadas nas superfícies sólidas e foram definidas como estacionárias ou rotacionais. Neste estudo, as superfícies da pá e do cubo foram definidas com movimento rotacional em relação à região adjacente. As demais superfícies foram definidas como estacionárias. Vale ressaltar que a condição de não escorregamento nas paredes é considerada para buscar a solução do problema. As condições de contorno para o regime permanente estão indicadas na Figura 6.3.

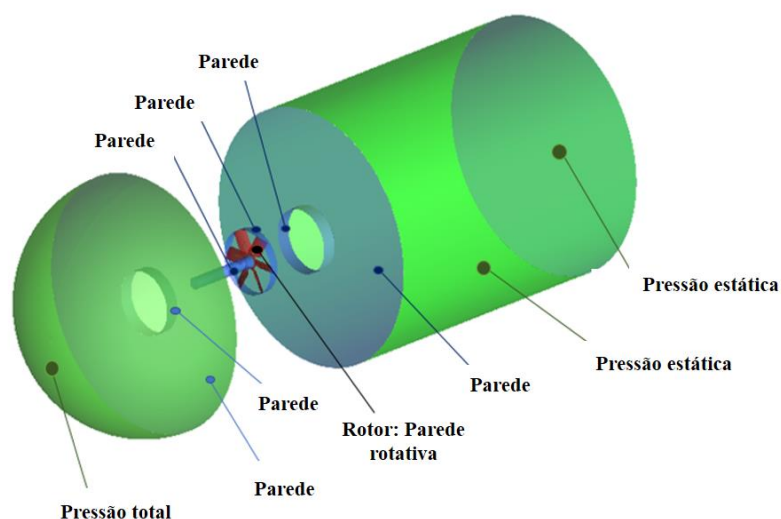


Figura 6.3 Vista explodida do domínio do escoamento indicando as condições de contorno adotadas para regime permanente

Como explicado anteriormente, para o regime transiente, a condição de entrada é de vazão mássica. Além disso, durante a realização de simulações do regime transiente foi observada uma demora significativa para convergência dos resultados. A partir disso, foram adotadas as condições de contorno de vazão mássica na entrada e de pressão estática na saída para que fosse possível obter uma solução mais rápida no estudo acústico do VA.

Outra diferença adotada quanto às simulações dos regimes permanente e transiente está na metodologia de referência usada entre os domínios. Para o regime permanente, foi considerado o MRF, enquanto que para o regime transiente o SMM. Para o MRF o rotor foi definido como domínio de referência e para o SMM foi considerada a movimentação de malha para o domínio do rotor.

6.1.3 Métodos e controles da solução numérica

Devido à complexidade na solução das equações de Navier Stokes, o programa FLUENT® permite a aplicação de métodos de soluções numéricas aproximadas com base em esquemas numéricos para determinação das derivadas ou variações de diferentes ordens. Por outro lado, sabe-se que não existe uma equação de transporte para a pressão, sendo necessário um acoplamento entre o campo de pressão e de velocidades. Na Tabela 6.2 é possível observar os métodos de solução adotados para os regimes transiente e permanente.

Tabela 6.2 Métodos de solução implementados para simulações em regimes transiente e permanente

Regime	Método de Solução
Transiente	Acoplamento Pressão-Velocidade: Esquema: SIMPLE
	Discretização espacial: Gradiente: <i>Least Squares Cell Based</i> Pressão: <i>Second Order</i> Quantidade de Movimento: <i>Second Order Upwind</i> Energia Cinética Turbulenta: <i>Second Order Upwind</i> Taxa de Dissipação Específica: <i>Second Order</i>
	Formulação transiente: <i>Second Order Implicit</i>
Permanente	Acoplamento Pressão-Velocidade: Esquema: SIMPLE
	Discretização espacial: Gradiente: <i>Least Squares Cell Based</i> Pressão: <i>Second Order</i> Quantidade de Movimento: <i>Second Order Upwind</i> Energia Cinética Turbulenta: <i>Second Order Upwind</i> Taxa de Dissipação Específica: <i>Second Order</i>

Outro fator importante na resolução do problema é o controle da mudança de variáveis a ser calculadas para cada iteração, que pode ser realizada a partir da definição dos fatores de relaxação. Ou seja, o problema pode apresentar um comportamento instável ou não obter convergência. Assim, a implementação de diferentes fatores de relaxação, para o regime

permanente, foi analisada considerando a convergência dos resíduos e a estabilidade das curvas de resíduos durante os cálculos. A Tabela 6.3 apresenta os valores dos fatores de relaxação adotados.

Tabela 6.3 Valores dos fatores de relaxação usados nas simulações numéricas

Grandeza	Fator de Relaxação
Pressão	0,4
Densidade	1,0
Forças de corpo	1,0
Quantidade de Movimento	0,3
Energia cinética turbulenta	0,3
Taxa de dissipação específica	0,7
Viscosidade turbulenta	1,0

Apesar de adotar os mesmos métodos de solução e fatores de relaxação, a análise transiente se difere quanto à definição do *time step*. Foi adotado um valor de $2,5 \times 10^{-5}$ s de variação temporal para cada *time step*. Porém, um total de 3.200 *time steps* seriam suficientes para analisar duas rotações do VA. O valor do *time step* está diretamente relacionado aos valores de frequência máximos que podem ser obtidos nas soluções acústicas. Assim, esse valor foi definido para se obter resultados do nível de pressão sonora até 20.000 Hz.

6.1.4 Pós-processamento e validação dos resultados

Nesta seção são apresentados os resultados obtidos para as simulações transiente e permanente. Para o regime permanente, foram analisados os modelos de turbulência *Standard k-ε* e *k-ω SST*, com a finalidade de se obter as características de desempenho do VA. Para o regime transiente foi implementado o modelo de turbulência *k-ω SST* e o modelo acústico *Ffowcs-Williams e Hackings*, para se obter o nível de pressão sonora emitido pelo ventilador nas posições estabelecidas na etapa experimental.

6.1.4.1 Simulações numéricas para o regime permanente

Nos casos simulados para o regime permanente, a convergência foi definida pelos valores de resíduos, monitoramento da pressão total e vazão volumétrica nas interfaces

entrada/rotor e rotor/saída. Para os casos de vazões superiores a $0,7132 \text{ m}^3/\text{s}$ foi considerada a convergência dos resíduos de continuidade de aproximadamente 1×10^{-5} e os resíduos de turbulência e velocidade de aproximadamente 1×10^{-4} . Porém, para os casos com vazões inferiores, foram definidos como critério de convergência resíduos de aproximadamente 1×10^{-4} para a continuidade e 1×10^{-3} para os resíduos de velocidade e turbulência.

Vale ressaltar que, após a convergência dos resíduos, foi necessário um maior número de iterações para que valores de vazão volumétrica e pressão total nas superfícies de interface convergissem. Desse modo, a partir dessas especificações, a convergência foi obtida aproximadamente após 5.500 iterações para cada simulação realizada. As simulações com os modelos de turbulência *Standard* k- ϵ apresentaram tempo de solução de aproximadamente 10 horas e o k- ω SST de aproximadamente 14 horas. A Figura 6.4 mostra o comportamento dos resíduos durante a convergência para uma condição de pressão total nula na entrada e pressão estática na saída de 100 Pa para o modelo k- ω SST.

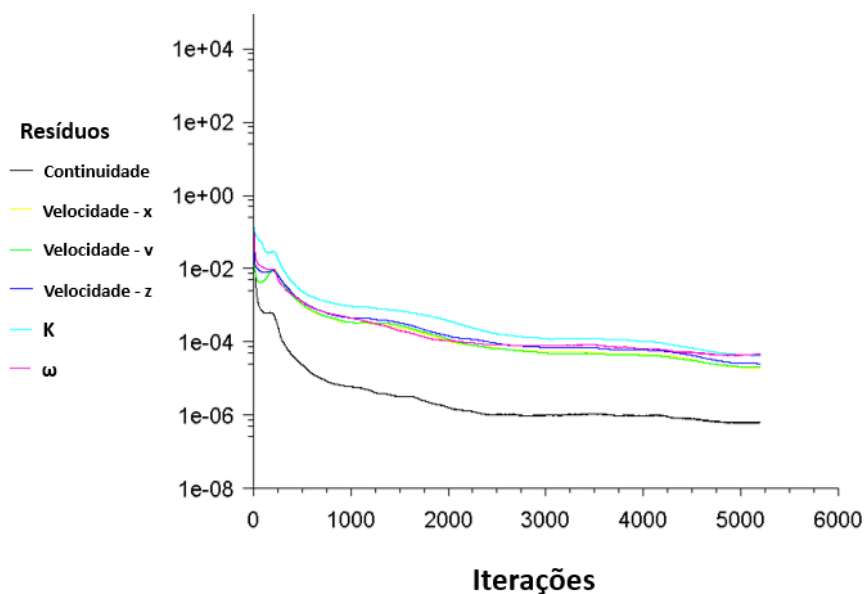


Figura 6.4 Histórico de resíduos de cada iteração da simulação numérica

No total foram realizados 7 casos com o modelo de turbulência *Standard* k- ϵ e 12 casos para o modelo de turbulência k- ω SST. Além disso, foi realizado um caso a mais para cada um dos modelos de turbulência, para análise de convergência do problema. As Figuras 6.5, 6.6 e 6.7 apresentam uma comparação entre os valores experimentais com os obtidos pelas simulações numéricas.

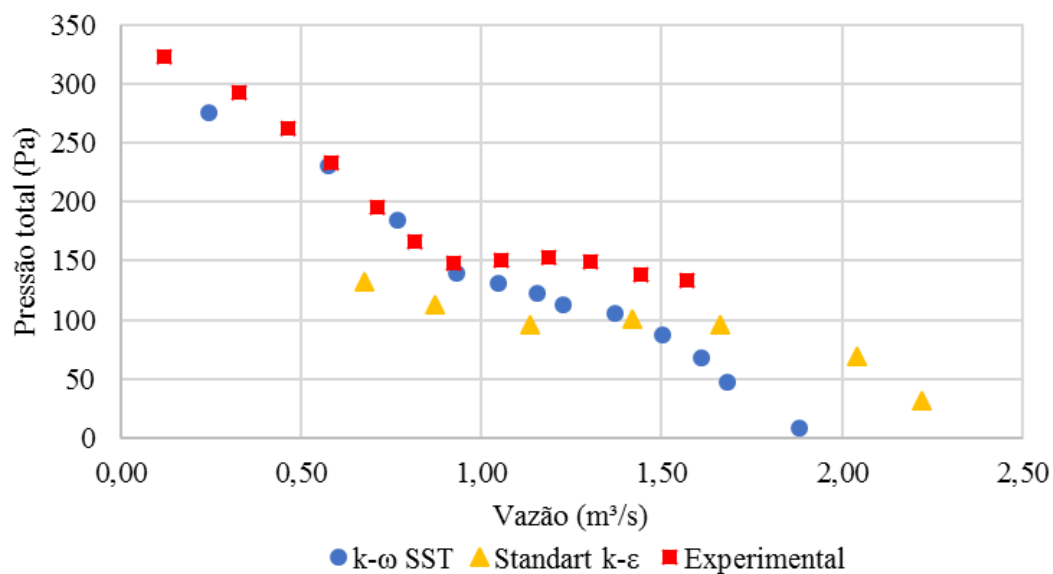


Figura 6.5 Comparação entre os resultados numéricos e experimentais de pressão total em função da vazão

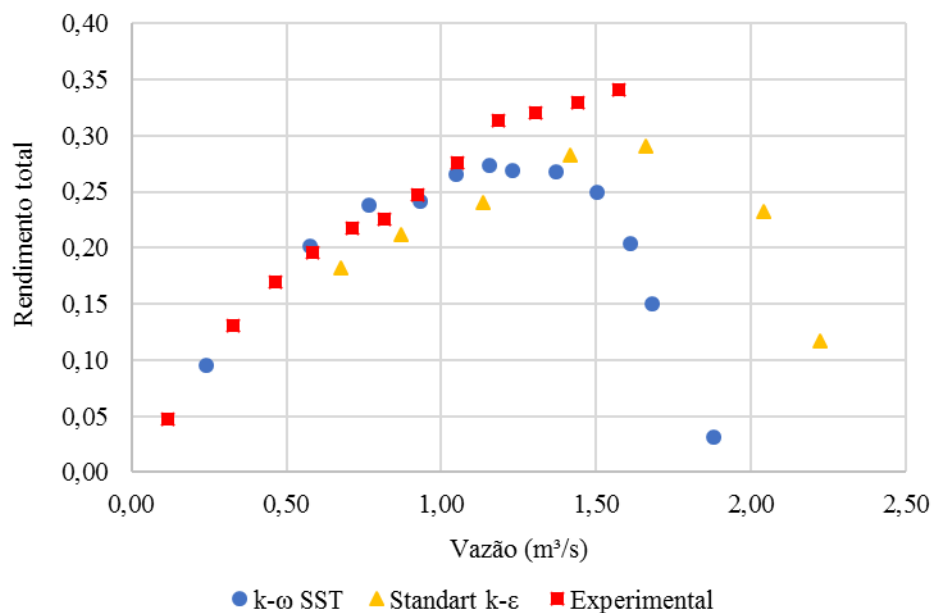


Figura 6.6 Comparação entre os resultados numéricos e experimentais de rendimento total em função da vazão

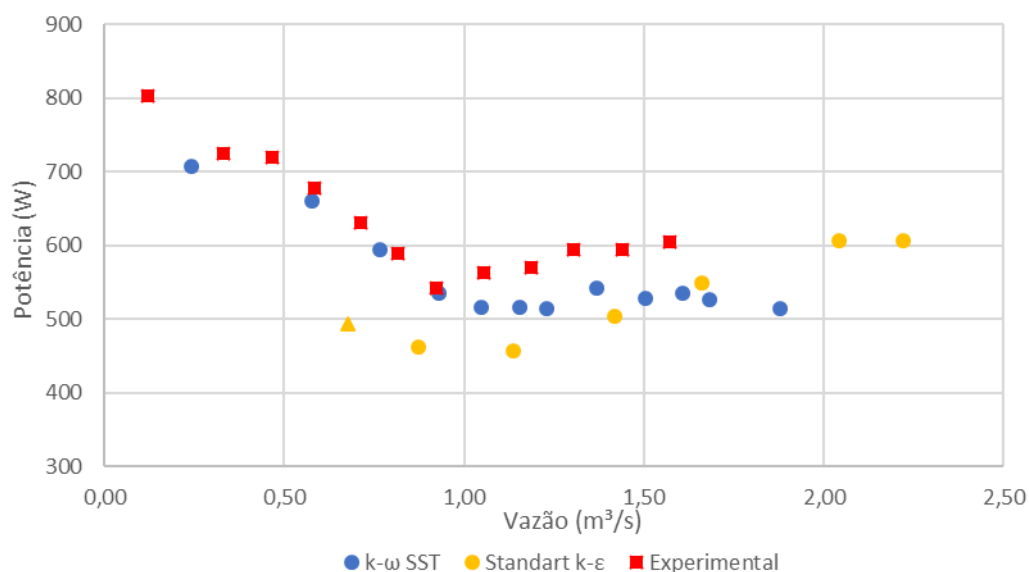


Figura 6.7 Comparação entre os resultados numéricos e experimentais de potência de eixo em função da vazão

A partir das Figuras 6.5, 6.6 e 6.7 é possível comparar os resultados numéricos e experimentais, avaliar os resultados dos modelos de turbulência e definir se a metodologia numérica desenvolvida é adequada. Dos resultados apresentados, primeiro, conclui-se que o modelo de turbulência *Standard k-ε* apresentou resultados muito distantes dos obtidos experimentalmente. Segundo, a mesma característica pode ser observada para o modelo de turbulência *k-ω SST*, para vazões superiores a $0,9240 \text{ m}^3/\text{s}$. Ou seja, para valores menores de vazão os resultados tem maior precisão tanto para o comportamento da curva de pressão total quanto para a curva de rendimento e potência de eixo.

Com o comportamento do ventilador axial determinado foi realizada a análise de convergência para ambos os modelos. A análise de convergência baseou-se em analisar o refinamento na região do rotor e avaliar se a discretização do domínio do rotor está adequada. As Tabelas 6.4 e 6.5 mostram os resultados obtidos para o teste de convergência.

Tabela 6.4 Convergência numérica para o modelo de turbulência *k-ω SST*

Número de elementos	Pressão estática (Pa)	Vazão (m³/s)	Pressão total (Pa)
3.259.105	75,0000	1,3695	106,1301
5.101.462	75,0000	1,3703	106,1665
Erro		0,9994	0,9996

Tabela 6.5 Convergência numérica para o modelo de turbulência *Standard k-ε*

Número de elementos	Pressão estática (Pa)	Vazão (m ³ /s)	Pressão total (Pa)
3.259.105	-50,0000	2,2218	31,9346
5.101.462	-50,0000	2,2173	31,5996
Erro		0,9980	0,9895

A partir dos dados indicados nas Tabelas 6.4 e 6.5, é possível afirmar que o estudo com a malha com menor refinamento apresenta resultados coerentes para ambos modelos de turbulência. Ambas simulações apresentam diferenças de vazão e pressão total menores que 1%. Apesar disso, as diferenças não são significativas e os resultados detalhados anteriormente podem ser considerados satisfatórios.

Além do fator de convergência, o parâmetro de parede, y^+ , foi analisado para o caso com condição de saída de pressão estática de 125 Pa. Por meio das funções de pós-processamento do programa FLUENT[®], foi observado que, devido à aplicação da ferramenta de melhora na qualidade de malha, este parâmetro apresentou uma determinada variação. Para as regiões de conexão rotor/cubo e nas superfícies da pá, foi observado uma variação do y^+ de 5 até 40. Desse modo, os valores de parede adotados produzem uma análise detalhada e suficiente para o cálculo da camada-limite na região.

Como descrito anteriormente, três simulações, considerando os resultados experimentais, foram utilizadas para as análises acústicas. As condições de contorno foram: vazão mássica na entrada e pressão estática na saída, sendo considerado o modelo de turbulência $k-\omega$ SST. Quanto ao critério de convergência, foi considerada a mesma estratégia para os intervalos de vazão definidos para a etapa anterior. Do mesmo modo que as simulações anteriores foram observadas a convergência da vazão volumétrica e dos valores de pressão nas superfícies de interface.

É importante mencionar que a simulação numérica foi realizada apenas para analisar as características acústicas da condição de operação 1, 2 e 3 do Teste 3 do ventilador axial (VA). Desse modo, na Tabela 6.6 estão indicados os resultados numéricos aerodinâmicos e acústicos.

Tabela 6.6 Resultados experimentais e numéricos para algumas grandezas aerodinâmicas e acústicas

	Vazão volumétrica (m ³ /s)	Pressão total (Pa)	Rendimento total (-)	Nível de potência sonora (dB)
Experimental	0,7640	182,9405	0,2302	94,7
Numérico			0,2393	93,0
Experimental	0,9291	147,3384	0,2609	91,2
Numérico			0,2644	90,6
Experimental	1,1458	150,9514	0,2997	92,0
Numérico			0,3028	88,5

Desse modo, observa-se que a aplicação de diferentes condições de contorno e a implementação dos resultados experimentais propiciou em um menor erro entre os resultados numérico e experimental. Ou seja, o aumento da vazão do sistema não proporcionou um aumento nos desvios dos resultados numérico e experimental aerodinâmicos de rendimento se comparado à estratégia adotada anteriormente.

Dos resultados numéricos acústicos encontrados na Tabela 6.6, tem-se a representação do nível de potência sonora máxima no domínio do rotor. Para o cálculo desse parâmetro acústico o modelo acústico de *Broadband Noise Sources* foi ativado. Assim, foram especificadas as constantes do modelo: $\rho_{ar} = 1,225 \text{ kg/m}^3$, $c_{som} = 340 \text{ m/s}$ e uma potência acústica de referência de $1 \times 10^{-12} \text{ W}$.

Vale ressaltar que este não representa o nível de potência sonora total do ventilador já que este foi obtido por meio de uma distribuição deste parâmetro na superfície do rotor. Ou seja, a partir da distribuição do nível de potência sonora na superfície do rotor foi adotado o valor máximo para representar o nível de potência sonora do ventilador. A Figura 6.8 mostra os contornos de potência acústica na superfície do rotor e em alguns planos orientados perpendiculares ao eixo de rotação para o ventilador operando com vazão de $1,1458 \text{ m}^3/\text{s}$ e pressão total de $150,9514 \text{ Pa}$.

Nos resultados apresentados na Figura 6.8.a-b verifica-se que a região próxima ao bordo de ataque e ponta da pá é a que possui maior nível de potência sonora. Além disso, os contornos deste parâmetro apresentam-se com maior intensidade no lado de sucção da pá. Já nos planos perpendiculares à direção do escoamento observa-se a distribuição de potência sonora para várias posições entre as interfaces de entrada e saída do domínio do rotor.

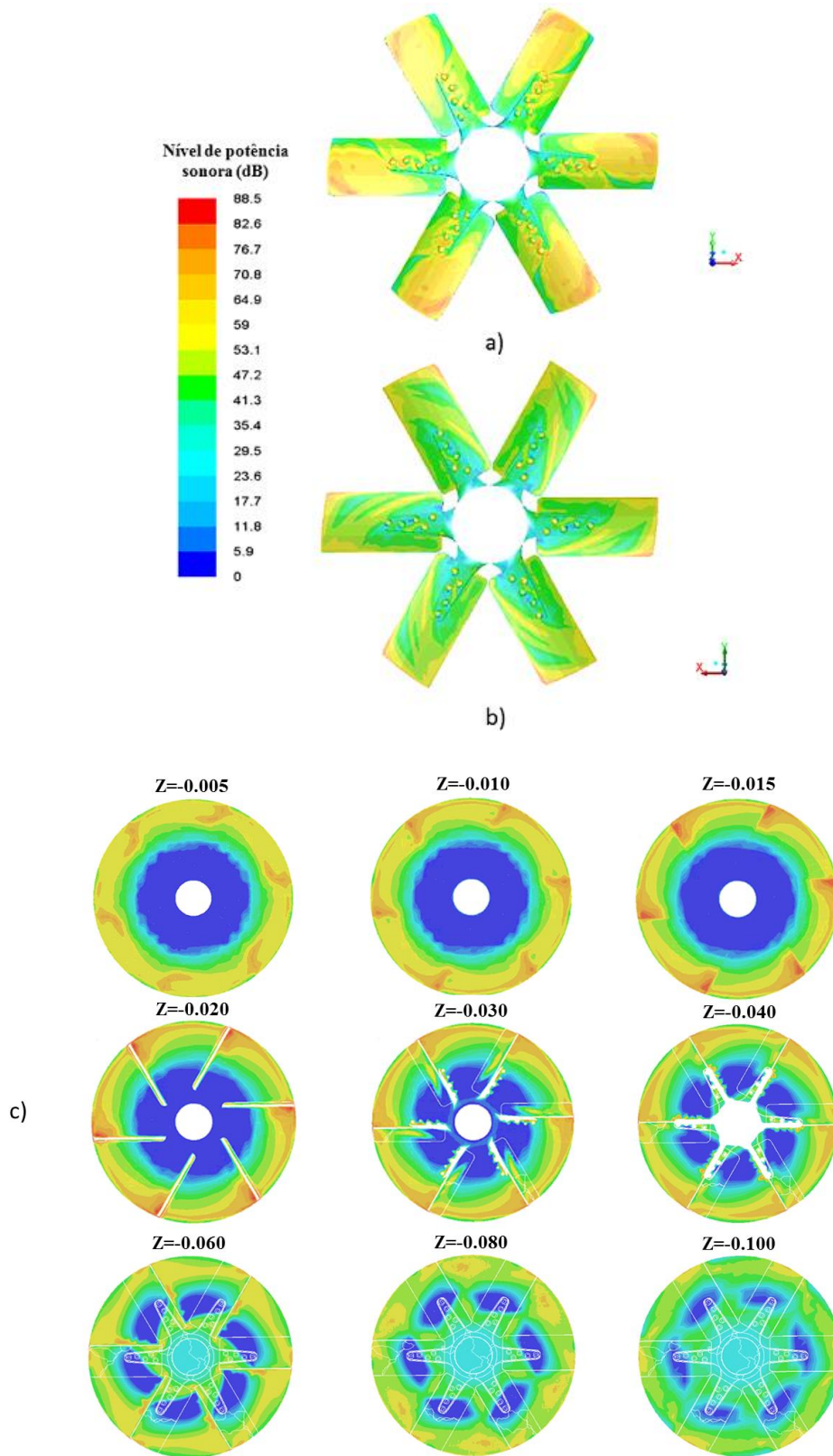


Figura 6.8 (a) Distribuição do nível de potência sonora do lado de sucção do rotor; (b) Distribuição do nível de potência sonora no lado de pressão do rotor; (c) Distribuição do nível de potência sonora em superfícies do plano perpendicular ao eixo de rotação Z

Além disso nas superfícies apresentadas na Figura 6.8c nota-se valores de pico na superfície próxima ao bordo de ataque, médios nas superfícies perto do bordo de fuga do rotor e uma influência significativa do escoamento secundário no domínio do rotor pois nos locais próximos a ponta da pá e carcaça o nível de potência sonora é considerável. Nas Figuras 6.9 e 6.10 são representados os contornos de pressão estática na superfície do rotor no lado de sucção e de pressão, respectivamente.

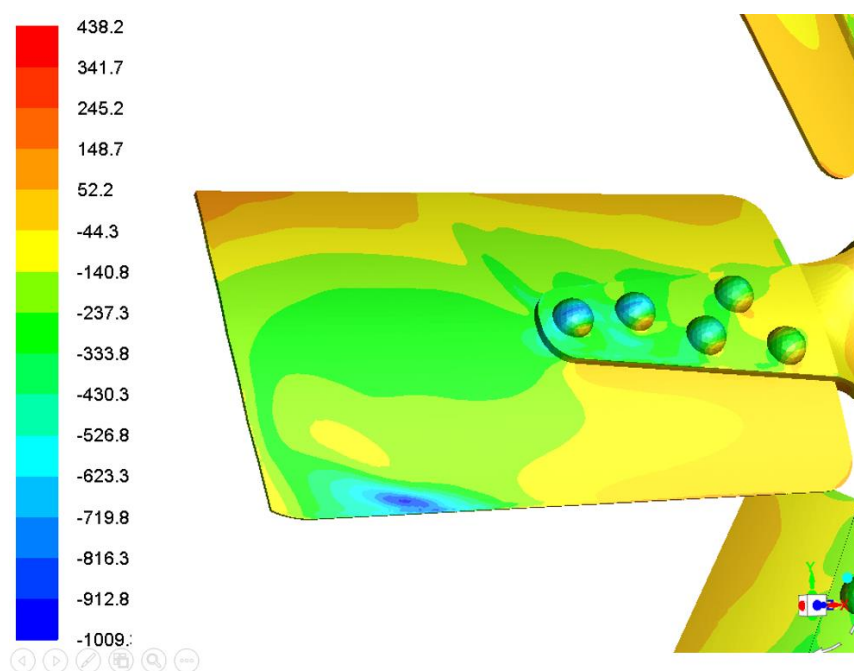


Figura 6.9 Contornos de pressão estática no lado de sucção da pá

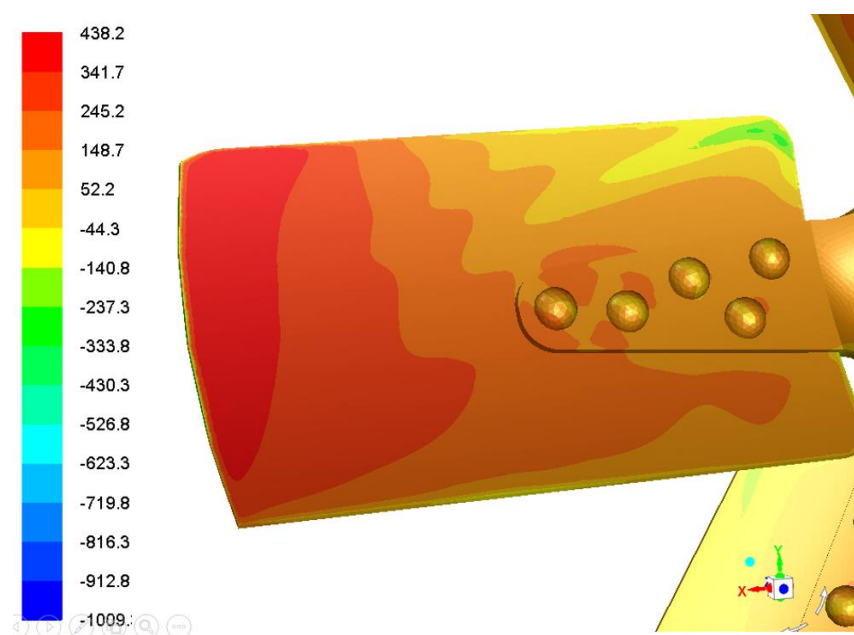


Figura 6.10 Contornos de pressão estática no lado de pressão da pá

No lado de sucção da pá observa-se que as menores pressões estão mais próximas ao bordo de ataque, sendo que os valores de pressões diminuem à medida que se aproximam da ponta da pá. Além disso, os contornos de pressão estática no lado de pressão do rotor axial indicam que as maiores pressões estão localizadas mais próximas a ponta da pá do que no cubo. Na Figura 6.11 é apresentada as linhas de corrente para o rotor axial considerando os mesmos parâmetros de operação.

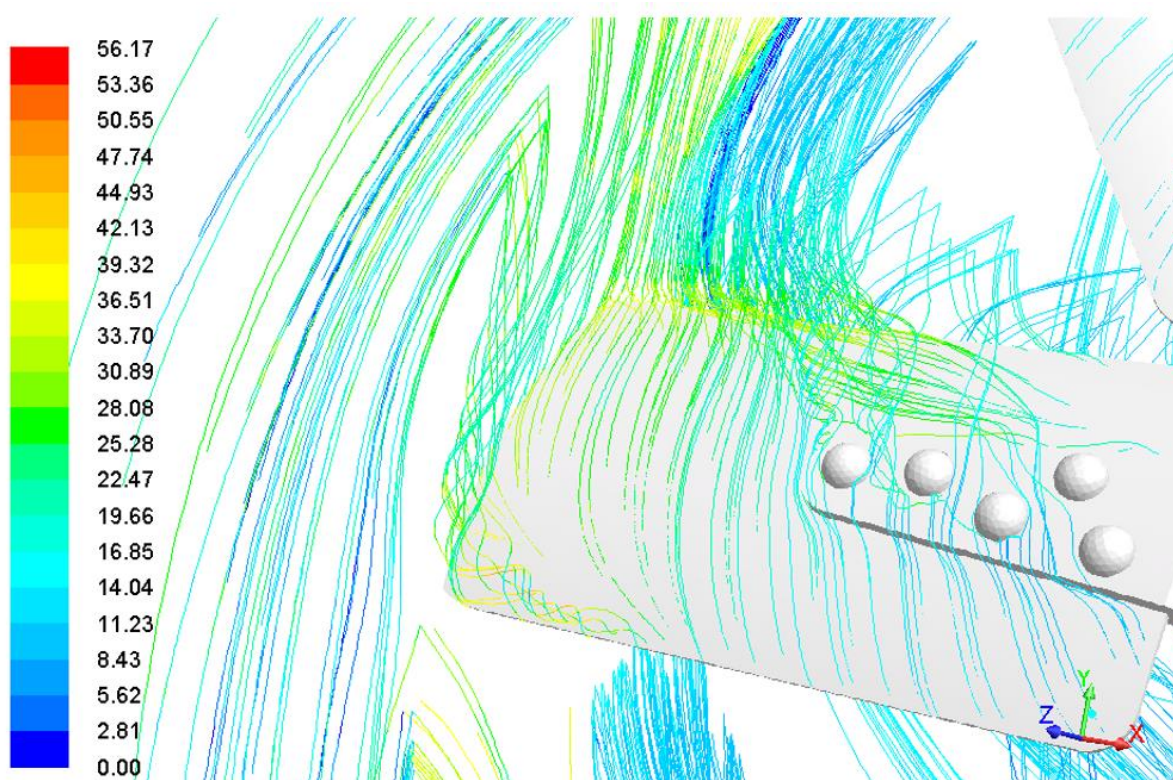


Figura 6.11 Linhas de corrente em torno da pá do rotor considerando a magnitude da velocidade

Na Figura 6.11 verifica-se que a região que apresenta maior vorticidade é a próxima ao bordo de ataque e a região da conexão entre a pá e o cubo. É importante mencionar que estes fenômenos do escoamento estão diretamente relacionados ao elevado nível de potência sonora na região conforme apresentado na Figura 6.8c.

6.1.4.2 Simulação numérica para o regime transitório

A análise do escoamento transiente para o ventilador de placa sem torção teve como objetivo obter as características de emissão sonora por meio da implementação da Transformada de Fourier. Dentre as principais características a análise do espectro de pressão

sonora é importante e permite observar efeitos como a frequência de passagem das pás. Além disso, podem ser determinadas as características de amplitude sonora para uma ampla faixa de frequência, assim como a pressão acústica emitida em relação ao tempo de simulação.

Para obter a convergência numérica do regime transiente foram considerados, para cada *time step*, valores de 10^{-4} para os resíduos de massa, velocidade e turbulência. Além disso, para determinar os parâmetros acústicos foram considerados os resultados após a obtenção da “estabilidade” dos parâmetros de pressão total na saída do rotor ao longo do tempo de simulação. A Figura 6.12 mostra o gráfico de convergência de resíduos do cálculo numérico implementado pela adoção do modelo de turbulência URANS $k-\omega$ SST, considerando 5 dias de simulação.

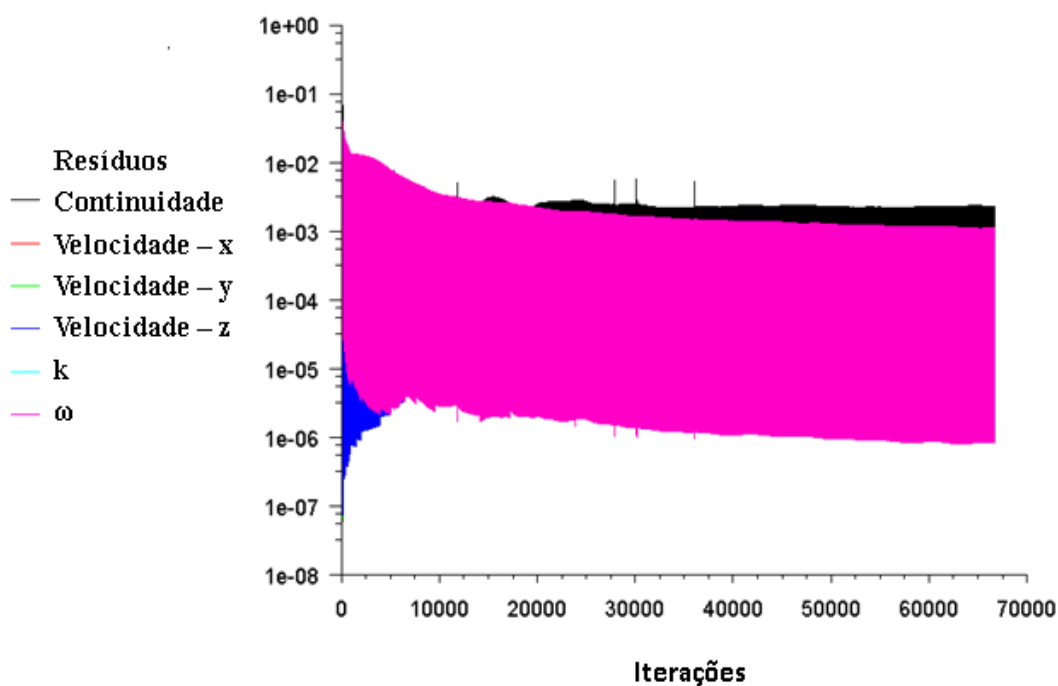


Figura 6.12 Histórico de resíduos para cada iteração do cálculo numérico transiente

O histórico de resíduos apresentado na Figura 6.12 mostra um comportamento diferente do que o apresentado no regime permanente. A primeira diferença pode ser notada a partir do número de iterações necessárias para obter a convergência. Foram necessárias cerca de 67.000 iterações para realizar a análise do comportamento acústico. A partir da Figura 6.9 também observa-se a convergência para cada *time step*, em que para cada incremento de tempo foi necessário um total de 12 iterações.

Do mesmo modo, a partir dos dados dos resultados de pressão total na interface de saída, observa-se que a partir de cerca de 41.000 iterações ou 3.200 *time steps*, que correspondem a aproximadamente 2 rotações do VA, a solução numérica para o regime transiente converge. Desse modo, o modelo acústico FWH é ativado para a análise de emissão sonora do VA. Desse modo, para capturar o espectro sonoro do ventilador axial foram considerados os resultados do fluxo de escoamento no sentido contrário ao de eixo Z, uma pressão acústica de referência de 2×10^{-5} Pa e massa específica e velocidade do som de 1,225 kg/m³ e 340m/s, respectivamente. Além disso, foram estabelecidas as superfícies do rotor e da carcaça como as fontes sonoras e, foram inseridas as coordenadas dos seis microfones para análise acústica.

Com o objetivo de obter uma resolução de frequência pequena para estimar corretamente a fonte sonora tonal, foi considerado um tempo de escoamento adicional de 0,05 segundos após a solução convergir. Esse tempo é necessário, pois a resolução de frequência está diretamente relacionada ao inverso do tempo de escoamento e, assim, esse tempo adicional foi considerado para obter uma resolução de frequência de aproximadamente 20 Hz. Vale ressaltar que a frequência de passagem da pá é de 150 Hz e a redução da resolução é extremamente importante para obter o nível de pressão sonora adequado para faixas de baixas frequências.

Como mencionado anteriormente, foram realizadas seis medições do nível de pressão sonora. Por meio das análises FFT, o espectro de pressão sonora e a variação de pressão sonora com o tempo para cada microfone foi obtido. As Figuras 6.13, 6.14, 6.15, 6.16, 6.17 e 6.18 apresentam a relação entre pressão sonora pelo tempo de escoamento e o espectro de pressão sonora do ventilador axial.

A partir das Figuras 6.13, 6.14, 6.15, 6.16, 6.17 e 6.18 podem ser analisados o comportamento acústico do VA operando a 1500 rpm a partir da variação da pressão sonora com o tempo. Vale ressaltar que, para a análise acústica, o *time step* de $2,5 \times 10^{-5}$ segundos e tempo de simulação de 0,05 segundos são necessários para obter um comportamento adequado dos resultados numéricos mostrados. Essas características são importantes, pois considera-se que quanto maior o número de resultados numéricos, no intervalo de tempo a

6 Resultados Numéricos e Experimentais

partir da convergência, maior será a exatidão nos resultados de níveis de emissão sonora do ventilador axial.

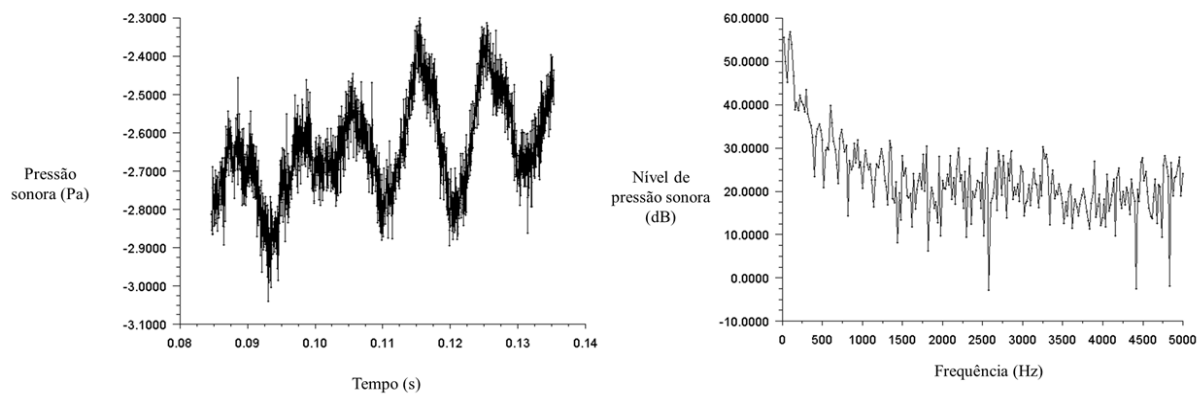


Figura 6.13 Resultados numéricos para o microfone 1

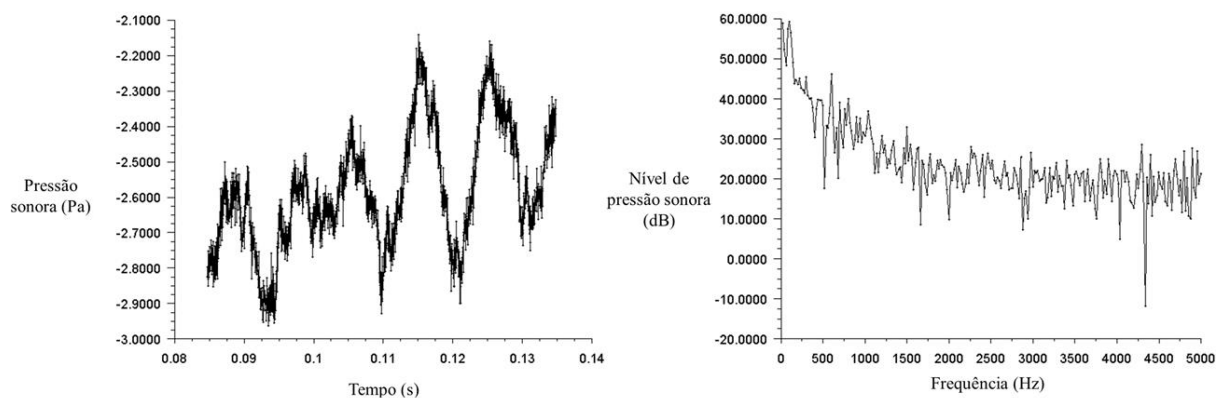


Figura 6.14 Resultados numéricos para o microfone 2

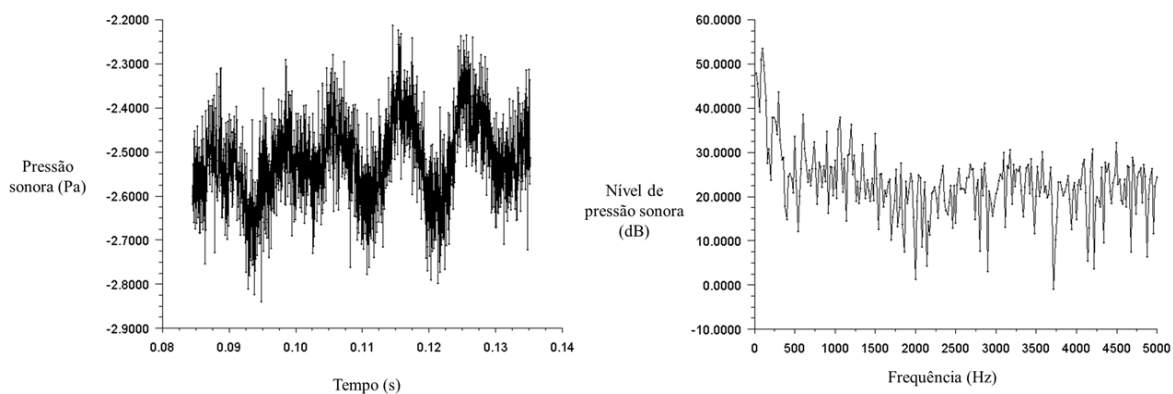


Figura 6.15 Resultados numéricos para o microfone 3

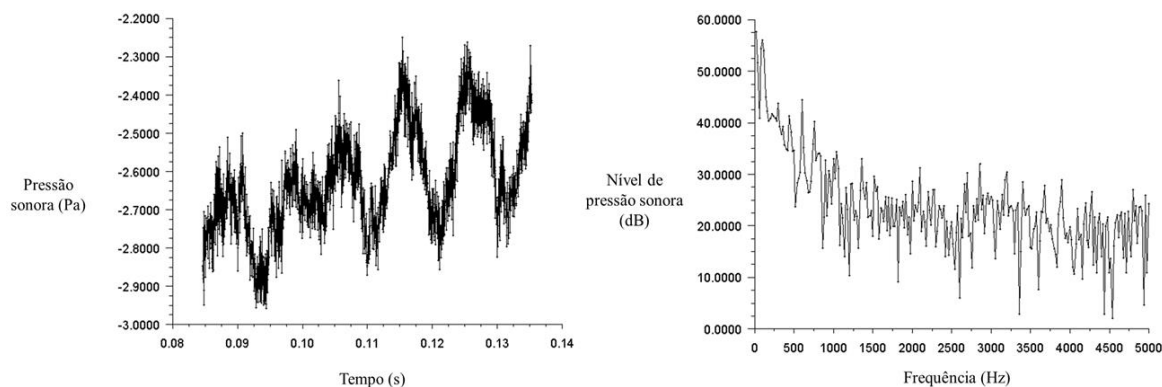


Figura 6.16 Resultados numéricos para o microfone 4

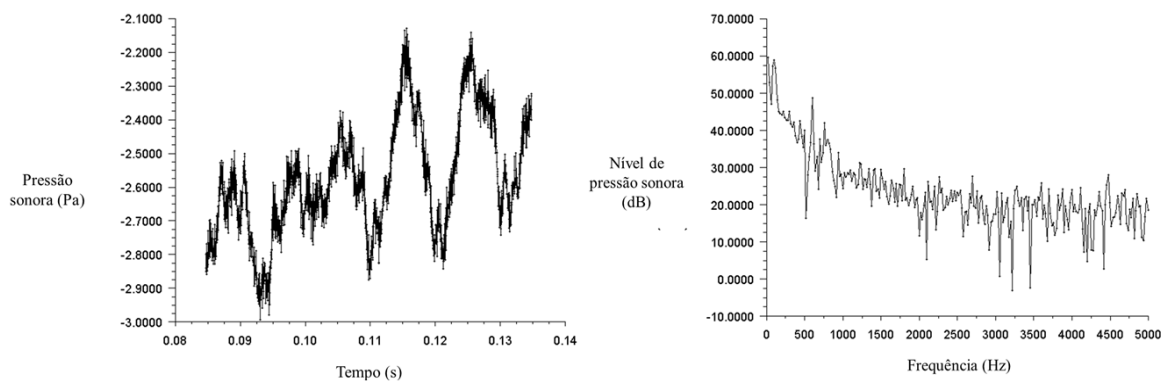


Figura 6.17 Resultados numéricos para o microfone 5

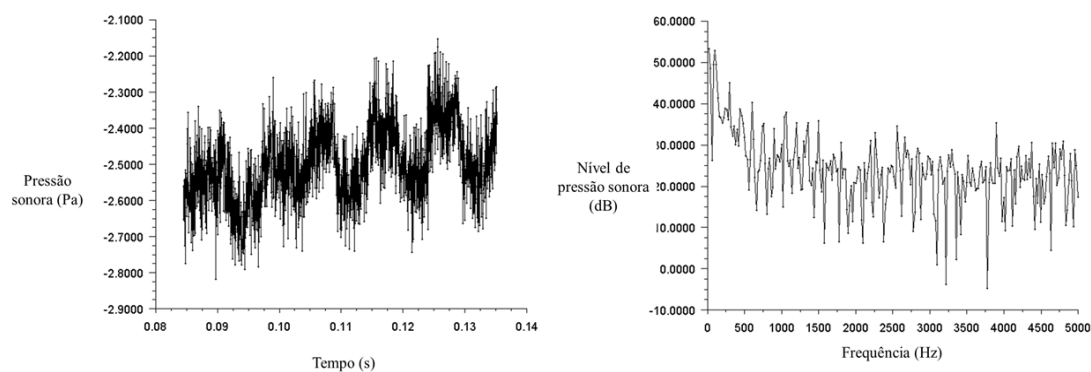


Figura 6.18 Resultados numéricos para o microfone 6

O espectro do nível de pressão sonora é apresentado nas Figuras 6.13, 6.14, 6.15, 6.16, 6.17 e 6.18 para uma faixa de frequências de 1 até 5.000 Hz. É importante mencionar que a adoção do *time step* especificado permitiu uma análise de bandas de frequência até 20.000 Hz, mas como as emissões sonoras não são significativas nesta região, então buscou-se limitar os resultados numéricos para análise do nível de pressão sonora para baixas frequências.

Desse modo, podem ser realizadas observações quanto à frequência de passagem das pás. Para cada microfone observa-se uma frequência de passagem das pás em 150 Hz nos resultados numéricos, que são equivalentes ao valor teórico. Desse modo, o espectro sonoro obtido numericamente apresenta-se coerente quanto à predição da frequência do ruído tonal. Porém, não há dados experimentais quanto ao nível de pressão sonora para uma ampla faixa de frequência devido aos componentes do banco de testes possuírem elevados níveis de emissão sonora. Quanto ao componente que apresenta maior interferência, o conjunto do MCC, também apresenta um ruído tonal na mesma frequência do VA, o que dificulta a comparação.

Assim, a partir desses resultados e da aplicação da transformada rápida de Fourier (FFT), os valores de pressão sonora total, em dB, podem ser obtidos para cada microfone. A ferramenta disponível no *software* FLUENT[®] permitiu, assim, calcular os níveis de emissão sonora considerando um tempo de simulação de 1,25 rotações, ou 0,05 segundos. Os resultados obtidos por meio da aplicação do FFT e cálculos do nível de potência sonora estão resumidos Tabela 6.7.

Tabela 6.7 Resultados numéricos do nível de pressão sonora para os 6 receptores

Receptor	Nível de pressão sonora					
	1	2	3	4	5	6
NPS (dB)	76,2	78,4	73,9	76,6	78,6	74,5

Os resultados da Tabela 6.7 apresentam divergência quanto aos resultados experimentais. Considerando os seis receptores o valor médio do nível de pressão sonora é de 76,2 dB. Assim, o nível de potência sonora obtido para o ventilador axial em operação a 1500 rpm, 1,1458 m³/s e 150,9514 Pa é de 82,1 dB. Dentre as causas de a metodologia apresentar um nível de emissão sonora inferior está na precisão do modelo de turbulência K- ω SST em regime transiente. É importante mencionar que esta característica também é observada no desenvolvimento de outros trabalhos de aeroacústica de ventiladores axiais. Nesse sentido, é importante utilizar modelos de turbulência de alta definição, onde uma ampla faixa de dissipações de energia pode ser determinada. Modelos como SAS (*Scale-Adaptive simulation*) e LES são adequados para este tipo de análises, porém sujeitos a altos custos computacionais.

Desse modo, a partir dos resultados numéricos para o regime transiente, uma metodologia adequada foi desenvolvida para análise das características acústicas do ventilador axial ensaiado. Os dados experimentais não são satisfatórios para que uma

comparação detalhada fosse realizada com os resultados numéricos. Além disso, dos resultados do nível de pressão sonora e potência sonora foram obtidos resultados numéricos que subestimam os valores encontrados, o que já era esperado para o modelo de turbulência URANS $k-\omega$.

6.2 Resultados Experimentais

6.2.1 Resultados aerodinâmicos

O ventilador axial (VA) foi ensaiado para rotações estabelecidas no intervalo de $1500^{\pm 5}$ rpm. As características de desempenho desse ventilador, para esta rotação, foram obtidas por meio da operação do ventilador centrífugo auxiliar (VCA) e da válvula controladora de vazão (VCV) que possibilitaram as características de desempenho do VA para uma ampla faixa de vazões. Os resultados obtidos para a condição do ar de $\rho_{ar} = 1,225$ kg/m³ e rotação do VA de 1500 rpm, são mostrados na Figura 6.19 para quatro repetições com pequenas variações das condições ambiente.

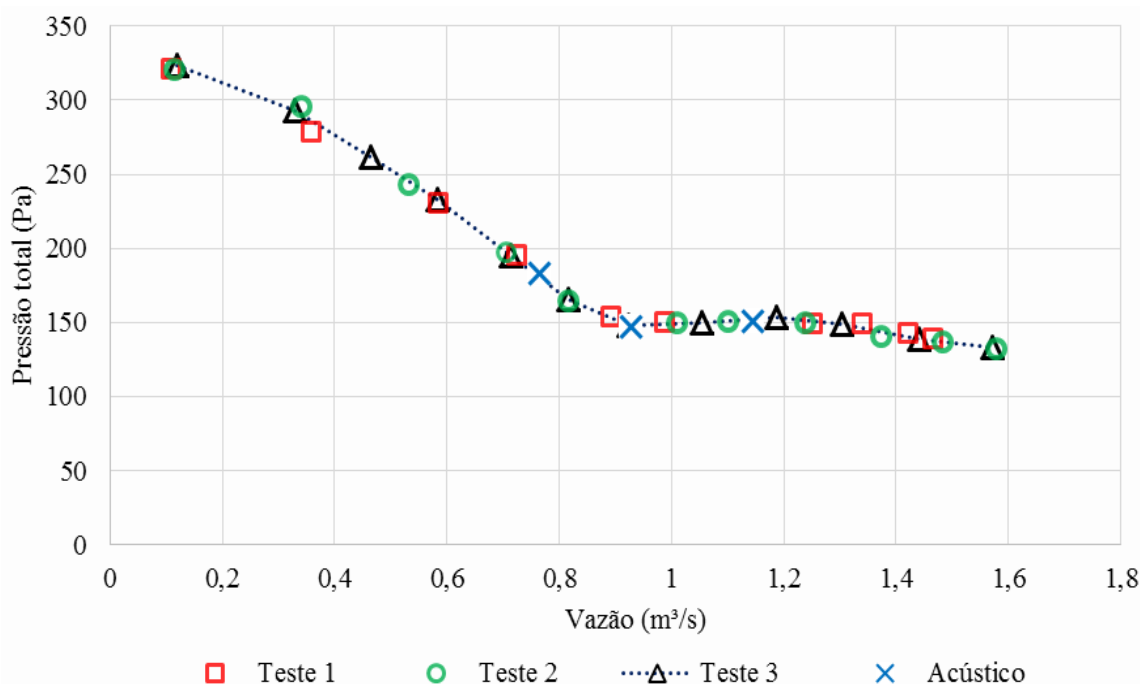


Figura 6.19 Resultados experimentais da pressão total em função da vazão considerando diferentes condições ambientes

Assim, foi analisada a repetitividade do experimento, que tem como principal objetivo mostrar a precisão dos resultados obtidos e, de certa forma, definir o comportamento do VA. Vale ressaltar que os pontos de operação para o estudo acústico não foram considerados na análise estatística. Apesar disso, os dados de operação para o estudo acústico foram adicionados ao gráfico para mostrar que os pontos de operação estão coerentes com as curvas características dos testes realizados.

A partir dos resultados é possível afirmar que existe uma boa representação do comportamento do VA devido à elevada precisão. Para as regiões de baixa vazão, de 0,1189 até 0,8161 m³/s, calcula-se um desvio padrão máximo de 4,77 Pa e mínimo de 1,34 Pa. Já para as faixas vazão de 0,9240 até 1,5807 m³/s, o desvio padrão máximo é de 4,31 Pa e o mínimo é 0,32 Pa para uma determinada vazão.

Antes da análise dos resultados é importante salientar que devido aos limites proporcionados pelo manômetro tipo Betz que mede uma pressão máxima de 600 mmH₂O e do banco de testes, o comportamento do VA pode ser medido até vazões de 1,5807 m³/s. A Figura 6.20 mostra a variação das pressões total, estática e dinâmica para a faixa de vazões especificada, considerando o Teste 3 e condições específicas do ar de $\rho_{ar} = 1,225 \text{ kg/m}^3$.

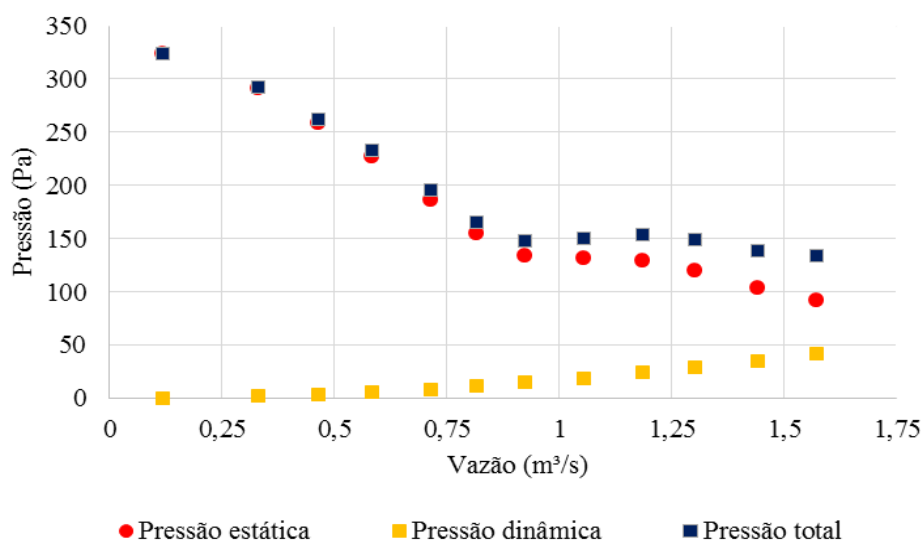


Figura 6.20 Comportamento das pressões total, estática e dinâmica em função da vazão

Na Figura 6.20 é possível observar o aumento esperado da pressão dinâmica do ventilador axial com o aumento da vazão do sistema. Já a pressão estática apresenta praticamente o mesmo comportamento da curva de pressão total na faixa de vazão analisada.

Ambas as curvas apresentam um declínio para a ampla faixa de vazão, porém apresentam uma região de pressão praticamente constante para valores de pressão estática e total de aproximadamente 150,0 Pa e 130,0 Pa, respectivamente. Este tipo de comportamento pode ser constatado quando comparado com curvas características típicas de ventiladores axiais.

A Figura 6.21 mostra a variação de rendimento total, potência de eixo e potência hidráulica para a faixa de vazões do Teste 3 e condições específicas do ar de $\rho_{ar}=1,225 \text{ kg/m}^3$.

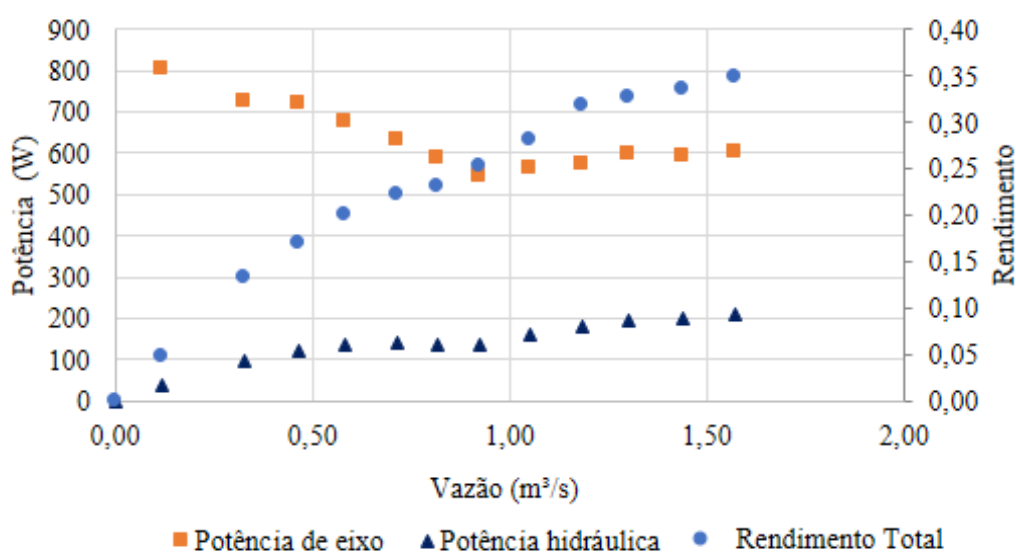


Figura 6.21 Comportamento das potências de eixo e hidráulica e rendimento total

O comportamento apresentado pelo ventilador axial (VA) a partir dos experimentos mostra as características de desempenho desse ventilador. Na Figura 6.21 é observada uma potência de eixo do motor de 802,38 W para operação do ventilador com uma vazão de 0,1189 m³/s. A curva de potência de eixo possui um declínio esperado com o aumento da vazão, todavia, a curva manteve-se oscilante na região de 0,9240 m³/s até 1,5708 m³/s apresentando valores de 550,0 até 615,0 Pa.

Como uma faixa de vazões mais ampla do ventilador axial não pôde ser avaliada, então, os valores de rendimento máximo da turbomáquina não puderam ser totalmente obtidos. Desse modo, não foi possível observar se o VA possui rendimento máximo dentro da sua região de estabilidade. Na Figura 6.21 pode ser observado um rendimento total máximo de 34,73%.

6.2.2 Resultados acústicos

Para obter as características de emissão sonora do ventilador foram realizadas 44 medições do nível de emissão sonora equivalente de componentes do banco de testes. O ruído do ventilador axial (VA) foi medido para três condições de operação e, também, foram considerados seis pontos de medição, como pode ser observado na Figura 6.22. Além disso, a Tabela 6.8 apresenta as coordenadas de cada ponto especificado.

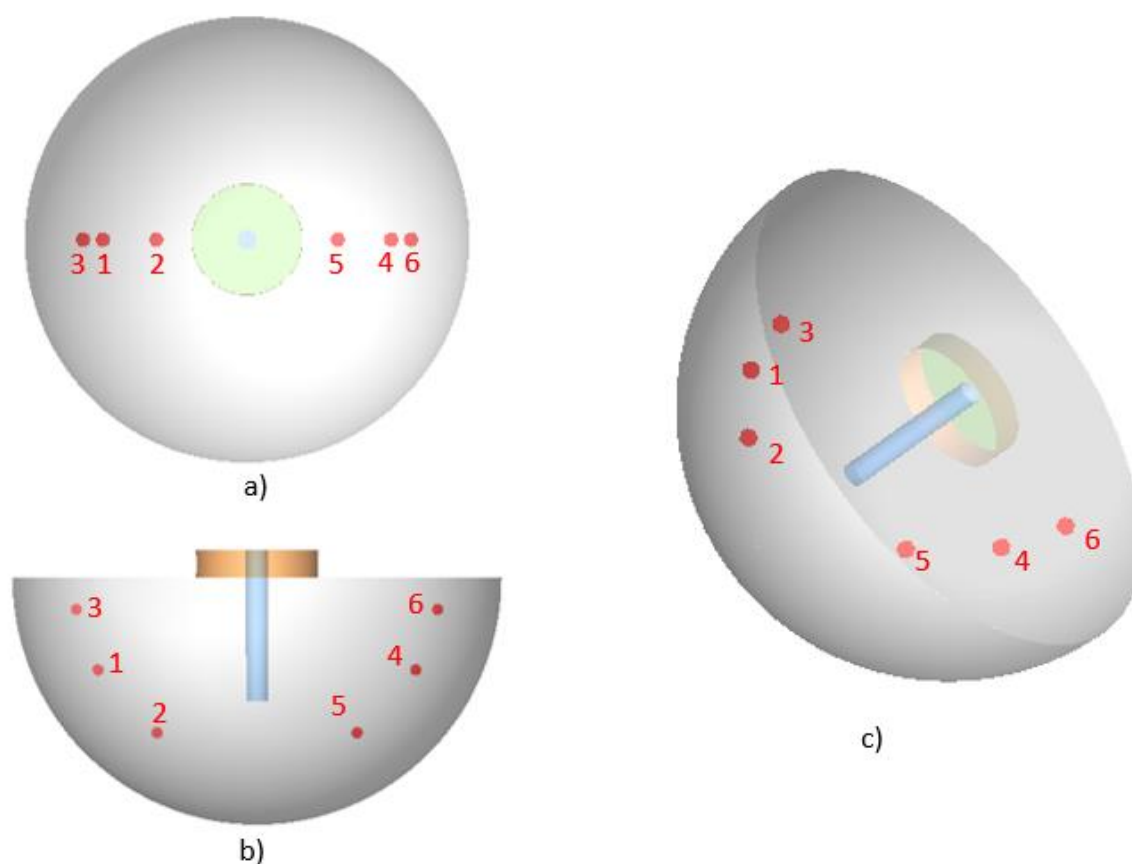


Figura 6.22 Representação dos pontos de medição do nível sonoro equivalente: (a) vista frontal (b) vista superior (c) vista isométrica

Tabela 6.8 Coordenadas dos seis locais de medição

Coordenadas	Local dos pontos de medição					
	1	2	3	4	5	6
x	0,3750	0,3750	0,6293	0,6293	0,1305	0,1305
y	0,4815	0,4815	0,4815	0,4815	0,7387	0,7387
z	0	0	0	0	0	0

Vale ressaltar que para analisar o ruído emitido pelo VA foi considerada uma superfície de medição hemisférica de 0,75 m de raio. Na norma ISO 13347-3 o valor recomendado é de 1,250 m considerando aplicações em campo livre. Porém, uma distância menor foi considerada para que a medição tivesse menor interferência de ruído externo, devido ao campo de ensaio ser um campo difuso. Além disso, este experimento foi realizado em um período em que o ruído ambiente é mínimo.

Para cada medição realizada foi considerado um tempo de medição de aproximadamente 1 minuto. O primeiro passo realizado no estudo acústico foi a medição do ruído externo. A Figura 6.23 mostra a emissão sonora do ambiente com e sem chuva para bandas de frequência de 1/3 de oitava e o nível sonoro equivalente total, em dB, considerando a soma logarítmica das 33 bandas de frequência.

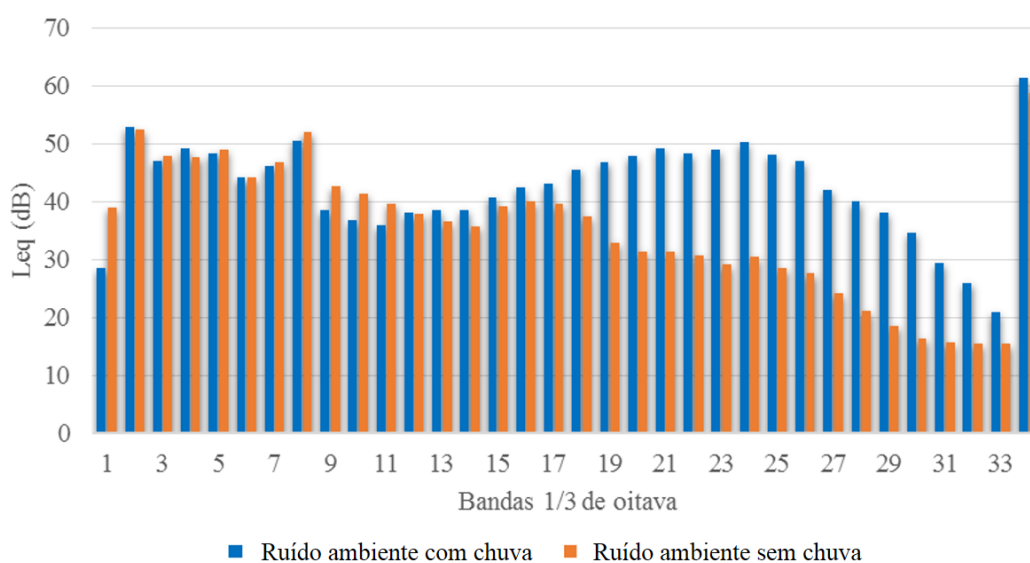


Figura 6.23 Nível sonoro equivalente para condições ambientes com e sem chuva

A partir das medições do ruído ambiente foi comprovado que este tem efeito mínimo nas leituras a serem realizadas devido à diferença do nível sonoro equivalente comparada ao emitido por outros componentes. Desse modo, para análise acústica do VA são consideradas apenas as medições do conjunto do MCC operando sem o VA, do sistema do VCA e do ruído global do banco de testes. Ou seja, o cálculo do ruído emitido pelo VA foi obtido por meio da subtração dos valores do nível de emissão sonora equivalente total do conjunto do MCC e do sistema do VCA pelo nível de emissão sonora equivalente total de todos componentes do banco de testes.

A Figura 6.24 mostra os valores de ruído emitidos para as bandas de frequência de 1/3 de oitava para o ponto de medição 1, considerando os parâmetros de operação de vazão, $0,7640 \text{ m}^3/\text{s}$, e pressão total, $182,940 \text{ Pa}$. Nesta são consideradas as medições de emissão sonora global e o ruído do conjunto do motor.

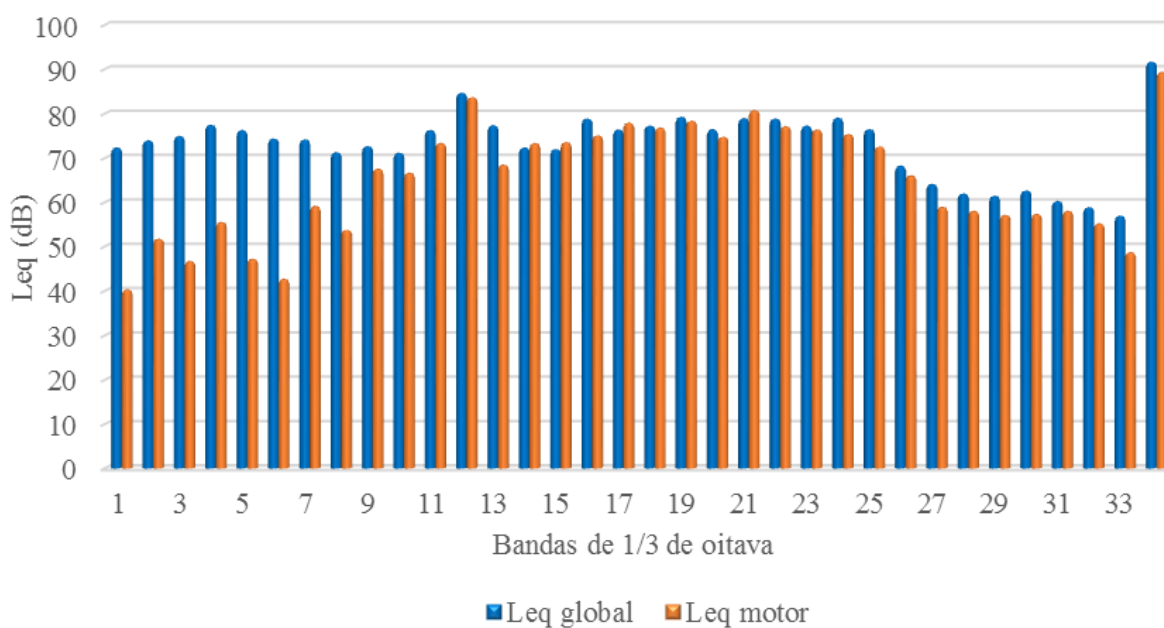


Figura 6.24 Comparação entre os níveis de pressão sonora global da banco de testes e do conjunto do MCC

A partir da Figura 6.24 é possível avaliar quanto a emissão sonora do conjunto do MCC influencia na emissão sonora global do banco de testes. De acordo com os dados apresentados, o conjunto do MCC apresenta-se como um fator importante na análise acústica deste banco de testes. Isto ocorre porque este componente emite nível de pressão sonora total de $89,2 \text{ dB}$, que apresenta-se próximo ao valor do nível de emissão sonora total de todos componentes do banco de testes, de $91,6 \text{ dB}$. A mesma característica é observada nas posições de medição 2, 3, 4, 5 e 6. Já na Figura 6.25 é possível observar os níveis de emissão sonora do VCA com medições na posição 1 e mesmas condições de operação da Figura 6.24, em comparação aos valores de nível de emissão sonora equivalente global.

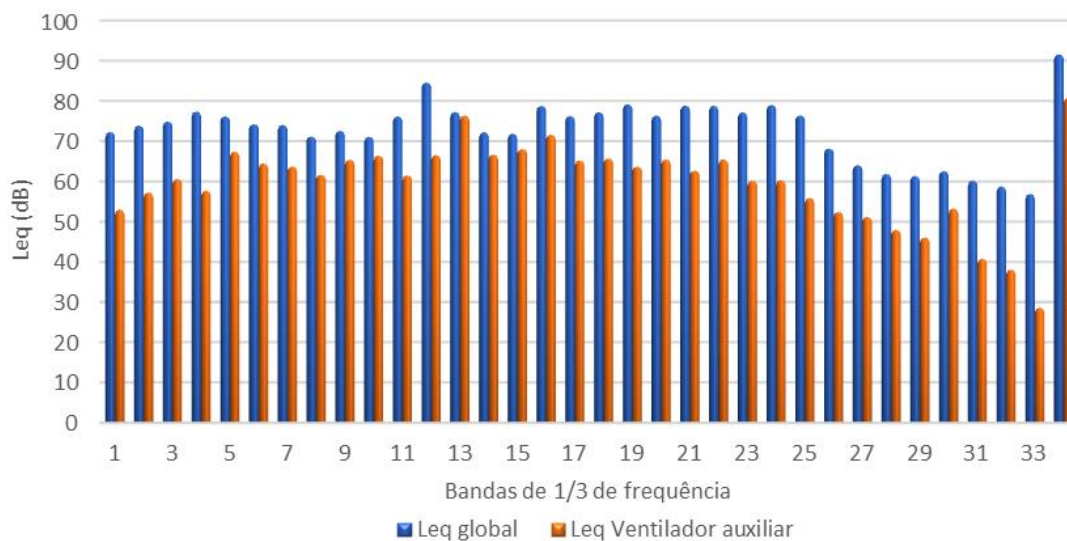


Figura 6.25 Comparação entre o nível de pressão sonora global e o emitido pelo VCA a 1000 rpm

A partir da Figura 6.25 conclui-se que o VCA, operando a 1000 rpm, possui valores médios do nível de emissão sonora equivalente considerando a soma dos níveis de pressão sonora de cada banda de frequência. Porém, em algumas bandas, nota-se valores praticamente equivalentes ao valor total do banco de ventiladores. Para esta rotação, o ruído do VCA possui valores de nível de pressão sonora de 80,7 dB no ponto de medição 1. A Figura 6.26 mostra as características acústicas do conjunto do VCA a 1250 rpm, considerando as condições de operação de vazão 1,1458 m³/s e pressão total de 150,951 Pa e o ponto de medição 1.

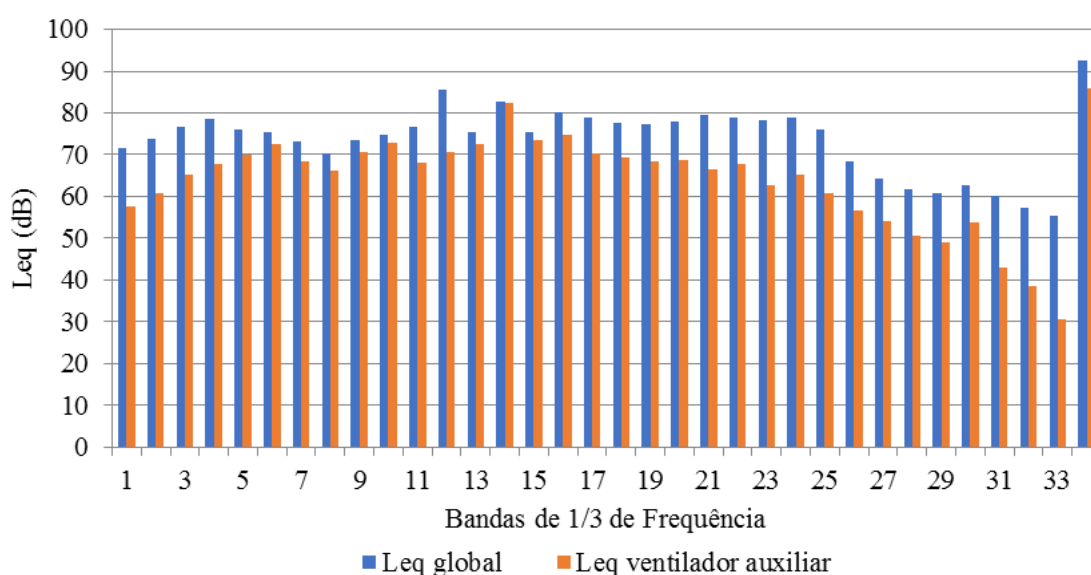


Figura 6.26 Comparação entre o nível de pressão sonora global e o emitido pelo VCA a 1250 rpm

Observa-se na Figura 6.26 que para a rotação de 1250 rpm o valor do nível sonoro aumenta para 85,9 dB e, com isso, o ruído do ventilador auxiliar passa a contribuir consideravelmente no valor do nível de pressão sonora total do sistema. O mesmo efeito é observado nos pontos de medição 2, 3, 4, 5 e 6.

De forma geral as medições mostraram que o ruído do conjunto do motor tem uma parcela significativa no valor global emitido do banco de testes. Do mesmo modo, espera-se uma contribuição menor do ventilador auxiliar operando a 1000 rpm e significativas operando à 1250 rpm. A Tabela 6.9 resume todos os valores de nível de emissão sonora equivalentes medidos e apresenta os valores de nível de pressão sonora para o ventilador axial (VA).

Tabela 6.9 Nível de potência sonora para cada componente do banco de testes

Componente	Local dos pontos de medição					
	1	2	3	4	5	6
Ambiente	61,2	61,2	61,2	61,2	61,2	61,2
MCC	89,2	91,0	89,6	90,9	91,8	89,1
VCA a 1000 rpm: Operação 1	80,7	81,1	80,6	82,3	83,1	83,2
VCA a 1000 rpm: Operação 2	80,3	81,2	80,2	82,1	81,0	83,1
VCA a 1250 rpm	85,9	84,8	85,1	84,9	87,4	87,5
VA: Operação 1	87,5	83,0	86,2	88,1	-	93,9
VA: Operação 2	87,0	82,9	85,6	84,3	-	87,5
VA: Operação 3	87,1	85,9	87,0	84,5	-	87,9

Dos dados da Tabela 6.9 é possível observar uma incoerência do nível de pressão sonora no ponto de medição 6, para a condição de operação 1 do ventilador de teste. Além disso, no ponto de medição 5 não obtivemos uma previsão do nível de pressão sonora do ventilador axial devido ao ruído do conjunto do motor ser superior ao valor global emitido. Estas incoerências podem ser explicadas pela interferência de ruídos externos durante o experimento, proximidade ao ventilador de resfriamento do motor e variação do nível sonoro equivalente durante as medições. Vale ressaltar que o último é especificado no Apêndice C para cada medição.

Desse modo, conclui-se que o componente que tem maior nível de pressão sonora é o conjunto do motor. Além disso, os níveis de pressão sonora médio do ventilador axial são 89,3, 85,8 e 86,6 dB para os parâmetros de operação 1, 2 e 3, respectivamente. Já o nível de

potência sonora do ventilador é de 94,7; 91,2 e 92,0 dB para as condições de operação 1, 2 e 3, respectivamente.

Com o objetivo de comparar os resultados encontrados às metodologias implementadas pela empresa S&P Brasil Ventilação Ltda., o nível de potência sonora foi calculado. Os níveis de potência sonora de acordo com a metodologia detalhada pela empresa são de 85,0; 84,2 e 82,4 dB para as condições de operação 1, 2 e 3, respectivamente. Ou seja, a metodologia apresentou um desvio considerável dos resultados experimentais. É importante mencionar que não foram levadas em conta neste estudo as análises de tempo de reverberação e condicionamento acústico do ambiente. Ou seja, os resultados obtidos experimentalmente não representam com exatidão os ruídos emitidos pelos componentes da bancada. No Apêndice C são apresentados os valores adotados nos cálculos de potência sonora do VA segundo a metodologia disponibilizada pela referida empresa.

Capítulo 7

Conclusões e Sugestões

Neste capítulo são apresentadas as principais conclusões a partir dos resultados numéricos e experimentais obtidos neste trabalho. Além disso, são apresentadas sugestões para trabalhos futuros relacionados às análises aeroacústicas de ventiladores axiais.

7.1 Conclusões

Neste trabalho foram apresentados alguns aspectos importantes de ventiladores axiais, motivações, justificativas e os principais objetivos, destacando-se a importância das simulações numéricas aeroacústicas realizadas. Com base na literatura especializada, foi concluído que a quantificação numérica da emissão sonora em ventiladores apresenta-se como um desafio devido aos elevados recursos computacionais requeridos para uma representação ampla de todo o espectro sonoro. Sendo assim, modelos de turbulência com base em filtros que permitem quantificar as pequenas e grandes escalas de turbulência são amplamente utilizadas nestas abordagens aeroacústicas, porém com elevadas exigências computacionais. Entretanto, os modelos de turbulência baseados nas médias temporais de Reynolds em regime permanente e transiente são uma alternativa para identificar as principais frequências sonoras.

Uma técnica de projeto aerodinâmico preliminar de rotores axiais foi apresentada resultando numa metodologia que permite obter as dimensões principais de rotores axiais bem como os perfis que compõem suas pás e seus ângulos de montagem. A imposição da condição

de vórtice-livre (vórtice-potencial) para a solução da equação de equilíbrio radial resulta em pás que têm torção ao longo da sua envergadura. Foi comentado que o rotor axial do ventilador analisado neste trabalho tem pás de espessura constante, curvadas e sem torção. Tal rotor foi obtido usinando a periferia de um rotor existente no Laboratório de ventiladores do IEM/UNIFEI.

Também, foram apresentados os conceitos básicos de acústica e as principais fontes sonoras de ventiladores axiais. Dessas fontes, a do tipo dipolo é dominante e está relacionada às forças permanentes e transientes de operação do ventilador. Foi apresentada ainda a teoria de propagação sonora em recintos e explicada a importância do condicionamento acústico do ambiente para o estudo experimental.

Na sequência, foram apresentados os modelos acústicos disponíveis no *software* FLUENT[®], como o modelo de fonte de ruído de banda larga e o modelo de FW-H. Também foram apresentados os procedimentos experimentais e numéricos adotados neste trabalho. Foi ensaiado no Laboratório de Ventiladores do IEM/UNIFEI o ventilador axial mencionado com rotações de $1500^{\pm 5}$ rpm, para a obtenção das suas curvas características de desempenho aerodinâmico, com base na norma da ASHRAE (Norma 51-75) e AMCA (Norma 210 -74). Por outro lado, a norma ISO 13347-3 foi adequada para realização do procedimento experimental para obtenção do nível de potência sonora do ventilador. Para o desenvolvimento da etapa referente à simulação numérica foram descritos os sistemas de referência, que podem ser implementados no *software* FLUENT[®], tipos de malhas, a lei de parede e o cálculo do y^+ , os modelos de turbulência e equações para obter a solução do problema, assim como as equações de onda não-homogênea descritas por FW-H para obter o nível de potência sonora em determinadas posições do domínio.

Os resultados experimentais aerodinâmicos e acústicos foram apresentados. Além disso, foram analisadas as simulações em regime permanente e transiente. Os resultados experimentais permitiram obter as curvas características de desempenho aerodinâmico com vazões de até $1,5807 \text{ m}^3/\text{s}$. Além disso, os procedimentos de medição sonora permitiram avaliar o ruído proporcionado para cada componente do banco de testes. Foi observado que o conjunto do motor de corrente contínua apresentou o maior nível de pressão sonora.

Nas simulações em regime permanente foram adotadas duas condições de contorno e dois modelos de turbulência que são o Standard k- ϵ e k- ω SST. A adoção de diferentes condições de contorno foi explorada para primeiro elaborar uma metodologia que determine o

comportamento do ventilador axial e, segundo, para obter uma solução adequada do nível de potência sonora dessa máquina. Em comparação com os resultados experimentais aerodinâmicos, o modelo de turbulência Standard $k-\epsilon$ apresentou resultados pouco satisfatórios. Já, os resultados para o modelo $k-\omega$ SST foram satisfatórios apenas para uma faixa de vazões inferiores a $0,9240 \text{ m}^3/\text{s}$. A discrepância na estimativa da curva característica para elevados valores de vazão volumétrica pode ser devido à representação incorreta do domínio de entrada que deveria ser maior para adequar-se com a condição de contorno adotada.

A segunda condição de contorno foi adotada e uma análise das fontes sonoras do ventilador foi determinada. Nestas soluções foi considerado apenas o modelo $k-\omega$ SST e uma estimativa precisa do desempenho do ventilador. Os resultados acústicos foram obtidos com base no modelo de fonte de ruído de banda larga que proporcionou uma distribuição do nível de potência sonora nas diferentes superfícies do domínio rotor. Foi observado que a região de maior nível de potência acústica está localizada na região do bordo de ataque, próxima à ponta da pá. Além disso, uma das principais fontes de ruído foi observada nas regiões próximas à carcaça devido ao escoamento secundário originado da interação entre a ponta da pá e a carcaça. Dos valores obtidos da análise permanente, foi observado uma aproximação dos valores obtidos do nível de potência sonora máximo no domínio do rotor com os calculados por meio dos resultados experimentais.

As simulações numéricas em regime transiente permitiram o cálculo do nível de pressão sonora em determinados pontos que foram definidos na etapa experimental. Além disso, as condições de contorno utilizadas também foram obtidas a partir dos resultados experimentais. Foi aplicado o modelo transiente URANS, $k-\omega$ SST, e a analogia acústica FW-H. Os resultados mostram níveis de pressão sonora inferiores, comparados aos resultados experimentais.

Portanto, os resultados mostram que é possível estimar a emissão sonora a partir da distribuição de potência sonora do ventilador axial obtido pelo modelo de fonte de ruído de banda larga. Este também se apresenta como mais adequado devido ao tempo do cálculo, pois a simulação numérica transiente, mesmo com a implementação do modelo $k-\omega$ SST, requer um tempo de convergência muito maior. Quanto ao estudo numérico aerodinâmico, uma análise detalhada do domínio de entrada pode ser analisada para obter resultados precisos do desempenho do ventilador axial para uma ampla faixa de operação.

7.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

Nesta seção são apresentadas sugestões para trabalhos futuros de estudos aerodinâmicos e acústicos de ventiladores axiais.

(a) Projeto aerodinâmico de ventiladores axiais

Neste trabalho foi estudado o desempenho aeroacústico de um ventilador axial com rotor composto de pás de espessura constante, curvadas e sem torção que resulta num tipo de vórtice-forçado. Um outro tipo de vórtice-forçado poderia ser implementado utilizando técnicas desenvolvidas, por Wallis (1983) e adotar perfis em formato de aerofólio, ao invés de perfis de espessura constante, visando a melhoria do desempenho aeroacústico.

(b) Projeto numérico para estudo aerodinâmico e acústico de ventiladores axiais.

No presente estudo foram adotadas metodologias numéricas para o estudo aeroacústico de ventiladores axiais com base nos trabalhos de Augustyn (2013) e Guedel *et al.* (2011). Os resultados das simulações não foram satisfatórios para elevados valores de vazão. Assim, uma alternativa é realizar novas simulações com o domínio de entrada expandido. Outra opção é realizar a simulação aeroacústica sem adoção de simplificações do banco de testes. Ou seja, considerar nas simulações numéricas todo o espaço da câmara de equalização de pressão e as superfícies dos componentes do motor de corrente contínua. Além disso, é interessante estudar e implementar outros modelos de turbulência como o RNG $k-\epsilon$ e o realizable $k-\epsilon$, que podem auxiliar na redução do tempo para obter a solução numérica.

(c) Projeto de otimização de ventiladores axiais

A partir de aplicação de um projeto preliminar podem ser implementadas diferentes metodologias para o projeto otimizado de rotores axiais e de carcaças que compõem ventiladores do tipo *tubeaxial*. Os parâmetros que podem ser analisados no estudo aeroacústico são diversos e, por isso, estes podem ser monitorados por um processo de otimização por partes. Da análise de outros estudos da área é importante avaliar a folga de topo do ventilador para observar a influência desta no escoamento secundário originado devido à interação entre a ponta da pá e a carcaça. Outro parâmetro importante no controle do escoamento secundário é a introdução de diferentes estruturas na ponta da pá, como *winglets* e *endplates*. Além disso, o ângulo de enflechamento (*sweep*) também pode ser estudado para melhoria das características aerodinâmicas e acústicas de ventiladores axiais.

Apêndice A

Geometria e Medição do Rotor Axial

Neste apêndice são apresentadas as medidas principais do rotor axial necessárias para as simulações numéricas (aerodinâmica e acústica) e também para o cálculo de algumas grandezas aerodinâmicas obtidas dos testes realizados em laboratório do ventilador axial. Conforme comentado anteriormente, um rotor axial existente no Laboratório de Ventiladores do IEM/UNIFEI foi modificado na região próxima à ponta das suas pás. As dimensões das pás do rotor modificado, o ângulo de montagem dessas pás no cubo, a fixação das pás por meio de rebites e o cubo desse rotor foram medidas no Laboratório de Metrologia do IEPG/UNIFEI.

A.1 Geometria do Rotor Axial

O rotor axial modificado (RAM) foi obtido de um rotor axial denominado original (RAO) de diâmetro externo 520 mm, usinado na sua periferia externa para um diâmetro $D_e = 496$ mm. As pás e o cubo do rotor são de aço ABNT 1020. As 6 pás do rotor são fixadas ao cubo do rotor por rebites. Essas pás foram construídas de chapas dobradas, portanto, além da sua curvatura (arqueamento), suas espessuras são as mesmas em toda extensão das pás, desde a raiz das pás (diâmetro interno) até a sua ponta (diâmetro externo). Como comentado anteriormente, as pás não têm torção na sua direção radial, ou seja, o ângulo de montagem de cada seção radial, β_M , é o mesmo em toda extensão (comprimento) das pás, conseqüentemente o ângulo de montagem das pás é igual a β_M .

A Figura A.1 mostra um esquema de vista transversal do rotor axial modificado, indicando as cotas principais, e também um esquema isométrico desse rotor. A Figura A.2 mostra um esquema de uma seção radial da pá, indicando as cotas principais, e também um esquema isométrico dessa pá.

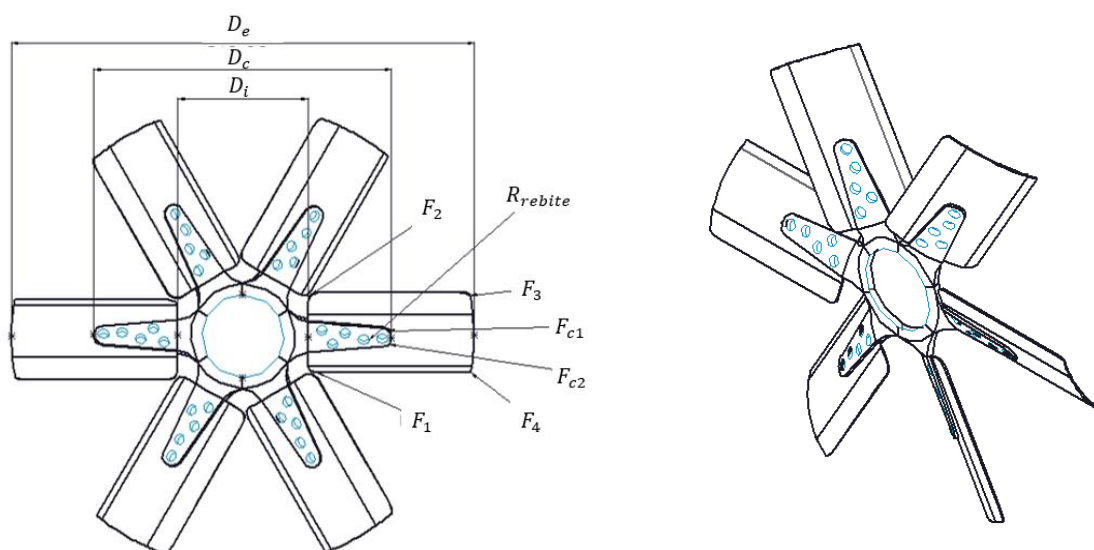


Figura A.1 Esquema da vista transversal e do isométrico do rotor axial

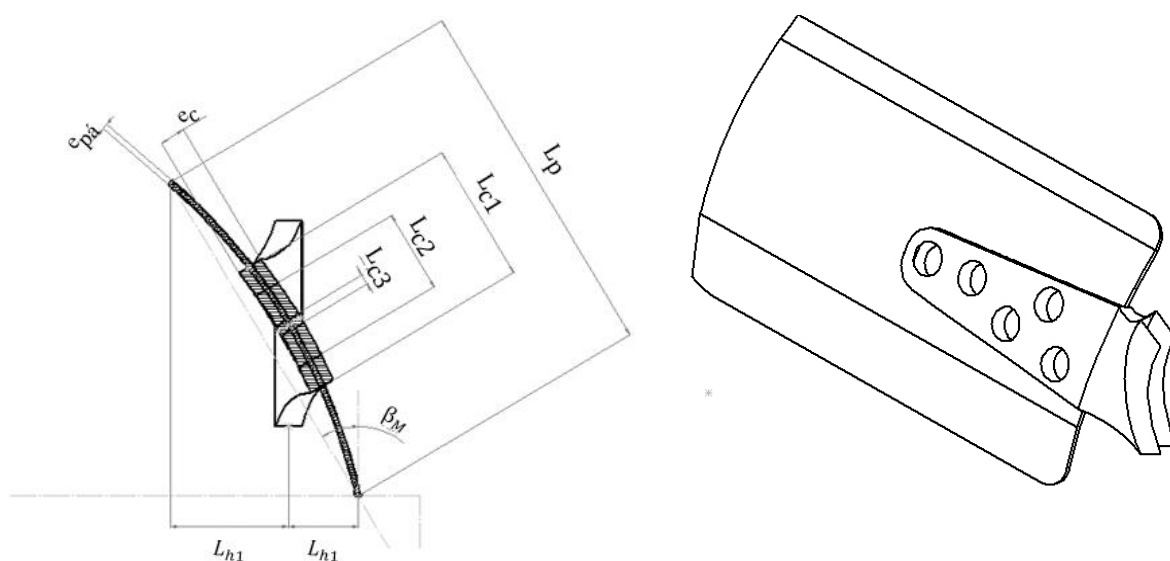


Figura A.2 Esquema de uma seção radial e do isométrico de uma pá do rotor

A Tabela A.1 apresenta as principais dimensões do rotor axial modificado e também das pás desse rotor.

Tabela A.1 Dimensões principais do ventilador axial (VA)

Comprimentos mm		Comprimentos mm		Ângulos °	
D_e	496,0	L_p	100,0	β_M	30,9
D_c	319,0	L_{c1}	38,0		
D_i	139,0	L_{c2}	38,0		
F_1 (filete)	10,0	L_{c3}	22,7		
F_2 (filete)	10,0	$e_{pá}$	1,50		
F_3 (filete)	25,0	e_c	7,15		
F_4 (filete)	0,0	L_{h1}	32,0		
R_{rebite}	5,0875	L_{h2}	19,0		
F_{c1} (filete)	10,0				
F_{c2} (filete)	10,0				

A.2 Medição do Rotor Axial

Com o intuito de obter as dimensões principais do rotor axial modificado (RAM) foram utilizados alguns instrumentos e também a máquina de medição de coordenadas pertencentes ao Laboratório de Metrologia do IEPG/UNIFEI. A Tabela A.2 apresenta as características dessa máquina e dos instrumentos de medição utilizados.

Tabela A.2 Máquina de medição de coordenadas e instrumentos de medição utilizados

Máquina e instrumentos de medição	Resolução
Máquina de medição de coordenadas em 3D: Mitutoyo - B251	1 μm
Paquímetro	0,02 mm
Goniômetro	5 min
Canivete de raio	0,5mm

Por meio da máquina de medição de coordenadas, pôde ser determinada uma nuvem de pontos da superfície do RAM. Para obtenção dessa nuvem de pontos, o RAM foi fixado à mesa da máquina de medição de coordenadas, Figura A.3, e por meio de um toque físico na superfície da pá do rotor, foi possível obter as coordenadas de cada ponto medido.



Figura A.3 Fixação do rotor para medição dos pontos na superfície côncava das pás

A nuvem de pontos foi obtida apenas para o lado côncavo (intradorso) de uma da pá, Figura A.4, visto que as pás do RAM têm espessura constante. Além disso, foi também medido o ângulo de montagem das pás no cubo do rotor e o passo das pás (distância circunferencial entre duas pás consecutivas) que, para uma seção radial, apresenta o mesmo valor entre quaisquer duas pás consecutivas.



Figura A.4 Nuvem de pontos referente ao lado côncavo (intradorso) de uma da pá do RAM

Observa-se que a máquina de medição de coordenadas proporciona medições muito precisas nas regiões da superfície da pá, da superfície de fixação das pás, rebites, etc. Assim,

estas auxiliaram nas medições dos valores do ângulo de montagem da pá, da largura da pá, dos diâmetros, posição dos rebites, etc. Esses valores foram comparados com as medições realizadas manualmente com paquímetro.

A partir disso, essas características geométricas do ventilador foram consideradas no desenvolvimento no SolidWorks®. Após gerar a superfície da pá e parte da região de fixação da pá, o arquivo foi exportado ao *software* ICEM-CFD 15® para finalização dos contornos do cubo e dos rebites. Assim, a geometria do RAM obtido por meio deste procedimento pode ser observada na Figura A.5.

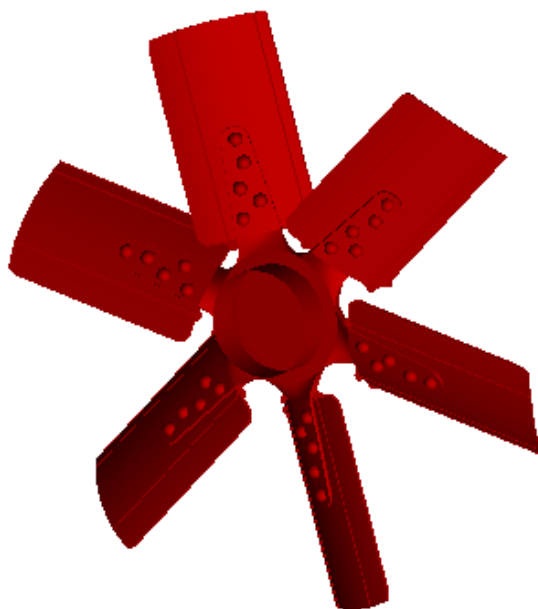


Figura A.5 Desenho do rotor axial modificado (RAM)

Apêndice B

Banco de Testes e Descrição do seu Funcionamento

Neste apêndice é apresentada uma descrição sucinta de cada um dos cinco principais componentes do banco de testes do Laboratório de Ventiladores (*LabVent*) do IEM/UNIFEI. A instrumentação de medidas do *LabVent* se destina à realização somente de testes aerodinâmicos. Para a realização dos testes de acústica, foi utilizado um Medidor de nível sonoro do Laboratório de Acústica do IRN/UNIFEI. Também, é apresentada uma descrição sucinta do funcionamento do banco de testes para a obtenção das grandezas aerodinâmicas e acústicas.

B.1 Banco de Testes

O banco de testes do Laboratório de Ventiladores (*LabVent*) é composto basicamente de cinco partes principais, conforme o esquema ilustrado na Figura B.1: (1) Ventilador axial (VA) a ser ensaiado, (2) Conjunto de acionamento do ventilador axial, (3) Câmara de equalização de pressão (CEP), (4) Unidade auxiliar e (5) Instrumentação de medidas.

(1) Ventilador axial (VA) a ser ensaiado

O ventilador axial (VA) a ser ensaiado é composto basicamente por um rotor com 6 pás e por uma carcaça. O rotor é fixado à ponta de eixo do mancal por meio de uma porca em formato de ogiva. O mancal está localizado entre o VA e o motor de corrente contínua (MCC)

B Banco de Testes e Descrição do seu Funcionamento

que aciona o rotor de VA. As características geométricas principais do rotor estão descritas no Apêndice A. A carcaça do ventilador, construída de isopor de alta densidade, tem diâmetro interno de 500 mm e forma com o rotor uma folga de topo (folga radial) de 2 mm. Essa carcaça é fixada à janela da câmara de equalização de pressão (CEP), conforme ilustra a Figura B.2.

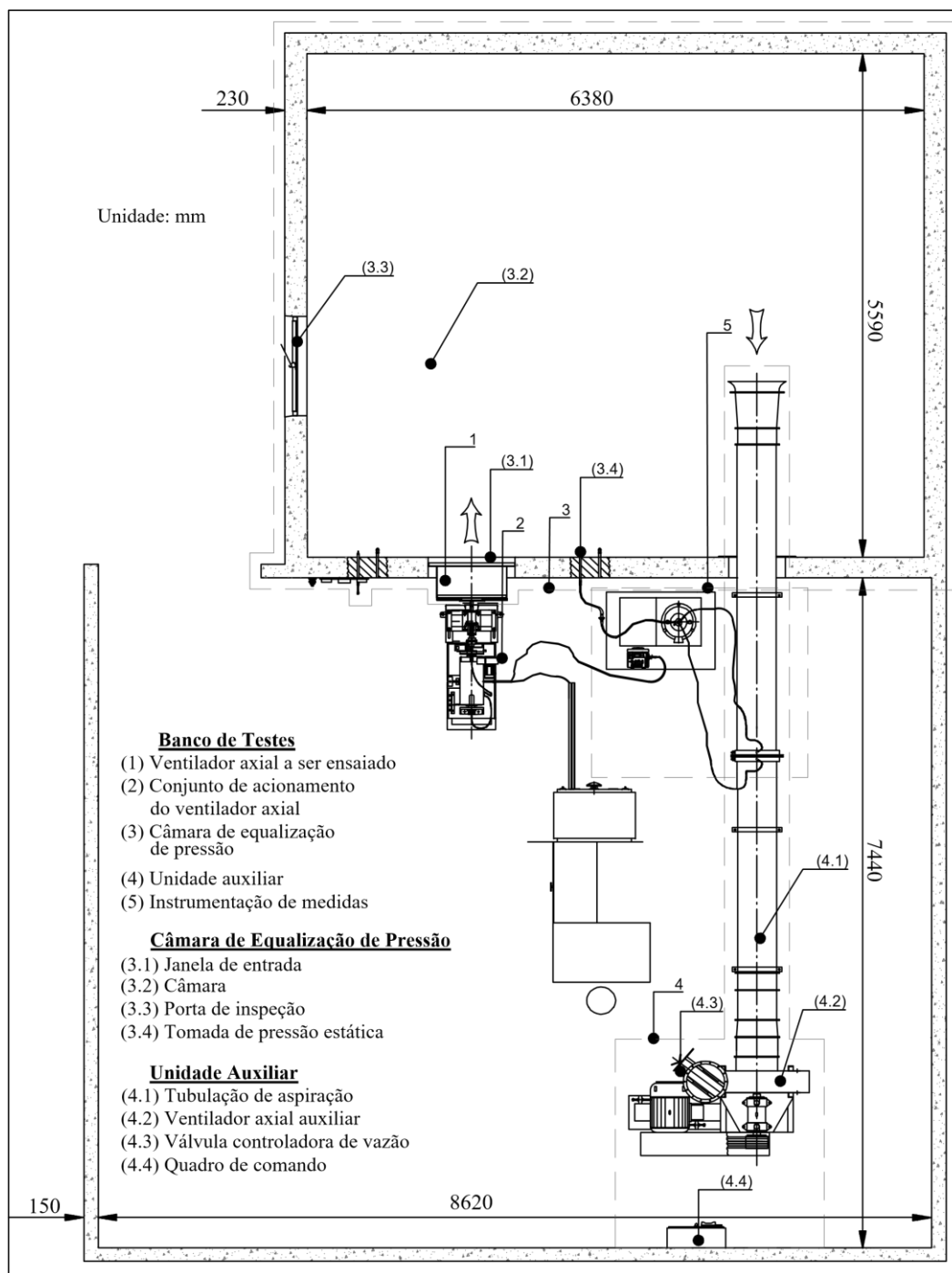


Figura B.1 Esquema do banco de testes do Laboratório de Ventiladores (LabVent) do IEM/UNIFEI



(a)

(b)

Figura B.2 Ventilador axial (VA) a ser ensaiado: (a) vista do lado do motor de corrente contínua (MCC); (b) vista do lado de dentro da câmara de equalização de pressão (CEP)

(2) Conjunto de acionamento do ventilador axial

Esse conjunto é composto pelo mancal, acoplamento flexível, motor de corrente contínua (MCC), Figura B.2.a, e quadro de comando e controle do MCC, Figura B.3. O MCC tem potência de eixo máxima de 10 kW. O quadro de comando e controle do MCC permite regular a rotação desse motor (e, em consequência, do rotor do VA ensaiado), de 0 a 4000 rpm, através do acionamento do botão de regulação da rotação.



Figura B.3 Quadro de comando e controle do motor de corrente contínua (MCC)

(3) Câmara de equalização de pressão

O ar, que sai do VA ensaiado, entra na câmara de equalização de pressão (CEP) pela janela dessa câmara e sai pela tubulação de aspiração do ventilador centrífugo auxiliar (VCA). Na parte frontal dessa câmara, estão disponíveis duas tomadas de pressão estática. Na lateral da CEP, existe uma porta de inspeção, com seção livre de 1000 mm x 1500 mm, que dá acesso ao interior da CEP. A janela da CEP tem uma seção livre de 675 mm x 675 mm onde se localiza a carcaça do VA ensaiado.

(4) Unidade auxiliar

O ar, que sai da câmara de equalização de pressão (CEP), passa pela tubulação de aspiração do ventilador centrífugo auxiliar (VCA), pelos endireitadores de fluxo localizados no interior dessa tubulação, pelo medidor de vazão do tipo placa de orifício (PÓ) localizado nessa tubulação, pelo VCA (Figura B.4.a), pela válvula controladora de vazão (VCV), Figura B.4.a, e retorna ao ambiente. Quando se deseja obter as características aerodinâmicas do ventilador axial (VA) a ser ensaiado numa maior faixa de vazões e, em consequência, de pressões totais, liga-se, através do quadro de comando, Figura B.4.b, o VCA que é acionado por um motor elétrico de indução trifásico de 50 CV de potência de eixo. A rotação desse motor elétrico pode ser variada de 0 a 1800 rpm através de um inversor de frequência, Figura B.4.b.

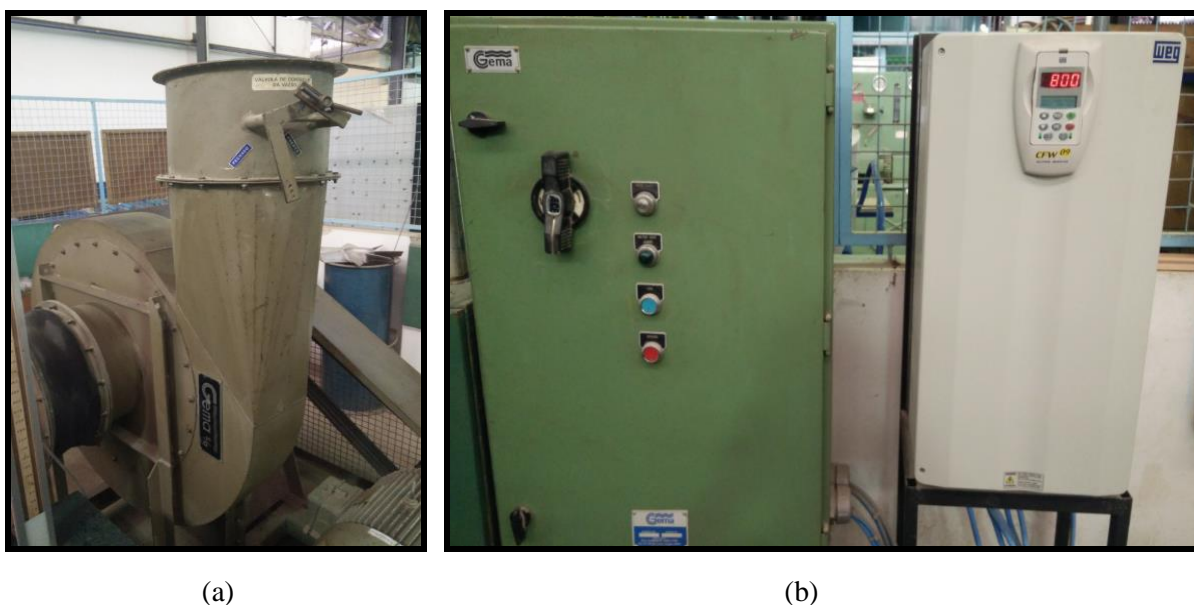


Figura B.4 (a) Ventilador centrífugo auxiliar (VCA); (b) Quadro de comando e inversor de frequência

(5) Instrumentação de medidas

Os seguintes instrumentos foram utilizados para a medição de grandezas aerodinâmicas e acústicas durante os experimentos realizados no banco de testes para se obter as características de desempenho do VA:

- 1) Tacômetro ótico digital (resolução: 1 rpm): utilizado na medição da rotação, n , do MCC que é a mesma do rotor do VA, com indicação máxima de rotação de 9999 rpm.
- 2) Manômetro do tipo Betz (resolução: 0,1 mmH₂O), Figura B.5: utilizado na medição da pressão estática do ar na CEP, h_{CEP} , e também na medição da diferença de pressões estáticas do ar na placa de orifício (PO), Δh_{PO} , com indicação máxima de pressão de 600 mmH₂O.
- 3) Ponte extensiométrica (resolução: 1 $\mu\epsilon$), Figura B.5: utilizada para a indicação do valor de V_{PE} correspondente à massa aplicada na célula de carga que é responsável pelo cálculo da potência de eixo do MCC.
- 4) Termômetro analógico (resolução: 0,1 °C): utilizado na medição da temperatura ambiente, t_{ar} .
- 5) Barômetro aneróide (resolução: 0,1 mmHg): utilizado na medição da pressão barométrica, h_b .
- 6) Higrômetro analógico (resolução: 0,5 %): utilizado na medição da umidade relativa do ar, ψ_{ar} .
- 7) Medidor de nível sonoro: utilizado na medição NPS em bandas de 1/3 de oitava, classe 1 em tempo real.



Figura B.5 Ponte extensométrica (à esquerda) e manômetro do tipo Betz (à direita)

Antes da realização dos testes, alguns equipamentos foram calibrados para verificar a precisão dos valores medidos. Os equipamentos em que a calibração foi realizada durante o experimento são a ponte extensiométrica e o manômetro do tipo Betz.

A ponte extensiométrica foi calibrada antes da realização dos testes do VA.. Foram aplicados à ponte extensiométrica 9 discos cilíndricos calibrados de massa igual a 1 kg cada, em incrementos de 1 kg, conforme a Tabela B.1. A ponte extensiométrica foi ajustada em um valor de 13.000 $\mu\epsilon$ para carga (massa) nula sobre ela, com *gage fator* de 4.5, *balance* de +4k e *bridge* configurada como *full*.

Tabela B.1 Resultados da calibração da célula de carga

Carga (kg)	V_{PE} ($\mu\epsilon$)
1	13076
2	13152
3	13226
4	13302
5	13377
6	13451
7	13526
8	13601
9	13676

O manômetro do tipo Betz (micromanômetro) tem como procedimento de calibração a retirada ou inserção de água no seu interior até atingir o “nível zero” de água no seu visor de leitura. A calibração desse manômetro antes e durante os experimentos no VA é essencial, pois está diretamente relacionado às características de desempenho aerodinâmico do VA.

B.2 Descrição do Funcionamento do Banco de Testes

B.2.1 Descrição para a realização de testes aerodinâmicos

Após constatar que todas as partes fundamentais do banco de testes estejam em condições de realizar os ensaios, procede-se da seguinte maneira:

1) Através da chave geral do quadro de comando e controle, liga-se o MCC. Por meio do botão de regulagem da rotação deste quadro, coloca-se, lentamente, a rotação do MCC de zero até um valor próximo de 1500 rpm. Com o auxílio do tacômetro ótico digital, se estabelece a rotação do VA no intervalo de $n = 1500^{\pm 5}$ rpm.

2) Com o giro do rotor do VA, acoplado ao MCC, via mancal intermediário e acoplamento entre o MCC e o rotor do VA, o ar ambiente é aspirado pelo VA. Esse ar, ao passar pelo VA ensaiado, é insuflado para o interior da CEP. O ar sai da CEP passando pelo interior da tubulação de aspiração do VCA, pelo medidor de vazão do tipo placa de orifício (PÓ), pelo VCA e pela válvula controladora de vazão (VCV), retornando ao ambiente.

3) Para a rotação fixada no intervalo $1500^{\pm 5}$ rpm, o VA ensaiado não consegue fornecer vazões maiores e, em consequência, pressões menores que determinados valores, em virtude das suas próprias características e, também, das características do sistema (CEP, tubulação de aspiração do VCA, PO, VCA e VCV). Quando se deseja obter vazões maiores e, em consequência, pressões totais (ou estáticas) menores (até mesmo pressões negativas), liga-se o VCA para promover mais facilmente a tiragem do ar do interior da CEP. O trajeto do ar, da CEP até o seu retorno ao ambiente, é idêntico ao descrito no item anterior.

4) Com a rotação mantida no intervalo estabelecido ($1500^{\pm 5}$ rpm), e para uma vazão fixada, obtida com o auxílio da VCV (por exemplo, com a VCV parcialmente aberta), se faz as leituras de: (1) rotação, n , no tacômetro ótico digital; (2) pressão na câmara de equalização de pressão, h_{CEP} , no manômetro tipo Betz de 600 mmH₂O; (3) diferença de pressões estáticas na placa de orifício, Δh_{PO} , no manômetro tipo Betz de 600 mmH₂O; (4) valor de VPE, na ponte extensométrica; (5) temperatura do ar ambiente, t_{ar} , no termômetro analógico; (6) pressão barométrica, h_b , no barômetro aneróide; (7) umidade relativa do ar, ψ_{ar} , no higrômetro analógico.

5) Com a rotação mantida no intervalo estabelecido no item anterior ($1500^{\pm 5}$ rpm), altera-se a vazão através da válvula controladora de vazão (VCV) (abrindo a válvula), fazendo, novamente, as 7 leituras dos instrumentos de medidas descritos acima, após a estabilização dessas leituras. Este item é repetido para diversas vazões, até que a VCV esteja totalmente aberta. Até este momento, o VCA se encontra desligado.

6) Para se obter vazões maiores que aquelas com o VCA desligado, liga-se o VCA e fecha-se a válvula controladora de vazão (VCV) até atingir uma vazão um pouco maior que a

vazão estabelecida com a VCV totalmente aberta, porém, quando o VCA estava desligado. Com o auxílio do inversor de frequência do motor elétrico que aciona o VCA, coloca-se tal ventilador numa rotação apropriada.

7) Com a rotação do VA mantida no intervalo estabelecido ($1500^{\pm 5}$ rpm), altera-se a vazão através da válvula controladora de vazão (abrindo a válvula), fazendo, novamente, as 7 leituras dos instrumentos de medidas, após a estabilização dessas leituras. Este item é repetido para diversas vazões, até atingir o valor de vazão desejado.

8) De, por exemplo, 5 em 5 leituras, deve-se efetuar a zeragem do manômetro tipo Betz, e manter o valor, por exemplo, de 13.000 (correspondente a zero grama, ou seja, sem carga (sem massa) na célula de carga) referente ao chamado fator de medida do indicador digital de massa na ponte extensométrica, se os mesmos não foram eventualmente alterados. Se o valor zerado no manômetro estiver, respectivamente, fora dos intervalos de $\pm 0,2$ mmH₂O ou se o fator de medida for diferente de, por exemplo, 13.000, deve-se anular as referidas leituras e repetir os passos dos itens 4, 5, 6 e 7. Recomenda-se, também, verificar todos os instrumentos e as suas conexões, além de possíveis vazamentos de ar em escoamento.

9) Antes de desligar o MCC, deve-se diminuir lentamente a sua rotação, atuando no botão de regulagem da rotação até a rotação do MCC tornar-se nula. Recomenda-se, também, verificar todas as condições do banco de testes, inclusive a lubrificação do mancal.

B.2.2 Descrição para a realização de testes acústicos

Um procedimento semelhante ao funcionamento do banco de testes para a realização de testes aerodinâmicos é feito para os testes acústicos. Após constatar que todas as partes fundamentais do banco de testes estejam em condições de realizar os ensaios, procede-se da seguinte maneira:

1) Antes de ligar o MCC, são realizadas medições do ruído no ambiente. Desse modo, pode ser registrado o nível sonoro equivalente para condições com (caso exista) e sem chuva, dependendo das condições durante os experimentos.

2) Após a medição estabelecida no Passo 1 anterior, liga-se o MCC por meio da chave geral do quadro de comando e controle. Nesta etapa, o ventilador axial (VA) não está

conectado ao sistema e, desse modo, por meio do ajuste da rotação, a rotação do MCC é colocada, lentamente, de zero até a rotação desejada. A partir disso, são realizadas as medições de ruído para cada um dos pontos definidos.

3) Após as medições de ruído do conjunto do MCC (inclui, além do MCC, o ventilador Sirocco responsável pelo sistema de arrefecimento do MCC, mancal e acoplamento flexível que une o MCC ao mancal), este deve ter sua rotação lentamente diminuída por meio do sistema de ajuste de rotação. Assim, o VA deve ser acoplado ao MCC e a partir do sistema de ajuste de rotação, sua rotação deve ser aumentada lentamente até o valor desejado.

4) Como são realizadas medições para se obter determinados pontos da curva característica do VA, então, o VCA deve ser acionado e ter sua vazão aumentada até o valor obtido no procedimento experimental aerodinâmico para o ponto desejado.

5) A válvula controladora de vazão (VCV) deve ser controlada até que a vazão do sistema atinja o valor desejado de diferença de pressões estáticas na placa de orifício, Δh_{PO} , indicada no manômetro tipo Betz de 600 mmH₂O. Desse modo, a medição do ruído total do sistema, que consiste do ventilador teste (VA), ventilador centrífugo auxiliar (VCA) e conjunto do motor de corrente contínua, possa ser medido nas localizações desejadas.

6) A partir das medições realizadas com o Medidor de nível sonoro (sonômetro) na Passo 5, o MCC deve ter sua rotação lentamente diminuída por meio do sistema de ajuste de rotação e ter seu sistema desligado por meio da chave geral do quadro de comando e controle. Assim, o Medidor de nível sonoro deve ser colocado nas posições estabelecidas para medição do ruído resultante do sistema do ventilador centrífugo auxiliar (VCA).

7) Após as medições, o VCA deve ter sua rotação zerada para iniciar o procedimento de avaliação do ruído emitido pelo ventilador axial (VA) para outro ponto de operação.

8) Desse modo, liga-se o MCC por meio da chave geral do quadro de comando e controle. A rotação do MCC é colocada, lentamente, de zero até a rotação desejada.

Os Passos 4, 5, 6, 7 e 8 desse procedimento devem ser repetidos para análise acústica dos pontos desejados. Porém, no último ponto de medição não é necessário a realização do Passo 8. Assim, a chave geral do quadro de comando e controle dos motores devem ser desligadas.

Apêndice C

Valores das Grandezas Experimentais Medidas e Calculadas

Neste apêndice são apresentados os diversos valores das grandezas aerodinâmicas e acústicas medidas durante os testes em laboratório e também os valores das correspondentes grandezas calculadas. Foram realizados 4 testes no período de 27/12/2017 a 07/01/2018.

C.1 Valores das Grandezas Aerodinâmicas

C.1.1 Valores das grandezas aerodinâmicas medidas

Tabela C.1 Valores das grandezas aerodinâmicas medidas – Teste 1

Grandeza	Unidade	Número de Leituras				
		1	2	3	4	5
n	rpm	1501	1502	1496	1495	1499
h_{CEP}	mmH ₂ O	28,8	24,8	20,0	16,6	12,6
Δh_{FO}	mmH ₂ O	2,8	30,6	81,4	124,8	190,6
V_{PE}	$\mu\epsilon$	13157	13145	13131	13122	13118
t_a	°C	26,0	26,0	26,5	26,5	26,5
h_b	mmHg	692,5	692,5	692,5	692,5	692,5
ψ	%	76,0	75,0	75,0	74,0	74,0
n_{VCA}	rpm	0	1250	1250	1250	1250

Tabela C.1 Valores das grandezas aerodinâmicas medidas – Teste 1 (continuação)

Grandeza	Unidade	Número de Leituras (continuação)				
		6	7	8	9	10
n	rpm	1505	1501	1496	1502	1500
h_{CEP}	mmH ₂ O	12,0	11,0	10,6	9,8	9,2
Δh_{PO}	mmH ₂ O	234,0	375,4	426,8	485,0	515,0
V_{PE}	$\mu\epsilon$	13112	13112	13116	13118	13114
t_a	°C	26,5	26,5	26,5	26,5	26,5
h_b	mmHg	692,5	692,0	692,0	692,0	692,0
ψ	%	74,0	73,0	72,0	71,0	71,0
n_{VCA}	rpm	1250	1250	1700	1700	1700

Tabela C.2 Valores das grandezas aerodinâmicas medidas – Teste 2

Grandeza	Unidade	Número de Leituras					
		1	2	3	4	5	6
n	rpm	1500	1500	1496	1502	1502	1502
h_{CEP}	mmH ₂ O	28,4	26,0	21,0	16,8	13,6	11,8
Δh_{PO}	mmH ₂ O	3,2	27,8	67,0	119,0	159,8	244,0
V_{PE}	$\mu\epsilon$	13154	13141	13138	13126	13118	13113
t_a	°C	27,5	27,5	27,0	27,0	27,0	27,0
h_b	mmHg	689,5	689,5	689,5	689,5	689,5	689,5
ψ	%	68,0	75,0	75,0	75,0	73,0	72,0
n_{VCA}	rpm	0	0	500	750	1000	1000

Tabela C.2 Valores das grandezas aerodinâmicas medidas – Teste 2 (continuação)

Grandeza	Unidade	Número de Leituras (continuação)				
		7	8	9	10	11
n	rpm	1502	1502	1501	1495	1499
h_{CEP}	mmH ₂ O	11,6	11,0	9,6	8,8	8,0
Δh_{PO}	mmH ₂ O	290,0	365,6	449,6	521,0	594,0
V_{PE}	$\mu\epsilon$	13115	13117	13118	13119	13120
t_a	°C	27,0	27,5	27,5	27,0	27,0
h_b	mmHg	689,5	689,5	689,0	689,0	689,0
ψ	%	71,0	70,0	70,0	70,0	70,0
n_{VCA}	rpm	1250	1250	1500	1750	1750

Tabela C.3 Valores das grandezas aerodinâmicas medidas – Teste 3

Grandeza	Unidade	Número de Leituras		
		1	2	3
n	rpm	1499	1498	1501
h_{CEP}	mmH ₂ O	15,4	11,8	11,5
Δh_{PO}	mmH ₂ O	139,8	206,6	315,8
V_{PE}	$\mu\epsilon$	13121	13110	13116
t_a	°C	26,8	26,5	26,2
h_b	mmHg	692,3	692,0	692,0
ψ	%	71,5	71,5	72,0
n_{VCA}	rpm	1000	1000	1250

Tabela C.4 Valores das grandezas aerodinâmicas medidas – Teste 4

Grandeza	Unidade	Número de Leituras					
		1	2	3	4	5	6
n	rpm	1498	1501	1503	1495	1498	1501
h_{CEP}	mmH ₂ O	28,9	26,0	23,1	20,1	16,6	13,8
Δh_{PO}	mmH ₂ O	3,4	26,2	52,0	81,2	121,6	160,0
V_{PE}	$\mu\epsilon$	13157	13143	13142	13133	13125	13118
t_a	°C	25,5	26,5	26,9	26,9	27,0	26,8
h_b	mmHg	693,1	693,0	692,7	692,7	692,5	692,5
ψ	%	85,5	78,9	74,0	73,5	73,0	72,8
n_{VCA}	rpm	0	0	1000	1000	1000	1000

Tabela C.4 Valores das grandezas aerodinâmicas medidas – Teste 4 (continuação)

Grandeza	Unidade	Número de Leituras (continuação)					
		7	8	9	10	11	12
n	rpm	1505	1504	1502	1495	1495	1495
h_{CEP}	mmH ₂ O	12,0	11,8	11,6	10,7	9,2	8,2
Δh_{PO}	mmH ₂ O	206,2	268,1	339,0	407,4	499,2	593,8
V_{PE}	$\mu\epsilon$	13110	13114	13115	13119	13119	13121
t_a	°C	26,8	26,3	26,2	24,9	24,5	24,0
h_b	mmHg	692,5	692,4	692,4	692,7	692,7	692,5
ψ	%	72,8	73,0	73,0	85,0	87,0	88,0
n_{VCA}	rpm	1000	1250	1250	1500	1500	1750

C.1.2 Valores das grandezas aerodinâmicas calculadas

Tabela C.5 Valores das grandezas aerodinâmicas calculadas para a condição-padrão ($\rho = 1,225$ kg/m³) e rotação $n_1 = 1500$ rpm – Teste 1

Grandeza	Unidade	Número de Leituras				
		1	2	3	4	5
Q_I	m ³ /s	0,108	0,356	0,584	0,723	0,892
Δp_{TI}	Pa	322,0	278,9	231,1	196,2	154,9
P_{eI}	W	801,3	734,4	664,2	615,2	589,9
P_{dI}	Pa	0,2	2,2	5,8	8,9	13,5
P_{hI}	W	34,7	99,3	134,9	141,9	138,1
η_I	%	4,33	13,52	20,31	23,06	23,41
η_{estI}	%	4,33	13,42	19,81	22,02	21,37

Tabela C.5 Valores das grandezas aerodinâmicas calculadas para a condição-padrão ($\rho = 1,225$ kg/m³) e rotação $n_1 = 1500$ rpm – Teste 1 (continuação)

Grandeza	Unidade	Número de Leituras (continuação)				
		6	7	8	9	10
Q_I	m ³ /s	0,984	1,250	1,337	1,420	1,465
Δp_{TI}	Pa	150,0	149,7	149,9	143,8	139,6
P_{eI}	W	552,3	555,7	581,6	587,9	567,5
P_{dI}	Pa	16,4	26,5	30,3	34,2	36,4
P_{hI}	W	147,6	187,1	200,4	204,2	204,5
η_I	%	26,72	33,67	34,46	34,73	36,04
η_{estI}	%	23,79	27,71	27,48	26,47	26,64

Tabela C.6 Valores das grandezas aerodinâmicas calculadas para a condição-padrão ($\rho = 1,225$ kg/m³) e rotação $n_1 = 1500$ rpm – Teste 2

Grandeza	Unidade	Número de Leituras					
		1	2	3	4	5	6
Q_I	m ³ /s	0,116	0,342	0,531	0,705	0,817	1,010
Δp_{TI}	Pa	320,9	295,6	242,8	197,3	164,2	150,0
P_{eI}	W	793,5	721,3	707,2	635,3	591,1	563,5
P_{dI}	Pa	0,2	2,0	4,8	8,4	11,3	17,3
P_{hI}	W	37,2	101,0	129,0	139,1	134,2	151,4
η_I	%	4,69	14,00	18,24	21,90	22,71	26,88
η_{estI}	%	4,68	13,90	17,88	20,97	21,14	23,78

C Valores das Grandezas Experimentais Medidas e Calculadas

Tabela C.6 Valores das grandezas aerodinâmicas calculadas para a condição-padrão ($\rho_l = 1,225$ kg/m³) e rotação $n_l = 1500$ rpm – Teste 2 (continuação)

Grandeza	Unidade	Número de Leituras (continuação)				
		7	8	9	10	11
Q_l	m ³ /s	1,101	1,237	1,373	1,483	1,579
Δp_{TI}	Pa	151,0	149,9	140,3	137,3	132,7
P_{el}	W	574,5	586,6	593,3	602,7	605,0
P_{dl}	Pa	20,6	26,0	32,0	37,3	42,3
P_{hl}	W	166,2	185,4	192,7	203,5	209,5
η_l	%	28,93	31,60	32,48	33,77	34,64
η_{estl}	%	24,99	26,13	25,07	24,59	23,59

Tabela C.7 Valores das grandezas aerodinâmicas calculadas para a condição-padrão ($\rho_l = 1,225$ kg/m³) e rotação $n_l = 1500$ rpm – Teste 3

Grandeza	Unidade	Número de Leituras		
		1	2	3
Q_l	m ³ /s	0,764	0,929	1,146
Δp_{TI}	Pa	182,9	147,3	151,0
P_{el}	W	607,2	524,8	577,1
P_{dl}	Pa	9,9	14,6	22,3
P_{hl}	W	139,8	136,9	173,0
η_l	%	23,02	26,09	29,97
η_{estl}	%	21,77	23,49	25,55

Tabela C.8 Valores das grandezas aerodinâmicas calculadas para a condição-padrão ($\rho_l = 1,225$ kg/m³) e rotação $n_l = 1500$ rpm – Teste 4

Grandeza	Unidade	Número de Leituras					
		1	2	3	4	5	6
Q_l	m ³ /s	0,119	0,330	0,465	0,584	0,713	0,816
Δp_{TI}	Pa	323,6	292,6	261,8	232,8	195,5	165,9
P_{el}	W	802,4	725,2	719,1	676,9	630,4	588,9
P_{dl}	Pa	0,2	1,8	3,7	5,8	8,6	11,3
P_{hl}	W	38,5	96,6	121,6	135,9	139,4	135,4
η_l	%	4,80	13,31	16,91	20,07	22,11	22,99
η_{estl}	%	4,79	13,23	16,68	19,58	21,14	21,43

Tabela C.8 Valores das grandezas aerodinâmicas calculadas para a condição-padrão ($\rho_l = 1,225$ kg/m³) e rotação $n_l = 1500$ rpm – Teste 4 (continuação)

Grandeza	Unidade	Número de Leituras (continuação)					
		7	8	9	10	11	12
Q_l	m ³ /s	0,924	1,054	1,186	1,303	1,441	1,571
Δp_{TI}	Pa	148,2	150,3	153,4	148,9	138,9	133,6
P_{el}	W	542,0	563,7	570,5	595,0	594,2	604,3
P_{dl}	Pa	14,5	18,8	23,9	28,8	35,2	41,9
P_{hl}	W	136,9	158,3	181,9	194,0	199,4	209,9
η_l	%	25,27	28,09	31,89	32,60	33,56	34,73
η_{estl}	%	22,80	24,57	26,93	26,29	25,01	23,85

C.2 Valores das Grandezas Acústicas

C.2.1 Valores das grandezas acústicas medidas

Tabela C.9 Valores das grandezas acústicas medidas – Teste 3

Medição	Fontes	Posição de Medição	L_{eq} (dB)	L_{min} (dB)	L_{max} (dB)	Largura de banda
1	Ambiente: com chuva	Livre	61,2	60,0	63,3	1/3
2	Ambiente: sem chuva	Livre	58,7	56,6	61,8	1/3
3	MCC: sem o VA	1	89,2	88,3	90,3	1/3
4	MCC: sem o VA	2	91,0	90,2	92,0	1/3
5	MCC: sem o VA	3	89,6	89,3	90,3	1/3
6	MCC: sem o VA	4	90,9	90,1	91,4	1/3
7	MCC: sem o VA	5	91,8	91,2	92,9	1/3
8	MCC: sem o VA	6	89,1	88,5	89,5	1/3
9	Total: Operação 1	1	91,8	91,2	92,0	1/3
10	Total: Operação 1	2	92,0	91,7	92,7	1/3
11	Total: Operação 1	3	91,6	92,0	92,7	1/3
12	Total: Operação 1	4	93,1	92,4	94,5	1/3
13	Total: Operação 1	5	91,2	90,9	91,9	1/3
14	Total: Operação 1	6	95,4	93,1	98,6	1/3
15	VCA: Operação 1	1	80,7	80,3	81,3	1/3

Tabela C.9 Valores das grandezas acústicas medidas – Teste 3 (continuação)

Medição	Fontes	Posição de Medição	L_{eq} (dB)	$L_{mín}$ (dB)	$L_{máx}$ (dB)	Largura de banda
16	VCA: Operação 1	2	81,1	80,3	82,0	1/3
17	VCA: Operação 1	3	80,6	80,2	81,1	1/3
18	VCA: Operação 1	4	82,3	81,8	82,9	1/3
19	VCA: Operação 1	5	83,1	82,6	83,7	1/3
20	VCA: Operação 1	6	83,2	82,6	84,1	1/3
21	Total: Operação 2	1	91,6	91,1	91,2	1/3
22	Total: Operação 2	2	92,0	91,8	92,7	1/3
23	Total: Operação 2	3	91,4	91,0	92,2	1/3
24	Total: Operação 2	4	92,2	92,0	92,2	1/3
25	Total: Operação 2	5	91,2	90,9	91,9	1/3
26	Total: Operação 2	6	92,0	91,5	92,7	1/3
27	VCA: Operação 2	1	80,3	79,9	81,2	1/3
28	VCA: Operação 2	2	81,2	80,6	82,0	1/3
29	VCA: Operação 2	3	80,2	79,6	80,9	1/3
30	VCA: Operação 2	4	82,1	81,7	82,8	1/3
31	VCA: Operação 2	5	81,0	80,6	81,7	1/3
32	VCA: Operação 2	6	83,1	82,6	83,7	1/3
33	Total: Operação 3	1	92,4	92,0	93,2	1/3
34	Total: Operação 3	2	92,9	92,6	93,3	1/3
35	Total: Operação 3	3	92,4	92,1	93,0	1/3
36	Total: Operação 3	4	92,6	92,3	93,2	1/3
37	Total: Operação 3	5	92,6	92,1	92,6	1/3
38	Total: Operação 3	6	93,0	92,4	93,5	1/3
39	VCA: Operação 3	1	85,9	85,0	86,9	1/3
40	VCA: Operação 3	2	84,8	84,0	85,5	1/3
41	VCA: Operação 3	3	85,1	84,4	85,8	1/3
42	VCA: Operação 3	4	84,9	84,3	85,6	1/3
43	VCA: Operação 3	5	87,4	86,8	88,2	1/3
44	VCA: Operação 3	6	87,5	87,0	88,0	1/3

Tabela C.10 Nível sonoro equivalente para condições com e sem chuva

Banda de frequência	Frequência central	Ruído externo com chuva	Ruído externo sem chuva
		L_{eq} (dB)	L_{eq} (dB)
1	12,5	28,4	38,9
2	16	52,7	52,3
3	20	47,0	47,9
4	25	49,0	47,6
5	31,5	48,2	48,9
6	40	44,0	44,0
7	50	46,0	46,8
8	63	50,5	51,9
9	80	38,4	42,5
10	100	36,7	41,3
11	125	35,8	39,6
12	160	38,0	37,8
13	200	38,4	36,4
14	250	38,5	35,7
15	315	40,7	39,1
16	400	42,4	39,9
17	500	43,0	39,5
18	630	45,5	37,4
19	800	46,8	32,8
20	1000	47,7	31,3
21	1250	49,2	31,2
22	1600	48,2	30,7
23	2000	48,8	29,0
24	2500	50,1	30,3
25	3150	48,0	28,4
26	4000	46,9	27,5
27	5000	42,0	24,0
28	6300	39,9	21,0
29	8000	38,1	18,5
30	10000	34,6	16,3
31	12500	29,3	15,6
32	16000	25,9	15,4
33	20000	20,8	15,3
	L_{eq}	61,2	58,7

Tabela C.11 Nível sonoro equivalente para o MCC considerando os locais dos pontos de medição 1, 2, 3, 4, 5 e 6

Banda de frequência	Frequência central para bandas de 1/3 oitava	Local dos pontos de medição					
		1	2	3	4	5	6
1	12,5	40,3	44,2	40,3	39,0	39,6	41,0
2	16	51,7	54,6	53,5	54,3	53,5	53,2
3	20	46,7	50,0	47,5	49,3	47,5	47,4
4	25	55,5	63,7	59,3	62,4	68,2	50,4
5	31,5	47,2	49,1	46,9	53,7	50,7	51,9
6	40	42,7	44,5	42,8	47,4	45,9	50,2
7	50	59,1	59,7	58,6	65,2	66,9	60,4
8	63	53,7	51,8	54,5	52,1	49,9	55,4
9	80	67,5	67,2	62,5	67,0	69,8	67,1
10	100	66,6	63,1	69,7	69,0	66,1	68,9
11	125	73,3	75,6	71,9	71,0	71,4	71,6
12	160	83,6	84,7	82,3	80,3	83,9	81,2
13	200	68,4	74,1	68,1	70,3	77,9	69,4
14	250	73,3	82,2	74,3	76,5	74,0	73,6
15	315	73,5	80,7	71,9	71,2	72,1	70,0
16	400	75,0	78,2	76,9	78,4	79,2	77,3
17	500	77,9	78,3	78,5	81,4	82,2	80,2
18	630	76,8	78,6	77,4	75,9	77,1	73,4
19	800	78,3	80,5	78,5	81,7	84,9	77,0
20	1000	74,7	72,8	77,0	76,0	73,4	75,3
21	1250	80,7	79,5	79,8	81,2	82,2	80,9
22	1600	77,1	78,5	82,3	85,0	80,2	80,1
23	2000	76,3	75,7	75,7	76,1	75,1	76,8
24	2500	75,3	76,0	74,7	77,2	81,6	76,2
25	3150	72,5	74,3	73,7	73,6	73,7	71,8
26	4000	66,0	68,1	64,8	66,4	66,2	64,6
27	5000	58,9	63,1	59,3	60,4	62,5	60,3
28	6300	58,0	61,2	57,4	58,9	59,8	57,9
29	8000	57,1	60,7	57,9	58,3	59,6	57,7
30	10000	57,3	58,8	57,0	56,8	57,9	57,4
31	12500	58,0	61,1	56,4	59,1	58,6	58,5
32	16000	55,2	53,5	57,3	60,2	59,1	57,2
33	20000	48,7	44,2	50,1	50,5	53,3	50,3
	<i>L_{eq}</i>	89,3	91,1	89,7	90,9	91,8	89,1

Tabela C.12 Nível sonoro equivalente global para as condições de operação 1

Banda de frequência	Frequência central para bandas de 1/3 oitava	Local dos pontos de medição					
		1	2	3	4	5	6
1	12,5	72,3	71,9	73,9	76,7	73,8	81,5
2	16	73,9	73,0	74,6	77,0	75,1	80,3
3	20	74,9	74,1	76,2	77,2	75,2	79,5
4	25	77,4	77,8	78,0	77,6	77,1	79,5
5	31,5	76,2	76,2	77,1	77,9	76,9	78,9
6	40	74,3	74,1	75,5	74,7	73,4	75,5
7	50	74,1	73,4	74,8	74,9	74,1	75,4
8	63	71,2	69,8	72,2	70,5	69,5	71,8
9	80	72,6	70,7	73,2	72,0	70,5	72,6
10	100	71,1	69,4	72,8	72,8	70,1	75,0
11	125	76,2	76,2	77,6	76,5	74,9	78,1
12	160	84,6	84,8	86,2	84,7	83,0	87,1
13	200	77,3	78,0	77,4	78,9	78,0	80,6
14	250	72,3	73,9	74,0	72,9	73,9	74,6
15	315	71,9	74,9	71,6	72,4	75,6	68,9
16	400	78,8	82,0	78,0	77,2	80,0	74,1
17	500	76,3	78,0	75,1	76,3	78,5	74,3
18	630	77,2	78,0	76,1	78,3	76,7	75,9
19	800	79,2	81,9	78,8	82,8	79,8	78,6
20	1000	76,4	74,4	75,7	74,8	75,9	77,5
21	1250	78,9	75,9	79,2	77,9	76,4	78,4
22	1600	78,8	80,4	77,5	81,6	79,5	76,0
23	2000	77,2	77,3	76,7	78,2	75,0	77,1
24	2500	79,0	77,4	78,3	80,1	78,6	75,7
25	3150	76,4	76,1	73,8	75,4	76,1	74,4
26	4000	68,2	69,7	65,9	68,1	69,0	66,4
27	5000	64,1	66,2	61,9	65,0	66,0	63,0
28	6300	61,9	63,1	59,4	62,2	62,9	60,7
29	8000	61,4	63,6	59,5	62	62,4	60,2
30	10000	62,6	62,9	61,1	61,8	61,6	60,6
31	12500	60,2	59,9	58,2	59,8	59,6	58,0
32	16000	58,8	58,6	55,7	58,9	58,4	56,6
33	20000	56,9	56,2	53,2	56,9	56,0	54,1
	<i>L_{eq}</i>	91,6	92,0	92,1	93,1	91,3	95,4

Tabela C.13 Nível sonoro equivalente global para as condições de operação 2

Banda de frequência	Frequência central para bandas de 1/3 oitava	Local dos pontos de medição					
		1	2	3	4	5	6
1	12,5	72,2	70,8	72,4	74,3	72,4	75,5
2	16	74,7	73,4	75,3	76,6	74,0	77,6
3	20	76,3	75,1	76,3	76,8	76,0	77,8
4	25	77,5	78,9	78,1	77,1	75,5	77,8
5	31,5	75,9	76,0	76,1	76,7	77,2	77,2
6	40	73,7	73,1	74,2	73,8	76,1	74,4
7	50	73,1	72,7	73,8	74,3	72,9	75,1
8	63	70,3	68,9	70,9	69,8	73,4	71,0
9	80	71,6	69,8	72,9	71,4	68,9	72,1
10	100	70,8	68,6	72,4	72,7	70,8	74,4
11	125	77,0	77,0	78,4	77,4	70,1	79,2
12	160	84,5	84,5	85,7	84,8	76,5	86,3
13	200	76,4	77,6	75,2	78,0	83,3	79,9
14	250	73,5	75,4	74,3	74,5	77,2	76,3
15	315	72,2	74,6	71,8	71,7	75,1	69,2
16	400	78,6	80,9	76,6	76,6	79,1	74,6
17	500	77,3	77,6	74,7	77,1	78,2	75,3
18	630	77,3	79,2	75,1	78,6	76,4	76,6
19	800	79,3	82,5	77,0	82,6	79,4	77,6
20	1000	76,7	74,2	76,5	74,5	76,5	77,2
21	1250	79,5	76,1	78,9	77,7	76,3	78,0
22	1600	79,1	82,1	77,9	81,0	81,0	76,0
23	2000	77,7	77,0	77,2	78,6	75,5	76,7
24	2500	79,5	77,1	78,5	80,4	78,7	75,6
25	3150	76,3	76,2	74,1	75,4	75,8	74,7
26	4000	67,9	69,7	65,7	67,7	68,4	66,4
27	5000	63,5	65,8	61,6	64,6	65,4	62,5
28	6300	61,1	62,5	58,8	61,6	62,3	60,1
29	8000	60,7	63,1	59,6	61,5	61,9	59,7
30	10000	61,3	62,1	60,8	59,1	61,1	60,5
31	12500	58,7	59,3	58,6	58,1	59,3	57,7
32	16000	57,8	58,5	55,6	55,8	58,2	56,0
33	20000	55,9	55,7	52,9	74,3	55,6	53,4
	<i>L_{eq}</i>	91,6	92,1	91,5	92,3	91,3	92,1

Tabela C.14 Nível sonoro equivalente global para as condições de operação 3

Banda de frequência	Frequência central para bandas de 1/3 oitava	Local dos pontos de medição					
		1	2	3	4	5	6
1	12,5	71,7	71,4	71,8	72,2	71,6	72,4
2	16	73,9	73,9	74,4	74,6	73,9	75,2
3	20	76,5	76,5	77,1	77,1	76,5	77,7
4	25	78,5	78,7	78,2	77,9	78,0	78,0
5	31,5	76,1	75,9	76,2	77,3	76,4	77,5
6	40	75,3	75,4	75,5	74,9	74,9	75,5
7	50	73,1	73,0	73,8	74,6	74,1	75,1
8	63	70,2	69,4	71,1	70,4	69,2	71,2
9	80	73,4	71,7	74,9	72,6	71,3	73,3
10	100	74,7	71,8	76,8	76,1	72,7	78,3
11	125	76,5	76,7	78,5	78,0	76,7	79,7
12	160	85,6	85,0	87,0	85,2	83,9	87,5
13	200	75,5	77,7	76,6	77,5	77,2	79,1
14	250	82,6	79,3	79,4	77,8	83,8	83,9
15	315	75,4	77,2	73,7	74,7	77,4	72,6
16	400	80,1	82,7	78,0	78,1	80,9	75,1
17	500	78,9	80,1	76,8	79,0	80,2	78,3
18	630	77,7	79,7	75,8	78,6	78,3	76,1
19	800	77,4	84,3	76,6	82,6	82,4	78,3
20	1000	78,0	76,6	75,9	76,7	76,9	77,3
21	1250	79,6	76,5	80,4	77,9	77,3	79,3
22	1600	78,8	79,7	78,9	80,6	78,8	76,4
23	2000	78,2	77,0	76,8	79,0	75,4	76,5
24	2500	78,9	77,0	78,6	80,2	79,1	76,4
25	3150	76,0	76,6	74,5	75,8	76,5	74,5
26	4000	68,5	69,7	66,6	68,5	69,3	67
27	5000	64,3	66,1	62,4	65,0	66,2	63,4
28	6300	61,6	62,9	59,5	62,1	62,6	60,7
29	8000	60,8	63,0	59,6	61,6	62,2	60,1
30	10000	62,6	62,8	61,9	61,9	61,8	61,3
31	12500	60,0	59,7	59,4	59,6	59,9	58,9
32	16000	57,3	58,0	54,7	57,3	57,8	55,8
33	20000	55,5	55,2	52,2	55,1	55,2	53,1
	<i>L_{eq}</i>	92,5	92,9	92,4	92,7	92,6	93,0

Tabela C.15 Nível sonoro equivalente do ventilador centrífugo auxiliar (VCA)
para a condição de operação 1

Banda de frequência	Frequência central para bandas de 1/3 oitava	Local dos pontos de medição					
		1	2	3	4	5	6
1	12,5	53,0	52,4	53,2	53,7	52,9	53,9
2	16	57,3	57,4	56,5	57,6	57,7	58,3
3	20	60,6	60,3	61,0	61,0	61,8	61,8
4	25	57,7	58,1	57,7	59,1	59,0	59,8
5	31,5	67,4	67,5	67,5	67,6	67,3	68,1
6	40	64,5	64,7	64,8	65,1	64,3	65,1
7	50	63,7	63,1	63,8	66,0	64,7	66,9
8	63	61,7	60,8	61,7	63,0	61,6	63,3
9	80	65,4	62,8	66,7	62,1	60,3	63,7
10	100	66,4	61,3	68,8	69,0	65,4	71,1
11	125	61,5	63,4	64,4	66,5	65,2	68,2
12	160	66,6	72,6	68,0	67,0	68,6	70,0
13	200	76,4	76,8	76,9	78,2	76,3	80,2
14	250	66,7	67,5	65,7	67,8	68,5	68,0
15	315	68,1	65,2	66,0	66,5	64,7	63,7
16	400	71,6	68,3	69,8	74,7	71,7	71,0
17	500	65,2	65,3	65,5	67,6	68,3	66,0
18	630	65,7	68,7	66,4	68,3	67,1	70,5
19	800	63,7	65,7	64,1	65,6	65,6	65,3
20	1000	65,5	64,3	63,4	66,1	64,8	66,1
21	1250	62,7	65,5	67,0	65,8	65,6	67,0
22	1600	65,5	66,8	66,4	65,0	67,7	65,2
23	2000	60,2	61,0	60,1	61,7	61,9	61,7
24	2500	60,3	61,3	60,3	61,5	62,1	61,8
25	3150	55,9	58,5	56,3	58,9	59,3	58,8
26	4000	52,4	53,8	52,1	55,6	56,6	55,4
27	5000	51,2	52,9	51,3	54,7	56,9	54,6
28	6300	48,0	51,6	47,6	53,1	54,5	53,1
29	8000	46,1	49,7	45,4	50,5	51,0	50,8
30	10000	53,3	54,0	52,8	55,8	54,7	55,2
31	12500	40,8	44,3	40,4	44,7	45,3	45,5
32	16000	38,1	40,6	37,1	41,5	41,8	43,3
33	20000	28,6	33,4	27,6	34,0	34,8	36,4
	<i>L_{eq}</i>	80,8	81,2	80,7	80,7	82,4	83,3

Tabela C.16 Nível sonoro equivalente do ventilador centrífugo auxiliar (VCA) para a condição de operação 2

Banda de frequência	Frequência central para bandas de 1/3 oitava	Local dos pontos de medição					
		1	2	3	4	5	6
1	12,5	53,6	53,7	53,5	55,1	54,7	54,7
2	16	58,9	60,0	59,3	60,9	60,3	60,5
3	20	62,6	63,1	62,7	64,9	63,6	64,2
4	25	58,5	58,8	58,5	60,2	59,8	60,7
5	31,5	69,0	69,2	68,5	69,2	69,2	69,9
6	40	66,7	66,7	66,6	67,3	66,9	67,4
7	50	64,5	64,4	65,0	66,9	65,6	67,3
8	63	61,4	61,0	62,6	62,9	61,7	63,2
9	80	65,6	63,0	67,1	62,1	59,9	63,8
10	100	65,9	61,2	68,2	69,0	65,4	71,3
11	125	63,6	65,5	65,8	67,9	66,2	69,6
12	160	67,5	71,6	69,0	67,7	68,7	72,2
13	200	75,2	76,8	73,7	77,5	75,6	79,5
14	250	66,2	67,4	64,2	67,0	68,0	67,0
15	315	69,1	64,6	66,0	66,1	64,7	63,4
16	400	70,3	67,6	69,3	73,0	69,7	70,1
17	500	64,8	64,9	65,3	67,1	68,1	65,5
18	630	65,3	69,5	66,6	67,7	66,8	69,3
19	800	63,0	65,8	63,8	65,7	65,3	64,4
20	1000	64,5	64,2	63,5	66,6	65,2	65,9
21	1250	62,3	64,2	66,0	65,7	65,4	66,0
22	1600	65,0	65,7	65,6	65,1	67,7	64,9
23	2000	59,4	60,7	60,2	61,7	61,2	61,3
24	2500	60,0	60,9	60,6	62,4	61,6	61,3
25	3150	55,6	58,1	55,8	58,9	58,6	68,5
26	4000	51,8	53,2	51,5	55,4	56,2	55,0
27	5000	50,4	52,1	50,1	54,4	56,5	64,6
28	6300	47,4	50,8	46,9	52,9	54,2	62,9
29	8000	45,6	48,9	44,8	50,2	50,6	50,7
30	10000	52,2	53,4	52,1	54,5	54,3	54,5
31	12500	40,9	44,4	40,8	44,5	45,2	45,2
32	16000	37,5	40,3	36,5	41,1	41,1	42,9
33	20000	27,9	32,5	27,1	33,1	34,3	36,3
	<i>L_{eq}</i>	80,4	81,2	80,3	82,1	81,1	83,1

Tabela C.17 Nível sonoro equivalente do ventilador centrífugo auxiliar (VCA) para a condição de operação 3

Banda de frequência	Frequência central para bandas de 1/3 oitava	Local dos pontos de medição					
		1	2	3	4	5	6
1	12,5	57,7	54,8	57,3	58,8	58,4	58,7
2	16	60,7	57,3	60,7	62,6	58,4	62,7
3	20	65,1	60,7	65,4	66,8	62,1	67,7
4	25	67,9	65,3	68,0	70,1	66,4	70,6
5	31,5	70,0	67,8	69,7	70,6	69,3	71,2
6	40	72,4	70,1	73,0	72,2	70,2	72,0
7	50	68,3	72,5	68,4	69,9	21,1	70,1
8	63	66,3	67,9	66,8	67,1	68,5	67,4
9	80	70,5	65,5	71,3	66,3	66,3	67,8
10	100	73,0	67,8	75,0	74,2	64,3	76,4
11	125	68,0	68,4	70,6	71,9	70,0	74,0
12	160	70,7	69,8	73,6	72,9	70,8	76,2
13	200	72,5	71,8	74,8	76,2	75,1	78,3
14	250	82,3	75,7	78,5	76,0	74,2	83,0
15	315	73,4	79,2	71,6	71,0	85,0	70,1
16	400	74,8	70,1	73,0	71,7	71,8	70,6
17	500	70,3	71,4	71,9	72,6	72,0	77,0
18	630	69,4	72,7	70,7	71,7	70,8	72,3
19	800	68,4	71,7	67,6	69,2	70,2	68,1
20	1000	68,7	69,5	68,5	68,9	69,4	70,4
21	1250	66,6	69,0	68,0	67,8	68,8	68,5
22	1600	67,8	67,7	68,0	67,8	69,1	67,5
23	2000	62,6	67,8	62,8	67,2	64,3	63,7
24	2500	65,3	63,8	64,7	63,7	65,8	66,4
25	3150	60,9	65,2	61,1	66,1	62,9	62,6
26	4000	56,6	61,9	57,0	63,1	59,1	58,5
27	5000	54,1	57,5	54,5	58,6	59,2	56,9
28	6300	50,6	55,2	50,7	56,5	55,2	54,1
29	8000	48,9	52,5	48,9	54,2	52,1	52,3
30	10000	53,7	50,9	53,0	51,9	55,7	56,2
31	12500	43,1	52,8	43,1	53,8	46,4	46,4
32	16000	38,5	45,5	38,4	45,9	41,8	43,1
33	20000	30,7	40,7	29,6	42,1	35,1	36,5
	<i>L_{eq}</i>	85,9	83,6	85,2	84,2	87,4	87,6

C.2.2 Valores das grandezas acústicas calculadas

Tabela C.18 Valores dos parâmetros de operação 1, 2 e 3

Condições de operação	Operação 1	Operação 2	Operação 3
BPF (Hz)	150	150	150
Pressão total (Pa)	182,940	147,338	150,951
Vazão (m ³ /s)	0,7640	0,9291	1,1458
Porcentagem do rendimento estático em relação ao rendimento total máximo	82,40	88,91	96,69

Tabela C.19 Valores das grandezas acústicas calculadas para a condição de operação 1

Referência	Frequência total das bandas de oitava, Hz								Potência sonora (dB)
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Passo 1	40	41	47	46	44	43	37	35	
Passo 2	29,41	29,41	29,41	29,41	29,41	29,41	29,41	29,41	
Passo 3	0	5	0	0	0	0	0	0	
Passo 4	3	3	3	3	3	3	3	3	
L_w [dB]	72,41	78,41	79,41	78,41	76,41	75,41	69,41	67,41	

Tabela C.20 Valores das grandezas acústicas calculadas para a condição de operação 2

Referência	Frequência total das bandas de oitava, Hz								Potência sonora (dB)
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Passo 1	40	41	47	46	44	43	37	35	
Passo 2	28,38	28,38	28,38	28,38	28,38	28,38	28,38	28,38	
Passo 3	0	5	0	0	0	0	0	0	
Passo 4	3	3	3	3	3	3	3	3	
L_w [dB]	71,38	77,38	78,38	77,38	75,38	74,38	68,38	66,38	

Tabela C.21 Valores das grandezas acústicas calculadas para a condição de operação 3

Referência	Frequência total das bandas de oitava, Hz								Potência sonora (dB)
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Passo 1	40	41	47	46	44	43	37	35	
Passo 2	29,51	29,51	29,51	29,51	29,51	29,51	29,51	29,51	
Passo 3	0	5	0	0	0	0	0	0	
Passo 4	0	0	0	0	0	0	0	0	
L_w [dB]	69,51	75,51	76,51	75,51	73,51	72,51	66,51	64,51	

Referências Bibliográficas

ALBUQUERQUE, R. B. F. **Teoria da Asa de Sustentação Aplicada às Máquinas de Fluxo**. UNIFEI-IEM, 2006. 24p.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, ASHRAE/ AIR MOVEMENT AND CONTROL ASSOCIATION INTERNATIONAL, AMCA. **ASHRAE (Norma 51-75)/ AMCA (Norma 210-74)**. Métodos de Laboratório para Testes e Ensaios de Ventiladores. Tradução feita por AEROVENTO Indústria e Comércio Ltda, Várzea Paulista, SP.

ANDREADIS, E. **Design of a Low Speed Vaneaxial Fan**. Tese (Doutorado) - Cranfield University, Cranfield. 2011. 144p.

ANSYS INC. **ANSYS FLUENT Theory guide**. USA, 2012.

ANSYS INC. **ANSYS FLUENT User's guide**. USA, 2012.

AUGUSTYN, O. P. H. **Experimental and Numerical Analysis of Axial Flow Fans**. Tese (Doutorado) - Stellenbosch University, Stellenbosch, 2013. 123p.

BALLESTEROS, R.; SANTALORIA, C., BLANCO E., PARRONDO, J. L. **Técnicas Numéricas em Mecânica de Fluidos**. Monografias de Mecânica dos Fluidos, Universidad de Oviedo, Área de Mecânica dos Fluido, Gijón, 2003. 136p.

BISTAFA, S. R. **Acústica Aplicada ao Controle do Ruído**. 2.ed. Edgard Blucher, 2011.

BLAZEK, J. **Computacional Fluid Dynamics: Principles and Applications**. 1.ed, Baden-Daettwil: Elsevier, 2001. 440p.

BRAN, R., SOUZA, Z. **Máquinas de Fluxo: Bombas, Ventiladores e Turbinas**. Ao Livro Técnico S.A., 1969. 345p.

CARIDI, D. **Industrial CFD Simulation of Aerodynamic Noise**. Tese (Doutorado) - Università degli Studi di Napoli Federico II, Napoli, 2008. 181p.

CORDIER, O. Similarity considerations in turbomachines, **VDI Report** 3, 85. 1955.

CHENGJUN, W.; JIANG, L. e JIE, P. Influence of surrounding structures upon the aerodynamic and acoustic performance of the outdoor unit of a split air conditioning. **Chinese Journal of Mechanical Engineering**, Vol. 27, No. 4, 2014.

CURLE, M. The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound. **The Royal Society**, Vol. 231. 1955.

ECK, B. **Fans - Design and Operation of Centrifugal, Axial-flow and Cross-flow Fans**. 1.ed. Pergamon Press, 1973. 592p.

Ffowcs Williams, J.E. e Hackings, D.L. Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion. **Philosophical Transactions of the Royal Society A**, Vol. 264. 1969.

GUEDEL, A.; ROBITU, M.; DESCHARMES, N.; AMOR, D. e GUILLARD, J. Prediction of the blade trailing- edge noise of an axial flow fan. **Proceedings of ASME Turbo Expo**, 2011.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO. **ISO 13347-3**. Industrial fans – Determination of sound power levels under standardized laboratory conditions. Part 3: Enveloping surface methods. 2004. 22p.

JORGENSEN, R. **Fan Engineering**. 8.ed. Buffalo Forge Company, 1982.

KIM, S.; NIU, Y. e KIM, Y. Computacional aeroacoustic modeling of open fan and comparison of predicted and experimental noise fields. **Noise-Con**, Colorado, 2013.

KÖKTÜRK, T. **Design and Performance Analysis of a Reversible Axial-Flow Fan**. 143p. Dissertação (Mestrado) - Middle East Technical University, Turkey, 2005.

KUCUKCOSKUN, K. **Prediction of free scattered acoustic fields of low-speed fans**. Tese (Doutorado) - École Centrale de Lyon, 2012.

LALLIER-DANIELS, D.; PIELLARD, M.; COUTTY, B.; MOREAU, S. Aeroacoustic study of an axial ring fan using Lattice-Boltzmann simulation and the Ffowcs-Williams and Hackings analogy. **International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery**, 2016.

LEAP Australia Pty Ltd. **Tips & Tricks: Convergence and Mesh Independence Study**. Disponível em: < <https://www.computationalfluidynamics.com.au/convergence-and-mesh-independent-study/>> Acesso em: 01 nov. de 2017.

LEWIS, R. I. **Turbomachinery Performance Analysis**. 1.ed. Butterworth-Heinemann, 1996. 328p.

LI, Z.; JIN, Y.; HUASHU, D, e YUZHEN, J. Numerical and experimental investigation on aerodynamic performance of small axial flow fan with hollow blade root. **Journal of Thermal Science**, Vol. 22, No. 5, 424-432 pp. 2013.

LIGHTHILL, M. J. On sound generated aerodynamically I. General theory. **The Royal Society**, Vol. 211. 1952.

MAALOUM, A.; KOUIDRI, S.; REY, R. Aeroacoustic performance evaluation of axial flow fans based on the unsteady pressure field on the blade surface. **Applied Acoustics** 65, 367-384 pp., 2004.

NEISE, W. e MICHEL, U. Aerodynamic noise of turbomachines. **DLR Internal Report** 22314-94/B5, 1994.

OLIVEIRA, W. Comportamento das turbomáquinas, 2016. Notas de Aula.

PFLEIDERER, C; PETEMANN, H. **Máquinas de Fluxo**. 1.ed. Livros Técnicos e Científicos, 1979. 454p.

RYNELL, A. **An experimental and numerical study of an automotive cooling module**. Tese (Doutorado) - KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, 2017.

SARMIENTO, A. L. E. **Desenvolvimento de uma metodologia para projeto aerodinâmico de rotores axiais reversíveis de ventiladores de jato de túneis rodoviários**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2013. 112p.

SMITH, S. N. Discrete frequency sound generation in axial flow turbomachines. **British Aeronautical Research Council**, R&M No. 3709, 1973.

SOLER&PALAU. **Manual técnico OTAM**. Disponível em: <<http://solerpalau.hospedagemdesites.ws/files/media/Manual%20Tecnico.pdf>> Acesso em: 12 jun. 2017.

VIÇOSA, S. M., SILVESTRINI, J. H. Turbulência. **Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas – ABCM**, Coleção Cadernos de Turbulência, Vol.4, 2004, pp. 1-18.

WALLIS, R. A. **Axial Flow Fans and Ducts**. 1.ed. John Willey & Sons, Inc., 1983. 462p.

YAHYA, S. M. **Turbines, Compressors and Fans**. Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited, 1983.

ZANON, A.; GENNARO, M.; KUEHNELT, H. e GIANNATTASIO, P. Experimental study on the aeroacoustic performance of an axial fan for HVAC. **Proceedings of ISMA**, 3825-3840 pp., 2012.

ZHAO, X.; SUN, J e ZHANG, Z. Prediction and measurement of axial flow fan aerodynamic and aeroacoustic performance in a split type air-conditioner outdoor unit. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 35, 1098-1109 pp., 2013.