

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

METODOLOGIA DE PROJETO DE VENTILADORES AXIAIS
DE BAIXO RUIDO ATRAVÉS DE ANÁLISES
AEROACÚSTICAS

Tania Marie Arispe Angulo

Itajubá, Julho 2022

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

Tania Marie Arispe Angulo

METODOLOGIA DE PROJETO DE VENTILADORES
AXIAIS DE BAIXO RUÍDO ATRAVÉS DE ANÁLISES
AEROACÚSTICAS

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para a obtenção do título de Doutor em Ciências em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Térmicas, Fluidos e Máquinas de Fluxo

Orientador: Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho

Co-orientador: Prof. Dr. Waldir de Oliveira

Julho de 2022

Itajubá – MG

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

Tania Marie Arispe Angulo

**METODOLOGIA DE PROJETO DE VENTILADORES
AXIAIS DE BAIXO RUIDO ATRAVÉS DE ANÁLISES
AEROACÚSTICAS**

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
como parte dos requisitos para a obtenção do título de Doutor em
Ciências em Engenharia Mecânica.

Membros da banca examinadora:

Prof. Dr. Sergio Ricardo Galván González – UMSNH

Prof. Dr. Marcelo Assato – IAE - DCTA

Prof. Dr. Israel Jorge Cárdenas Nuñez – UFTM

Prof. Dr. Luiz Antonio Alcântara Pereira - UNIFEI

Prof. Dr. Nelson Manzanares Filho – UNIFEI

Prof. Dr. Waldir de Oliveira – Coorientador – UNIFEI

Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho – Orientador - UNIFEI

Julho de 2022

Itajubá – MG

Dedicatória

A mis amados padres, Miguel y María Luisa, quienes son mi motor y mi mayor inspiración.

Agradecimentos

Agradeço ao Instituto de Engenharia Mecânica da UNIFEI pela oportunidade de continuar com minha formação acadêmica.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Ramiro G. Ramirez Camacho e ao meu co-orientador, Prof. Dr. Waldir de Oliveira, pelos valiosos ensinamentos, por compartilhar seus conhecimentos, pela sua dedicação, paciência e confiança depositada em mim. Agradeço-lhes de coração pela sua amizade e por não ter desistido de mim e ter-me motivado a persistir.

Aos professores membros da banca avaliadora: Prof. Dr. Nelson Manzanares Filho, Prof. Dr. Luiz Antonio Alcântara Pereira, Prof. Dr. Marcelo Assato, Prof. Dr. Israel J. Cárdenas Nuñez e Prof. Dr. Sergio R. Galván González. Agradeço-lhes pelas valiosas contribuições.

Aos professores que contribuíram na minha formação, além da sala de aula, agradeço pelos ensinamentos sobre a vida.

Aos técnicos do Laboratório de Ventiladores, Vitor e Hélio, pelo apoio no desenvolvimento dos testes experimentais.

Aos meus colegas do Laboratório de Hidrodinâmica Virtual e meus amigos: Nelson, Darwin, Yina, Edna, Pamela, Edwin, Angie e Thiago, pelas trocas de ideias, pelo apoio e amizade.

Aos meus colegas de apartamento que se tornaram família e com os quais tive o privilégio de conviver durante minha permanência no Brasil: Cátia, Jasmine, Lih, Wilian, Lucas e Rian. Agradeço-lhes pelo apoio diário e pelo carinho durante esta caminhada.

Ao meu esposo, Germán, pelo seu amor, amizade, conselhos e apoio incondicional.

E por último, mas não menos importante, aos meus pais Miguel e María Luisa, e aos meus irmãos, Milenka, Karen y Victor. Sou grata pela sua presença na minha vida (mesmo na distância) e pelo seu amor incondicional em todo momento.

“O presente trabalho foi realizado com apoio da Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais – Brasil (FAPEMIG)”.

“Our greatest weakness lies in giving up. The most certain way to succeed is always to try just one more time”

Thomas A. Edison

RESUMO

O estudo e análises do som gerado por escoamentos, tem se tornado cada vez mais importante em diversas áreas da indústria desde equipamentos eletrodomésticos até sistemas de propulsão aeronáutica. Um caso particular é o ruído gerado por ventiladores axiais aplicados nos sistemas de resfriamento nos grupos geradores. Estes equipamentos representam fontes de ruído consideráveis que devem ser tratadas de forma a não ultrapassar os limites admissíveis. Nesse sentido diversos estudos vêm sendo realizados com o intuito de analisar e propor técnicas de controle de ruído ocasionado pelo escoamento do ventilador.

Sendo assim, a aeroacústica tem-se tornado um tópico importante a ser considerado para o estudo e identificação das fontes de ruído e para a análise de técnicas de redução do ruído gerado pelo escoamento do rotor que possam ser incorporadas desde a fase do projeto.

Este trabalho apresenta uma metodologia para o projeto aeroacústico de rotores de ventiladores de fluxo axial, considerando a teoria da asa de sustentação, a condição de equilíbrio radial, a condição de vórtice livre e forçado e a incorporação do efeito *sweep* com base numa função cúbica, como técnica de controle de ruído aerodinâmico. A metodologia de análise utilizada baseia-se na integração de técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC) e modelos de predição de ruído para determinar as principais características de desempenho dos ventiladores e para avaliar a influência das variações geométricas (*sweep*) incorporadas, nos campos acústicos e aerodinâmicos do ventilador.

As análises numéricas foram realizadas a partir de simulações em regime permanente para a obtenção das curvas características do ventilador e a identificação das fontes de ruído local. Numa segunda abordagem, em regime transiente foi analisado o nível de pressão sonora em função de frequência para a análise do comportamento aeroacústico considerando a norma ISO 13347-3: 2004 para o posicionamento dos receptores. A metodologia da simulação para obter as grandezas aerodinâmicas foi validada através dos ensaios experimentais de um ventilador de pás de espessura constante sem torção.

Os experimentos foram realizados no banco de testes adequado às normas ASHRAE (Norma 5175) / AMCA (Norma 210-74) do Laboratório de Ventiladores (LabVent) do IEM/UNIFEI.

A principal contribuição da metodologia proposta neste trabalho é a incorporação de mecanismos de controle de ruído aerodinâmico desde a etapa do projeto através de uma

abordagem com baixo custo computacional que consiste numa análise de sensibilidade para determinar os parâmetros que permitem diminuir as fontes locais de ruído aerodinâmico sem comprometer o as características de desempenho aerodinâmico.

Os resultados mostraram que os projetos com a incorporação do *sweep* com base na condição de vórtice livre e vórtice forçado reduzem as fontes de ruído e melhoram o desempenho aerodinâmico do ventilador em comparação com a geometria base do rotor. É importante destacar que os rotores dos ventiladores axiais projetados apresentam um comportamento aerodinâmico consistente em termos de rendimento hidráulico e pressão total, uma vez que os valores máximos de rendimento estão distantes da região de estol.

Palavras-chave: Ventilador axial, Vórtice Livre, Vórtice Forçado, *Sweep*, Ruído Aerodinâmico.

ABSTRACT

The study and analysis of the sound generated by flows has become increasingly important in several areas of the industry, from household appliances to aeronautical propulsion systems. A particular case is the noise generated by axial fans applied to the cooling systems in the generator sets. These equipment represent considerable noise sources that must be treated so as not to exceed the permissible limits. In this sense, several studies have been carried out with the aim of analyzing and proposing noise control techniques caused by the fan flow.

Therefore, aeroacoustics has become an important topic to be considered for the study and identification of noise sources and for the analysis of noise reduction techniques generated by rotor flow that can be incorporated from the design stage.

This work presents a methodology for the aeroacoustic design of axial flow fan rotors, considering the lift wing theory, the radial equilibrium condition, the free and non-free vortex condition and the incorporation of the sweep effect based on a cubic function, as an aerodynamic noise control technique. The analysis methodology used is based on the integration of Computational Fluid Dynamics (CFD) techniques and noise prediction models to determine the main performance characteristics of fans and to evaluate the influence of the incorporated geometric variations (sweep) in the acoustic and aerodynamic fields of the fan.

Numerical analyzes were performed based on steady-state simulations to obtain fan characteristic curves and identify local noise sources. In a second approach, in transient regime, the sound pressure level was analyzed as a function of frequency for the analysis of the aeroacoustic behavior considering the ISO 13347-3: 2004 standard for the positioning of the receivers. The simulation methodology to obtain the aerodynamic magnitudes was validated through the experimental tests of a fan with constant thickness blades without torsion.

The experiments were carried out in the test bench suitable for ASHRAE (Norma 5175) / AMCA (Norma 210-74) standards of the Ventilator Laboratory (LabVent) of IEM/UNIFEI.

The main contribution of the methodology proposed in this work is the incorporation of aerodynamic noise control mechanisms from the design stage through an approach with low computational cost that consists of a sensitivity analysis to determine the parameters that

allow reducing the local sources of aerodynamic noise without compromising the aerodynamic performance characteristics.

The results showed that designs incorporating sweep based on free vortex and forced vortex condition reduce noise sources and improve the aerodynamic performance of the fan compared to the base rotor geometry. It is important to highlight that the designed axial fan rotors present a consistent aerodynamic behavior in terms of hydraulic efficiency and total pressure, since the maximum efficiency values are far from the stall region.

Keywords: Axial fan, Free Vortex, Non-free Vortex, Sweep, Aerodynamic Noise.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	Considerações básicas sobre ventiladores axiais	13
1.2	Justificativa e motivação do trabalho	18
1.3	Objetivos do trabalho	20
1.4	Contribuição do trabalho e metodologia	21
1.5	Organização do trabalho	22
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1	Fundamentos básicos sobre Aeroacústica	24
2.2	Fontes de ruído em ventiladores axiais	28
2.2.1	Fontes aerodinâmicas	29
2.3	Mecanismos de redução de ruído em rotores axiais	36
2.3.1	Sweep	37
3	PROJETO PRELIMINAR DE VENTILADORES AXIAIS	43
3.1	Fundamentos teóricos sobre grades lineares	43
3.2	Condição resultante da teoria da asa de sustentação e da teoria da grade	48
3.3	Condição de equilíbrio radial	49
3.4	Procedimento de projeto aerodinâmico preliminar	55
3.4.1	Dados de projeto	56
3.4.2	Metodologia do projeto do rotor	57
3.4.3	Deslocamento das pás na direção circunferencial	63
4	DINÂMICA DOS FLUIDOS E AEROACÚSTICA COMPUTACIONAL	69
4.1	Dinâmica dos Fluidos Computacional – DFC	69
4.1.1	Formulação matemática	70
4.1.2	Escoamento turbulento	71
4.1.3	Modelo de turbulência $k-\omega$ SST	73
4.2	Aeroacústica Computacional – AAC	78
4.2.1	Analogias acústicas	79
4.2.2	Modelos acústicos	84
4.3	Metodologia numérica	86
4.3.1	Geração da geometria do rotor	87
4.3.2	Definição dos domínios computacionais	87
4.3.3	Geração da malha computacional	89

4.3.4	Condições de contorno	91
4.3.5	Determinação do <i>timestep</i>	93
4.3.6	Cálculo da solução transiente do escoamento	94
4.3.7	Configuração do modelo acústico FW-H	94
4.4	Metodologia experimental dos ensaios aerodinâmicos	97
4.4.1	Componentes do banco de testes	97
4.4.2	Cálculo das grandezas aerodinâmicas	99
4.4.3	Incertezas das medidas	102
5	ANÁLISE DOS RESULTADOS	104
5.1	Comportamento aerodinâmico do rotor do ventilador de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção (análise DFC)	105
5.1.1	Análise do efeito do bocal e motor elétrico na entrada	105
5.1.2	Comparação com resultados experimentais, Ventilador de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção (VST).....	108
5.2	Resultados das incertezas das grandezas calculadas	110
5.3	Comportamento aerodinâmico dos rotores projetados (com efeito do bocal).....	111
5.4	Análise do comportamento aeroacústico	114
5.5	Análise do Nível de Pressão Sonora em função da frequência – NPS	129
6	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	133
6.1	Conclusões.....	133
6.2	Sugestões para trabalhos futuros	136
	BIBLIOGRAFIA	137
	Apêndice A – Variações geométricas do <i>sweep</i>	146
	Apêndice B – Geometria do bocal.....	149
	Apêndice C – Descrição do banco de testes do Laboratório de Ventiladores	150
	C.1 Descrição do Funcionamento do Banco de Testes	151
	Apêndice D – Testes experimentais aerodinâmicos	154
	Apêndice E – Espectros de nível de pressão sonora em função da frequência	162
	Apêndice F – Análise estrutural estática das pás (rotores projetados)	168

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Esquemas de rotores de ventiladores axiais: (a), (b) e (c) respectivamente de alta, média e baixa pressão	14
Figura 2.1 – Esquema de a) câmara anecóica, b) câmara de reverberação	27
Figura 2.2 – Representação do campo sonoro em torno e uma fonte sonora	28
Figura 2.3 – Espectro típico de Nível de Pressão Sonora – NPS de um ventilador axial	30
Figura 2.4 – Mecanismos de geração de ruído aeroacústico em ventiladores.....	31
Figura 2.5 – Exemplos de uma fonte monopolo.....	32
Figura 2.6 – Exemplos de uma fonte dipolo.....	32
Figura 2.7 – Exemplos de uma fonte quadrupolo.....	35
Figura 2.8 – Esquemas de técnicas de empilhamento utilizando <i>sweep</i> e <i>dihedral</i>	37
Figura 2.9 – Esquema de empilhamento utilizando <i>sweep</i> para frente	38
Figura 2.10 – Vista frontal de três rotores de fluxo axial	38
Figura 3.1 – (a) grade linear, (b) Triângulos de velocidade médio, na entrada e na saída.....	43
Figura 3.2 – Triângulos de velocidade sem giro do escoamento absoluto na entrada	44
Figura 3.3 – Forças de sustentação e de arrasto sobre um perfil em grade linear	46
Figura 3.4 – Fluxograma para determinar o valor de $x_0(\bar{x})$	54
Figura 3.5 – Distribuições de coeficientes de giro e de velocidades meridionais na saída do rotor ao longo do comprimento das pás	55
Figura 3.6 – Fluxograma do procedimento do projeto do rotor do ventilador de fluxo axial ..	56
Figura 3.7 – Diagrama de Cordier para turbomáquinas geradoras.....	59
Figura 3.8 – Rotação de eixos coordenados do sistema cartesiano	63
Figura 3.9 – distribuição do ângulo do <i>sweep</i> na pá, (a) não uniforme, (b) uniforme	64
Figura 3.10 – Parametrização geométrica para variações do deslocamento angular da pá.....	65
Figura 4.1 – Partes temporal ponderada e flutuante da velocidade u em <i>RANS</i>	72
Figura 4.2 – (a) Função $F_1 = \tanh(\arg_1^4)$; (b) distância ‘ d ’ entre a parede e o nó do elemento.....	76
Figura 4.3 – Esquema representando a superfície de controle S	82
Figura 4.4 – Fluxograma para a simulação numérica.....	86
Figura 4.5 – Geometria de rotores de ventiladores de fluxo axial: (a) rotor vórtice livre, V-VL, (b) rotor vórtice forçado, V-VF.	87
Figura 4.6 – Domínio computacional (simulação em regime permanente)	88
Figura 4.7 – Domínio da simulação em campo distante, a) Sem bocal, b) Com bocal.....	89
Figura 4.8 – Refinamento da malha nas paredes das pás (V-VL).	90
Figura 4.9 – Domínio computacional e condições de contorno dos ventiladores <i>Sweep</i>	91
Figura 4.10 – Domínio e condições de contorno impostas	93
Figura 4.11 – Esquema indicando as posições de medição acústica	95
Figura 4.12 – Posicionamento dos receptores na simulação em campo distante	96
Figura 4.13 – (a) VA com carcaça e bocal; (b) Conjunto de acionamento do VA.....	97
Figura 4.14 – Unidade auxiliar: VCA e VCV	98

Figura 5.1 – a) Banco de ensaio de ventiladores axiais; b) modelo numérico aproximado ...	104
Figura 5.2 – Curvas de pressão total vs. vazão, rotor de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção, VST, (com e sem bocal) – 1800 rpm.....	106
Figura 5.3 – Curvas de potência hidráulica total vs. vazão, rotor de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção, VST, (com e sem bocal) – 1800 rpm	106
Figura 5.4 – Curvas de rendimento hidráulico total vs. vazão, rotor de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção, VST, (com e sem bocal) – 1800 rpm .	107
Figura 5.5 – Curvas de comportamento aerodinâmico vs. vazão, rotor de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção, VST, (com bocal) – 1800 rpm.	108
Figura 5.6 – Curvas experimentais da variação de pressão total vs. vazão, rotor de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção, VST – 1200 rpm – condição padrão.	109
Figura 5.7 – Curvas numéricas e experimentais de variação de pressão total vs. vazão, rotor de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção, VST (com bocal) – 1200 rpm.....	109
Figura 5.8 – Curva experimental de rendimento total vs. vazão, com incertezas, correspondente ao Teste 1, rotor de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção, VST (com bocal) – 1200 rpm.....	110
Figura 5.9 – Curvas numéricas vs. vazão, rotor projetado com a condição de vórtice livre, V-VL (com bocal) – 1200 rpm.	111
Figura 5.10 – Curvas numéricas vs. vazão, rotor projetado com a condição de vórtice forçado, V-VF (com bocal) – 1200 rpm	112
Figura 5.11 – Comparação curvas numéricas vs. vazão, rotor vórtice livre, V-VL e rotor vórtice forçado, V-VF (com bocal) - 1200rpm.....	113
Figura 5.12 – Comparação das curvas de pressão total vs. vazão, VST, V-VL e V-VF (com bocal) – 1200rpm.....	113
Figura 5.13 – Comparação pressão total vs. vazão, rotores V-VL e V-VF – 1200rpm	114
Figura 5.14 – Linhas de corrente vazão Q_1 , (a)V-VL e (b) V-VF.....	115
Figura 5.15 – Linhas de corrente vazão Q_2 , (a)V-VL e (b) V-VF.....	115
Figura 5.16 – Linhas de corrente vazão Q_3 , (a)V-VL e (b) V-VF.....	115
Figura 5.17 – Linhas de corrente, vazão Q_4 , (a)V-VL e (b) V-VF.....	116
Figura 5.18 – Posições das abscissas para os planos de corte no rotor do ventilador	118
Figura 5.19 – Nível de potência sonora [dB] para Q_1 , (a) V-VL, $Q=0,45 \text{ m}^3/\text{s}$; (b) V-VF, $Q=0,57 \text{ m}^3/\text{s}$ – Fórmula de Proudman	118
Figura 5.20 – Contornos de velocidade radial, para Q_1 (a) V-VL, $Q=0,45 \text{ m}^3/\text{s}$; (b) V-VF, $Q=0,57 \text{ m}^3/\text{s}$	119
Figura 5.21 – Nível de potência sonora [dB] para Q_2 , (a) V-VL, $Q=0,88 \text{ m}^3/\text{s}$; (b) V-VF, $Q=0,78 \text{ m}^3/\text{s}$ – Fórmula de Proudman	119
Figura 5.22 – Contornos de velocidade radial para Q_2 , (a) V-VL, $Q=0,88 \text{ m}^3/\text{s}$; (b) V-VF, $Q=0,78 \text{ m}^3/\text{s}$	120
Figura 5.23 – Nível de potência sonora [dB] para Q_2 , (a) V-VL, $Q=1,53 \text{ m}^3/\text{s}$; (b) V-VF, $Q=1,46 \text{ m}^3/\text{s}$ – Fórmula de Proudman	120
Figura 5.24 – Contornos de velocidade radial para Q_3 , (a) V-VL, $Q=1,53 \text{ m}^3/\text{s}$; (b) V-VF, $Q=1,46 \text{ m}^3/\text{s}$	121

Figura 5.25 – Nível de potência sonora [dB] para Q_4 , (a) V-VL, $Q=1,82 \text{ m}^3/\text{s}$ (b) V-VF, $Q=1,70 \text{ m}^3/\text{s}$ – Fórmula de Proudman	121
Figura 5.26 – Contornos de velocidade radial para Q_4 , (a) V-VL, $Q=1,82 \text{ m}^3/\text{s}$ (b) V-VF, $Q=1,70 \text{ m}^3/\text{s}$	122
Figura 5.27 – Contornos: (a) pressão estática, (b) Nível de Potência Sonora. Q_1 , V-VL	124
Figura 5.28 – Contornos: (a) pressão estática; (b) Nível de Potência Sonora. Q_1 , V-VF	124
Figura 5.29 – Contornos: (a) pressão estática; (b) Nível de Potência Sonora. Q_2 , V-VL	125
Figura 5.30 – Contornos: (a) pressão estática; (b) Nível de Potência Sonora. Q_2 , V-VF	125
Figura 5.31 – Contornos: (a) pressão estática, (b) Nível de Potência Sonora. Q_3 , V-VL	126
Figura 5.32 – Contornos: (a) pressão estática, (b) Nível de Potência Sonora. Q_3 , V-VF.....	126
Figura 5.33 – Contornos: (a) pressão estática, (b) Nível de Potência Sonora. Q_4 , V-VL	127
Figura 5.34 – Contornos: (a) pressão estática; (b) Nível de Potência Sonora. Q_4 , V-VF	127
Figura 5.35 – Espectros de NPS do rotor de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção, VST, receptor 1.	130
Figura 5.36 – Espectros de NPS do rotor projetado com a condição de vórtice livre, V-VL, receptor 1.	131
Figura 5.37 – Espectros de NPS do rotor projetado com a condição de vórtice forçado, V-VF, receptor 1.	131
Figura 5.38 – Valores RMS das flutuações de pressão sobre as superfícies das pás - VST ..	132
Figura 5.39 – valores RMS das flutuações de pressão sobre as superfícies das pás – V-VL.	132
Figura 5.40 – valores RMS das flutuações de pressão sobre as superfícies das pás – V-VF.	132
Figura A.1 – (a) Funções cúbicas que definem o <i>sweep</i> ; (b), (c), (d) Rotores com as funções cúbicas $f1$, $f2$ e $f3$, respectivamente.	146
Figura B.1 – Aproximação do traçado do bocal elíptico com três arcos de círculo (ANSI/AMCA 210-16)	149
Figura D.1 – Resultados conforme a Tabela D.2 para a condição de ensaio	155
Figura D.2 – Resultados conforme a Tabela D.3 para a condição-padrão	156
Figura D.3 – Resultados conforme a Tabela D.4 para a condição de ensaio	158
Figura D.4 – Resultados conforme a Tabela D.4 para a condição-padrão	158
Figura D.5 – Resultados conforme a Tabela D.7 para a condição de ensaio	160
Figura D.6 – Resultados conforme a Tabela D.7 para a condição-padrão	161

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – L_W específicos, K_W , e incrementos de frequência de pá, C_{BPF}	17
Tabela 1.2 – Limites de níveis de pressão sonora, NBR 10.151 na edição de 2019	18
Tabela 3.1 – Condições de projeto dos rotores de ventiladores axiais analisados	56
Tabela 3.2 – Parâmetros geométricos dos rotores V-VL e V-VF	67
Tabela 4.1 – Parâmetros de independência de malha	91
Tabela 4.2 – Posição dos locais dos pontos de medição acústica.....	96
Tabela 4.3 – Posição dos locais dos pontos de medição acústica na simulação.....	96
Tabela 5.1 – Resultados das incertezas das grandezas calculadas	110
Tabela 5.2 – Valores de vazões para a análise local do escoamento nos rotores V-VL e V-VF	114
Tabela 5.3 – Porcentagem de Nível de potência sonora obtidos pelo Modelo de Proudman, rotor V-VL.....	122
Tabela 5.4 – Porcentagem de Nível de potência sonora obtidos pelo Modelo de Proudman, rotor V-VF.....	122
Tabela 5.5 – Porcentagem de nível de potência sonora (Modelo fontes de ruído da Camada Limite), V-VL.....	128
Tabela 5.6 – Porcentagem de nível de potência sonora (Modelo fontes de ruído da Camada Limite), V-VF.....	128
Tabela 5.7 – Características consideradas para o cálculo acústico.....	129
Tabela 5.8 – Nível de pressão sonora nos receptores - Norma ISO 13347-3.....	130
Tabela A.1 – Análise de sensibilidade dos parâmetros do <i>sweep</i> circunferencial	147
Tabela A.2 – Porcentagem do Nível de Potência Acústica dos ventiladores	147
Tabela D.1 – Valores medidos durante o ensaio do VST para valores médios da massa que atua na balança.....	154
Tabela D.2 – Valores calculados conforme a Tabela E.1 - condição de ensaio com $Phx2$, $Pex2$, η_{ix10} e η_{sx10}	154
Tabela D.3 – Valores calculados conforme a Tabela E.1 - condição de padrão com $Phx2$, $Pex2$, η_{ix10} e η_{sx10}	155
Tabela D.4 – Valores medidos durante o ensaio do VST para valores médios da massa que atua na balança.....	156
Tabela D.5 – Valores calculados conforme a Tabela D.4 - condição de ensaio com $Phx2$, $Pex2$, η_{ix10} e η_{sx10}	157
Tabela D.6 – Valores calculados conforme a Tabela D.4 - condição-padrão com $Phx2$, $Pex2$, η_{ix10} e η_{sx10}	157
Tabela D.7 – Valores medidos durante o ensaio do VST para valores médios da massa que atua na balança.....	159
Tabela D.8 – Valores calculados conforme a Tabela D.7 - condição de ensaio com $Phx2$, $Pex2$, η_{ix10} e η_{sx10}	159

Tabela D.9 – Valores calculados conforme a Tabela D.7 - condição-padrão com P_{hx2} , P_{ex2} , η_{ix10} e η_{sx10}	160
Tabela F.1 – Estados de carga para quatro pontos de operação	168
Tabela F.2 – Tensão Equivalente e deformação máxima - condição Q _{1E}	168
Tabela F.3 – Tensão Equivalente e deformação máxima - condição Q _{2E}	169
Tabela F.4 – Tensão Equivalente e deformação máxima - condição Q _{3E}	169
Tabela F.5 – Tensão Equivalente e deformação máxima - condição Q _{4E}	169

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

a_{apar}	Aceleração aparente
b	Largura da pá
c	Velocidade do escoamento absoluto
C_A	Coefficiente de arrasto
C_S	Coefficiente de sustentação
D_e	Diâmetro externo do rotor (diâmetro da ponta da pá)
D_i	Diâmetro interno do rotor (diâmetro da raiz da pá)
D_ω	Termo de difusão cruzada.
e_{max}	espessura máxima
f	Frequência
$F_{pá}$	Força resultante numa pá
F_A	Força de arrasto no perfil aerodinâmico
F_S	Força de sustentação no perfil aerodinâmico
G_k	taxa de geração de k
G_ω	taxa de geração de ω
i	Ângulo de incidência do escoamento
I	Intensidade sonora, Tensor identidade
k	Energia cinética turbulenta
l	Comprimento da corda do perfil
L_P	Nível de pressão sonora
L_{vK}	Escalas de von Kármán
L_W	Nível de potência sonora
\dot{m}	Vazão mássica
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_{din}	Pressão dinâmica
p_{TE}	Pressão total média na entrada
p_{TS}	Pressão total média na saída
P	Potência útil ou potência hidráulica do ventilador
P_e	Potência de eixo
Q	Vazão volumétrica do ventilador
Q_R	Vazão volumétrica do rotor
Re	Número de Reynolds
r	Raio polar correspondente à uma seção radial do rotor axial
S	Termo fonte
t	Passo (distância circunferencial ou linear entre duas pás consecutivas)
T	Período
T_{ij}	tensor de Lighthill
u	Velocidade circunferencial do rotor ou velocidade de condução da grade linear
w	Velocidade do escoamento relativo
W	Potência sonora
W_0	Potência sonora de referência
w_∞	Velocidade relativa média real entre a entrada e saída do rotor
x	Relação entre um raio r e o raio externo r_e
x_0	Posição ao longo da pá onde a relação de componentes meridionais é igual a 1
$y_{máx}$	Espessura máxima do perfil aerodinâmico
Y	Trabalho específico do ventilador
Y_K	Taxa de dissipação de k
Y_ω	taxa de dissipação de ω
$Y_{pá}$	Trabalho específico real do rotor

Símbolos gregos

α	Ângulo do escoamento absoluto
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
δ_{ij}	Operador delta de Kronecker
δ_{GL}	Ângulo de desvio
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
Δh_T	Pressão total do ventilador com unidade de comprimento de coluna de água
Δt	Passo de tempo ou <i>timestep</i>
λ	comprimento da onda sonora
γ	Ângulo que descreve o giro da pá no sentido anti-horário
ε	Coefficiente de escorregamento
ε_p	Coefficiente de giro na saída, referente à ponta da pá
$\bar{\varepsilon}$	Coefficiente de giro na saída, referente à relação de raios média
η	Rendimento total do ventilador axial
η_{al}	Rendimento de atrito lateral
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
σ_{GL}	Solidez da grade linear
τ	Tensões viscosas
ϕ	Coefficiente de vazão
ψ^*	Coefficiente de pressão baseado na velocidade meridional média
ω	Velocidade angular do rotor, frequência de turbulência
$\dot{\omega}$	Aceleração angular

Subscritos/ Sobrescritos

a	Componente axial
e	Referente a externo
i	Referente a interno
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
∞	Referente às condições média do escoamento entre a entrada e saída na grade
\prime	Referente a uma parte flutuante de uma variável
\rightarrow	Referente a um vetor
$-$	Referente a uma parte média temporal de uma variável
$=$	Referente a um tensor

Lista de Siglas e Acrônimos

AAC	Aeroacústica Computacional
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
BPF	<i>Blade Passing frequency</i> (frequência de passagem de pás)
DFC	Dinâmica dos Fluidos Computacional
DNS	<i>Direct Numerical Simulation</i> (Simulação numérica direta)
LES	<i>Large Eddy Simulation</i> (Simulação de grandes escalas).
MDP	Máquina de deslocamento positivo
NBR	Norma brasileira
RANS	<i>Reynolds-averaged Navier-Stokes</i> (Equações médias de Reynolds)
SAS	<i>Scale-Adaptive Simulation</i> (Simulação de escalas adaptativas)
SST	<i>Shear Stress Transport</i> (Tensão cisalhante)
TM	Turbomáquina
UNIFEI	Universidade Federal de Itajubá
URANS	<i>Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes</i> (Equações médias de Navier-Stokes para escoamento não permanente)
VL	Vórtice Livre
VF	Vórtice Forçado

1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo, são apresentadas algumas considerações básicas e características sobre ventiladores axiais, assim como a motivação do trabalho, a justificativa, os objetivos da pesquisa e as contribuições principais do trabalho.

1.1 Considerações básicas sobre ventiladores axiais

Os ventiladores (axiais e radiais) são máquinas de fluxo (MF) cujo princípio de funcionamento é baseado na mudança da quantidade de movimento do fluido operado por tal máquina. O ventilador é uma turbomáquina (TM) que adiciona energia ao fluido, portanto, há necessidade de uma máquina acionadora (motor elétrico ou outro tipo de motor) a fim de entregar uma energia (ou potência) ao seu eixo.

Ao contrário de qualquer tipo de máquina de deslocamento positivo (MDP), o escoamento no interior das TM é contínuo. Outras duas características importantes dos ventiladores são: 1) grandes vazões, comparadas àquelas operadas pela MDP e 2) para rotação constante, a pressão total varia com a vazão, ao contrário das MDP onde a vazão praticamente não varia com a pressão.

Os ventiladores axiais são utilizados em diversas aplicações industriais que requerem grandes vazões e baixas pressões, quando comparados com os ventiladores radiais e os ventiladores radiais de fluxo cruzado, e podem ser projetados e/ou otimizados de forma a não ultrapassar os níveis sonoros industriais e domiciliares aceitáveis. Sendo que em ambientes urbanos, a eficiência destas turbomáquinas algumas vezes pode ser menor do que a esperada, a fim de que o nível de ruído possa ser reduzido e possam ser cumpridos os padrões de ruído estipulados pelas normas. Nesse sentido há uma demanda contínua para melhorar seu desempenho aerodinâmico e o seu comportamento aeroacústico, portanto, um projeto de ventiladores deve atender as finalidades de máxima eficiência com níveis de pressão sonora adequada.

Ventiladores axiais podem ser classificados como ventiladores de alta, média e de baixa pressão. Os de alta pressão são caracterizados por possuir alta relação de cubo (ν) e número de pás, $N_{pá}$, relativamente grande. Por outro lado, os de baixa pressão são

caracterizados por possuir baixa relação de cubo e conseqüentemente número de pás, $N_{pá}$, relativamente pequeno.

A relação de cubo é definida pela Eq. (1.1):

$$\nu = \frac{D_i}{D_e}, \quad (1.1)$$

onde, D_e representa o diâmetro externo do rotor (ou diâmetro da ponta da pá) e D_i representa o diâmetro interno do rotor (ou diâmetro do cubo).

Existem ainda os ventiladores axiais de média pressão com relação de cubo e número de pás, com valores intermediários. A Figura 1.1 ilustra esses três tipos de ventiladores axiais.

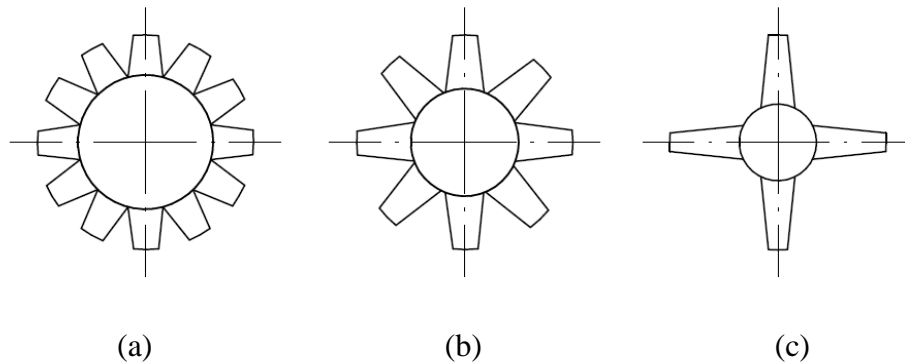


Figura 1.1 – Esquemas de rotores de ventiladores axiais: (a), (b) e (c) respectivamente de alta, média e baixa pressão
Fonte: Eck (1973)

Uma grandeza que caracteriza a geometria da seção meridional de qualquer rotor de turbomáquinas convencionais é a chamada rotação específica. Na literatura, existem diversas definições para essa grandeza, obtida da análise adimensional. Uma grandeza adimensional muito utilizada é a rotação específica referente à vazão segundo Addison, n_{qA} , definida pela Eq. (1.2).

$$n_{qA} = n \frac{\dot{V}^{1/2}}{(\Delta p_T / \rho)^{3/4}} 10^3, \quad (1.2)$$

onde n (rps) representa a rotação do rotor, \dot{V} (m^3/s), Δp_T (Pa) e ρ (kg/m^3) representam, respectivamente, a vazão volumétrica, a pressão total e a massa específica do fluido operado pela turbomáquina. Deve-se destacar que os valores numéricos de n , \dot{V} e Δp_T se referem apenas ao ponto de rendimento total (eficiência total) máximo da turbomáquina.

Em geral, os ventiladores axiais apresentam valores de rotação específica, n_{qA} , que variam de aproximadamente 400, em ventiladores de altas pressões, até aproximadamente 1800 em ventiladores de baixas pressões.

Os principais tipos de ventiladores axiais são: 1) tipo hélice, também denominado de ventilador de sopro-livre, 2) tipo rotor e carcaça e 3) tipo rotor e estator ou sistema aletado com carcaça. 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) (Mota, 2018).

Quanto aos principais tipos de configuração de ventiladores axiais, estes são:

- 1) *Ventilador somente com rotor*: o giro do escoamento absoluto após o rotor e a quantidade de movimento associada a esse giro é perdida;
- 2) *Ventilador com rotor e estator aletado antes do rotor*: o estator aletado posicionado antes do rotor produz uma pré-rotação do escoamento no sentido oposto ao sentido de rotação do rotor. O rotor, por sua vez, remove o giro do escoamento absoluto à sua saída;
- 3) *Ventilador com rotor e estator aletado após o rotor*: o giro do escoamento absoluto produzido pelo rotor é removido pelo estator aletado posicionado após o rotor. A pressão dinâmica associada a esse escoamento é recuperada na forma de um aumento de pressão estática;
- 4) *Ventilador com rotor, estator antes e estator após o rotor*: uma combinação dos dois tipos de configuração anteriores (configurações 2 e 3);
- 5) *Ventiladores com dois rotores contra-rotativos*: o segundo rotor remove o giro do escoamento absoluto produzido pelo primeiro rotor.

A grandeza da pressão total de um ventilador, Δp_T , é a diferença de pressões totais médias na saída, p_{T_S} e na entrada do ventilador, p_{T_E} . Sendo que a pressão total numa determinada seção de um escoamento é composta pela pressão estática, p , pressão dinâmica, $p_{din} = \rho V^2/2$, e pressão de posição (potencial) do fluido, $\rho g z$. Em escoamento de gases, somente as pressões estática e dinâmica são consideradas. A Eq. (1.3) apresenta a pressão total de qualquer tipo ventilador.

$$\Delta p_T = p_{T_S} - p_{T_E} \quad (1.3)$$

A pressão total de um ventilador, Δp_T , comumente é expressa em unidade de *Força/Área* (por exemplo, Pa, no SI de unidades), ou em unidade de *comprimento de coluna de água* (por exemplo, mm_{H2O}), nesse caso é representada por Δh_T . Tal expressão está relacionada à Δp_T de acordo com a Eq. (1.4).

$$\Delta p_T = \rho_{H_2O} g \Delta h_T \quad (1.4)$$

onde ρ_{H_2O} é a massa específica da água na condição padrão (1000 kg/m³ à t=4°C) do fluido manométrico e g é a aceleração da gravidade.

A vazão volumétrica de um ventilador, \dot{V} , é sempre menor que a vazão volumétrica do seu rotor, \dot{V}_R , devido à folga de topo entre a ponta das pás e a carcaça do ventilador axial. Essa folga é uma das diversas fontes de ruído aerodinâmico do ventilador.

A potência útil do fluido operado por um ventilador, P_h , é representada pela Eq. (1.5).

$$P_h = \dot{V} \Delta p_T \quad (1.5)$$

O rendimento total ou eficiência total de um ventilador, η , é representado pela Eq. (1.6).

$$\eta = \frac{P_h}{P_e} \quad (1.6)$$

onde P_e é a potência de eixo do ventilador ($P_e = M\Omega$, onde M , momento em N-m, e Ω velocidade angular em rad/s).

A geração de ruído em ventiladores envolve várias áreas de conhecimento e provém de diversos mecanismos, sendo estes do tipo aerodinâmico, eletromagnético e mecânico. A geração do ruído do tipo aerodinâmico é causada pela interação do escoamento com as paredes sólidas do rotor e efeitos de separação das camadas limites nas pás dos rotores. O ruído eletromagnético está relacionado com o uso de motores elétricos. E por último o ruído mecânico pode ocorrer devido ao desbalanceamento, acoplamentos, vibrações de componentes, rolamentos ou mancais, entre outros.

O ruído produzido pelo funcionamento de um ventilador está relacionado ao seu projeto e as suas características de desempenho aerodinâmico, como vazão de ar, pressão total e principalmente a sua eficiência.

Devido aos diversos mecanismos de geração de ruído no ventilador de fluxo axial, para determinar a potência sonora associada a este tipo de turbomáquina, é necessária informação detalhada do campo de escoamento e a interação com as superfícies sólidas. No entanto, para o projeto preliminar do rotor, é necessário ter alguma informação inicial sobre a potência sonora e o espectro de ruído, com base nas condições de operação do ventilador.

Na bibliografia têm-se várias fórmulas para estimar o nível de potência sonora de diferentes tipos de ventiladores, baseados em expressões simples em função da vazão, pressão total, eficiência e velocidade da ponta da pá.

Em Borges (2013), é utilizada, entre outras, a metodologia proposta pela ASHRAE (ASHRAE Handbook) para calcular o nível de ruído gerado por ventiladores. Esta metodologia inclui o incremento de ruído provocado pela frequência de passagem da pá (*BladePassing Frequency- BPF*) e considera o rendimento do ventilador, conforme apresenta a Eq. (1.7).

$$L_W = K_W + 10 \log(\dot{V}_{cfm}) + 20 \log(\Delta P_{T_inH_2O}) + C_{BPF} + C_N, \quad (1.7)$$

onde, \dot{V}_{cfm} é a vazão volumétrica em *cfm* (pés cúbicos por minuto); L_W em dB, referência de 10^{-12} W; $\Delta P_{T_inH_2O}$ é a pressão total em *inH₂O* (polegada de coluna d'água). Os valores de K_W (relativo às frequências das bandas de oitava) e C_{BPF} (relativo à frequência de passagem da pá - BPF) são obtidos da Tabela 1.1, e C_N , que é o fator de correção em *dB* devido ao rendimento do ventilador é dado pela Eq. (1.8):

$$C_N = 10 + 10 \log\left(\frac{1-\eta}{\eta}\right), \quad (1.8)$$

sendo que η é o rendimento do ventilador.

Tabela 1.1 – L_W específicos, K_W , e incrementos de frequência de pá, C_{BPF}

(Fonte: S&P Brasil Ventilação Ltda.)

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

A metodologia citada anteriormente baseia-se em cálculos analíticos alimentados por parâmetros geométricos, parâmetros de desempenho aerodinâmico, coeficientes adimensionais e/ou fatores empíricos obtidos experimentalmente.

1.2 Justificativa e motivação do trabalho

A presença de ruídos de intensidade superior ao estipulado por Lei é considerada como poluição sonora.

Devido à sensibilidade do sistema auditivo do ser humano, além dos danos causados na audição também há danos generalizados à saúde tanto aos órgãos internos quanto impactos neuropsíquicos relacionados ao tempo de exposição e intensidade.

Segundo Flabes Neto (2018), algumas pesquisas evidenciaram que o ruído não causa apenas irritação, distúrbios do sono ou redução na qualidade de vida, mas também contribui para maior prevalência de importantes fatores de risco de hipertensão arterial e problemas cardiovasculares (Munzel *et al.*, 2014).

A norma NBR 10.151, da ABNT, em sua revisão de 2019, estipula padrões de ruído dependendo da área em que a fonte de ruído se apresenta como mostra a Tabela 1.2.

Tabela 1.2 – Limites de níveis de pressão sonora, NBR 10.151 na edição de 2019

Tipo de zona	Limite de níveis de pressão sonora (dB)	
	Diurno	Noturno
Área de residências rurais	40	30
Área estritamente residencial urbana ou de hospitais ou de escolas	50	45
Área mista, predominantemente residencial.	55	50
Área mista, com predominância de atividades comerciais e/ou administrativa.	60	55
Área mista, com predominância de atividades culturais, lazer e turismo	65	55
Área predominantemente industrial.	70	60

Como pode ser observado na Tabela 1.2 a faixa de emissão de ruído para áreas industriais se encontra na faixa de 60 a 70 dB, que pode ser bastante preocupante devido ao ruído produzido por equipamentos chegarem a taxas superiores à faixa preestabelecida.

Sendo assim, há a necessidade da realização do tratamento no ruído, seja com a reengenharia (modificação de equipamentos) para redução no ruído ou com a alteração da estrutura do ambiente industrial para isolar a fonte da emissão do som (por exemplo: mantas acústicas).

Atualmente, as turbomáquinas estão presentes em muitas aplicações industriais, portanto, há uma demanda contínua para melhorar seu desempenho aerodinâmico e o seu comportamento acústico. Sendo que existem diversos fatores que influenciam no aumento do nível de ruído, como o desprendimento da camada limite, efeitos da turbulência, vibração, falhas no projeto mecânico e aerodinâmico do sistema, grelhas com dimensionamento inadequado, curvas com raios pequenos, entre outros.

É por isso que os projetos de turbomáquinas além de garantir uma faixa de operação robusta, ou seja, com valores de pressão e eficiência adequados, também devem ter como objetivo reduzir as emissões de ruído, sendo que uma das principais fontes de ruído das turbomáquinas na indústria é o ruído aerodinâmico dos rotores.

Sendo assim, o projeto 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 de turbomáquina. Nesse sentido a redução de ruído deve se tornar mais um objetivo essencial e indispensável nas etapas de projeto de ventiladores de fluxo axial.

Atualmente os trabalhos de redução de ruído em ventiladores são realizados principalmente em torno de duas linhas diferentes: o controle das fontes de ruído e o controle de propagação de ruído. Embora a maioria dos métodos tenham-se mostrado eficazes, ainda são limitados em sua aplicação e requerem uma investigação mais cuidadosa. Além disso, para incluir esses métodos na fase de projeto do ventilador axial, é necessário contar com a ajuda de ferramentas de simulação numérica capazes de reproduzir com a máxima confiabilidade os mecanismos de geração e propagação do ruído pelo meio fluido (ar neste caso).

Nos últimos anos, a simulação numérica em ventiladores, através das técnicas da Dinâmica de Fluidos Computacional – DFC, tem se tornado uma ferramenta para o entendimento da complexidade dos fenômenos aerodinâmicos e aeroacústicos desse tipo de escoamento. Com o avanço da simulação numérica, é possível modelar os problemas

aerodinâmicos associados aos fenômenos do escoamento e a sua relação com a geração de ruído em ventiladores, o que possibilita identificar as fontes de ruído e posteriormente realizar a análise de propagação do som. Neste sentido, a Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC) e a Aeroacústica Computacional (AAC) vem se mostrando como ferramentas que auxiliam no projeto de turbomáquinas, já que fornecem informações úteis para a compreensão dos fenômenos locais e globais que ocorrem no interior das turbomáquinas.

Porém, os recursos computacionais necessários para realizar simulações precisas de problemas aeroacústicos reais são restritivos por causa do custo computacional. Por outro lado, dado o alto grau de complexidade dos problemas aeroacústicos, não há soluções analíticas disponíveis para eles, portanto é necessário desenvolver metodologias híbridas (entre métodos de predição de ruído e numéricos) capazes de dar respostas satisfatórias aos problemas dos ruídos reais.

Portanto, justifica-se a importância deste tema, sendo que os ventiladores axiais são utilizados em diversas aplicações industriais e podem ser aprimoradas de forma a não ultrapassar os níveis sonoros industriais e domiciliares aceitáveis. Sendo assim, um projeto de ventiladores deve atender as finalidades de máxima eficiência com níveis de pressão sonora adequada e com um custo computacional razoável.

1.3 Objetivos do trabalho

Este trabalho tem como objetivo principal desenvolver uma metodologia de projeto aeroacústico de um ventilador axial de baixo nível de ruído, através da integração de metodologias convencionais de rotores axiais baseadas na teoria da asa de sustentação, a condição de equilíbrio radial, a condição de vórtice livre e forçado, modelos acústicos de predição de ruído e técnicas de controle de fontes de ruído (*sweep*). A solução dos campos sonoro e aerodinâmico será obtida através de técnicas numéricas da Dinâmica dos Fluidos Computacional – DFC e Aeroacústica Computacional – AAC.

Em decorrência do objetivo principal, têm-se os objetivos específicos detalhados a seguir:

- Revisão bibliográfica sobre projeto de turbomáquinas axiais e de geração de ruído aerodinâmico dos ventiladores axiais;

- Desenvolvimento um programa computacional para o projeto aeroacústico de ventiladores axiais, com base na integração de metodologias clássicas de projeto de rotores, modelos de predição de ruído e técnicas de controle de ruído;
- Desenvolvimento uma metodologia numérica de análise aeroacústica utilizando o *software* FLUENT®;
- Análise comparativa dos rotores projetados com a condição de vórtice livre – VL e a condição de vórtice forçado – VF, ambos com efeitos de *sweep* circunferencial nas pás;
- Obtenção e análise do campo aerodinâmico e aeroacústico dos rotores projetados;
- Validação da metodologia para obter os resultados numéricos referentes às grandezas aerodinâmicas através de ensaios experimentais.

1.4 Contribuição do trabalho e metodologia

Devido ao aumento das restrições ambientais, os critérios acústicos devem ser considerados nas etapas iniciais dos projetos de ventiladores. Nesse contexto, além das ferramentas semiempíricas baseadas em modelos analíticos avaliados com dados experimentais, métodos numéricos inovadores participam cada vez mais do processo industrial.

Porém, apesar de haver um grande desenvolvimento nas abordagens que incluem códigos numéricos para a predição de ruído na fase do projeto de ventiladores axiais, ainda existem desafios associados ao desenvolvimento de uma metodologia que permita projetar ventiladores eficientes, de baixo ruído, em um tempo de estudo computacional razoável.

A presente proposta está focada no projeto de ventiladores de fluxo axial que além de considerar a análise do comportamento aerodinâmico, inclui a incorporação de técnicas de redução de ruído aerodinâmico e a análise do seu efeito no comportamento aeroacústico. Isto é possível mediante uma metodologia de projeto híbrido que integra modelos de predição de ruído, simulação numérica através de DFC e AAC, e métodos de controle de ruído.

A proposta baseia-se principalmente no controle de fontes de ruído aerodinâmico desde a etapa do projeto, para o qual são consideradas a teoria da asa de sustentação, a condição de equilíbrio radial as condições de vórtice livre e vórtice forçado e critérios relacionados ao controle dos parâmetros geométricos do ventilador, como a incorporação do *sweep*

circunferencial nas pás, que no trabalho consiste na modificação do empilhamento radial das pás do ventilador através de uma função cúbica e a incorporação do bocal na entrada do ventilador para reduzir as perturbações ocasionadas por corpos presentes a montante do rotor. Todos estes critérios são considerados desde a etapa do projeto tendo em vista a minimização do ruído gerado pelo ventilador, sem comprometer a eficiência do ventilador.

Para avaliar a influência da incorporação dos mecanismos de redução de ruído são realizadas simulações em regime permanente e em regime transiente. As análises numéricas a partir de simulações em regime permanente permitem obter as curvas características do ventilador, avaliar o campo de escoamento e as fontes de ruído local. Nesta primeira abordagem é possível determinar os parâmetros geométricos que permitem diminuir as fontes locais de ruído aerodinâmico sem comprometer o as características de desempenho aerodinâmico. Posteriormente, considerando as geometrias de rotores que apresentam menores fontes de ruído aerodinâmico e alta eficiência hidráulica, é possível obter os espectros de nível de pressão sonora em função da frequência através de simulações em regime transiente considerando a norma ISO 13347-3: 2004 para o posicionamento dos receptores.

A metodologia da simulação para obter as grandezas aerodinâmicas foi validada através dos ensaios experimentais de um ventilador de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção. Os experimentos foram realizados no banco de testes adequado às normas ASHRAE (Norma 5175)/ AMCA (Norma 210-74) do Laboratório de Ventiladores (LabVent) do IEM/UNIFEI.

1.5 Organização do trabalho

O presente trabalho foi dividido em seis capítulos e seis apêndices. Na sequência do trabalho, o Capítulo 2 apresenta a revisão bibliográfica e o estado da arte referente aos fundamentos básicos sobre aeroacústica, fontes de ruído aerodinâmico e mecanismos de redução de ruído em rotores de ventiladores de fluxo axial. No Capítulo 3 são apresentadas as considerações básicas sobre turbomáquinas e a metodologia proposta para o projeto aeroacústico de rotores de ventiladores de fluxo axial. No Capítulo 4 são apresentadas algumas considerações sobre a simulação numérica através da Dinâmica dos Fluidos e Aeroacústica Computacional, assim como a metodologia para a abordagem numérica e a metodologia experimental. No Capítulo 5 são apresentadas as análises de resultados

numéricos e a validação da metodologia numérica para a análise aerodinâmica, através dos ensaios experimentais realizados com o rotor considerado como base para o projeto. O Capítulo 6 apresenta as conclusões do trabalho, com base nas análises dos resultados numéricos de cálculo aeroacústico. Além disso, são apresentadas as sugestões para trabalhos futuros. A seguir se encontram listadas as Referências Bibliográficas consultadas para o desenvolvimento da Tese de Doutorado.

No final do texto, após as Referências Bibliográficas, encontram-se seis apêndices. No Apêndice A é apresentada uma análise de sensibilidade, onde foram estudadas as variações geométricas do *sweep* circunferencial. No Apêndice B é apresentada a geometria do bocal projetado segundo a norma ANSI/AMCA 210-16. No Apêndice C é apresentada uma descrição do funcionamento e a resolução dos instrumentos do banco de testes do Laboratório de Ventiladores, assim como do procedimento para a obtenção das diversas grandezas aerodinâmicas para um rotor de fluxo axial. No Apêndice D são apresentadas as medições detalhadas realizadas nos testes experimentais. Apêndice E são apresentados os espectros de Nível de Pressão Sonora em função da Frequência para os rotores projetados e para a geometria base, considerando todos os receptores. No Apêndice F é apresentada uma análise estrutural estática preliminar considerando diferentes materiais para a construção das pás dos rotores projetados.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Fundamentos básicos sobre Aeroacústica

O som pode ser descrito como flutuações de pressão, geralmente em torno da pressão atmosférica, que se propagam numa frequência audível ao ouvido humano por um meio a uma determinada velocidade, chamada de velocidade do som no meio.

O ruído nada mais é do que um som excessivo ou desconfortável com características de intensidade e frequência incômoda ao ser humano, e sua redução tem se tornado um importante aspecto para o aumento do conforto e bem-estar do ser humano (Lacerda, 2016).

Segundo Bistafa (2006), o ruído pode ser definido como um som sem harmonia. Sons são produzidos pela variação de pressão ou velocidade das moléculas do meio e pode ser representado pelas flutuações de pressão em relação ao meio.

O som é propagado em forma de ondas em meios contínuos e descontínuos, líquidos e gases como também em sólidos. As ondas podem ser refletidas, refratadas e atenuadas.

O som é caracterizado por duas grandezas, a amplitude de variação da pressão do meio e suas frequências correspondentes. A frequência em Hz é definida como o inverso do período (T), ou intervalo de tempo decorrido para um ciclo completo da flutuação de pressão do meio externo ou uniforme, conforme $f=1/T$.

O estudo da geração do som por fenômenos aerodinâmicos e sua propagação tornou-se um campo ativo de pesquisa, denominado aeroacústica. Sendo assim a *aeroacústica* é um ramo ou disciplina da acústica que lida com o estudo do som produzido pela ação direta de um campo de escoamento, isto é, a interação de escoamentos de fluidos com superfícies sólidas, mais conhecido como “*som aerodinâmico*”. Portanto, a *aeroacústica* pode ser considerada como parte da Mecânica dos Fluidos (Bistafa, 2006).

Duas características básicas diferenciam a aeroacústica da acústica. Primeiro, o próprio escoamento pode ser uma fonte sonora e, em segundo lugar, a presença do escoamento pode alterar a propagação do som (Argüelles, 2004).

Como mencionado em Borges (2013), a audibilidade humana depende da frequência e da amplitude do som. A faixa de frequência que o ouvido humano é capaz de detectar está entre 20 Hz e 20.000 Hz. E quanto à amplitude, uma pequena variação da pressão atmosférica da ordem de 60 Pa é capaz de provocar dor. Porém, uma pequena variação da ordem de

$2,0 \times 10^{-5}$ Pa é percebido pelo ouvido. Estes valores são conhecidos, respectivamente, como limiar da dor e da audibilidade.

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

O nível de potência sonora é calculado a partir da Eq. (2.1).

$$L_w = 10 \log \left(\frac{W}{W_0} \right) \quad [dB] \quad (2.1)$$

onde,

W é a potência sonora em W;

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

O nível de pressão sonora é o estímulo físico que melhor se correlaciona com a sensação de som. Assim, como a potência sonora é proporcional ao quadrado da pressão sonora (Bistafa, 2006), a equação (2.1) pode ser escrita, como:

$$NPS = 10 \log \left(\frac{p^2}{p_0^2} \right) = 20 \log \left(\frac{p}{p_0} \right) \quad [dB] \quad (2.2)$$

onde, p é a pressão sonora eficaz (p_{rms}) em Pa; e p_0 é a pressão sonora de referência, que é igual a $2,0 \times 10^{-5}$ Pa, que corresponde ao limiar da audição.

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

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

$$NPS_t = 10 \log \left(10^{\frac{NPS_1}{10}} + 10^{\frac{NPS_2}{10}} + \dots + 10^{\frac{NPS_n}{10}} \right) \quad [dB] \quad (2.3)$$

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

As medições dos níveis de pressão sonora são influenciadas pelo nível de ruído de fundo, NPS_f , que pode afetar significativamente o valor medido. Portanto, uma alternativa para determinar o nível de ruído emitido pela fonte é através da subtração do nível de ruído total pelo de fundo, que é dado por:

$$NPS_p = 10 \log \left(10^{\frac{NPS_s}{10}} - 10^{\frac{NPS_f}{10}} \right) \quad [dB] \quad (2.4)$$

Conforme apresentado em Silva (2011), a diferença entre o nível de ruído total e o de fundo deve ser de no mínimo 3 dB para se poder utilizar a técnica de subtração, caso contrário o valor obtido para a fonte pode conter erros significativos. Em casos em que a diferença entre os níveis de pressão sonora das duas fontes individuais fosse superior a 10 dB, a contribuição da fonte menos ruidosa pode ser desprezada, pois essa fonte acrescenta um valor menor que 0,5 dB ao nível total.

Em condições ideais, ou campo livre, o som se propaga sem nenhuma perturbação, porém em condições reais, parcelas do som emitido são refletidas, absorvidas e transmitidas. Estas quantidades dependem das propriedades do obstáculo e particularmente do comprimento da onda sonora (Cory, 2005), que é representado por λ e sua unidade é dada em m , conforme a equação (2.5), onde c_{ar} é a velocidade do som e f é a frequência.

$$\lambda = \frac{c_{ar} [m/s]}{f [Hz]} \quad (2.5)$$

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

As câmaras anecóicas são caracterizadas por simular a condição de campo livre. Em geral, são construídas sobre superfícies com isoladores de vibração, com paredes espessas e/ou duplas que isolam o ruído externo. As paredes, teto e o chão são revestidos por material de alta absorção acústica que minimizam as reflexões das ondas sonoras em seu interior.

As câmaras semi-anecóicas diferem das anecóicas apenas por possuírem o chão reflexivo, sem camada de isolantes.

Ao contrário das câmaras anecóicas, estão as câmaras de reflexão ou reverberação sonora. Neste tipo de câmaras, todas as superfícies são feitas para refletir o ruído, sendo assim todas as paredes têm angularidades diferentes entre elas, para que não haja superfícies paralelas. Assim, a energia sonora é uniforme em toda a sala e existe um "campo difuso". Portanto, é possível medir a potência sonora, L_W , mas as medições do nível de pressão sonora, NPS , em qualquer direção não terão sentido devido às muitas reflexões. A construção das salas de reverberação é mais barata em comparação com as câmaras anecóicas (Cory, 2005).

Na Figura 2.1, são apresentadas as representações esquemáticas das salas anecóica e reverberante.

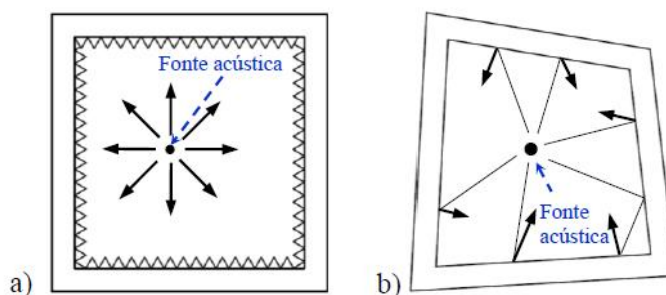


Figura 2.1 – Esquema de a) câmara anecóica, b) câmara de reverberação

Fonte: Cory (2005)

Na prática, quando as medições são realizadas em salas que não são anecóicas nem reverberantes, é difícil encontrar uma posição adequada para medir o ruído de uma fonte específica. Ao determinar o ruído de um único ventilador, vários erros são possíveis. Se a medição for muito de perto, o *NPS* poderá variar consideravelmente com uma pequena mudança de posição quando a distância for menor que o comprimento de onda da frequência mais baixa emitida ou menos que o dobro da maior dimensão do ventilador, o que for maior. Isso é chamado de "campo próximo" e deve ser evitado. Outros erros surgem se as medições forem feitas muito longe do ventilador. As leituras serão impossíveis neste campo reverberante. Um campo livre pode existir entre o campo reverberante e o campo próximo e pode ser encontrado verificando se o nível cai 6 dB para uma duplicação na distância do ventilador. É aqui que as medidas devem ser feitas. Às vezes, no entanto, as condições são tão reverberantes ou a sala é tão pequena que um campo livre não estará presente (Cory, 2005).

Sendo assim, como alternativa, a utilização de uma câmara semi-aneecóica como recinto de medição contribui para redução dos erros experimentais envolvidos, porém as posições de medição devem ser definidas de maneira a medir adequadamente o ruído da fonte. Para isso é importante compreender o campo sonoro do conjunto fonte - recinto de medição, que é dividido em quatro campos (Bistafa, 2006): próximo, distante, livre e reverberante, conforme ilustra a Figura 2.2.

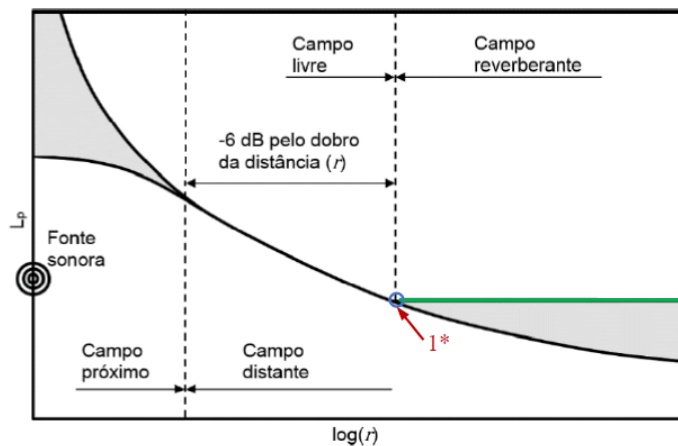


Figura 2.2 – Representação do campo sonoro em torno e uma fonte sonora

Fonte: Bistafa (2006)

O campo próximo é a região perto da fonte sonora onde o nível de ruído pode variar significativamente com uma pequena modificação da posição do microfone, essa distância estende-se até um valor próximo à metade do comprimento de onda da menor frequência emitida pela fonte, ou, conforme apresentado em Cory (2005), duas vezes o diâmetro do ventilador.

O campo distante é composto pelo campo livre e reverberante. O campo livre sofre pouca influência do recinto, prevalecendo o som direto. Nesse campo ao dobrar a distância entre fonte e receptor, o nível de pressão sonora reduz aproximadamente 6 dB, sendo o campo livre a região recomendada para execução das medições. No campo reverberante ocorrem múltiplas reflexões das paredes, e todas elas se superpõem umas com outras. Nesta zona o nível de pressão sonora se mantém praticamente constante, e muitas vezes é sobreposto ao campo direto (campo criado pela fonte), na Figura 2.2 é representado pela linha verde. As medições devem ser evitadas nesse campo.

O ponto 1^* da Figura 2.2, corresponde à *distância crítica*, que representa a distância na qual o nível de pressão do som direto e o som reverberante são iguais. Em outras palavras, é o ponto no espaço em que a amplitude combinada de todos os sons refletidos é a mesma que a amplitude do som proveniente diretamente da fonte.

2.2 Fontes de ruído em ventiladores axiais

As três principais fontes de geração de ruído em rotores de ventiladores são de origem eletromagnética, mecânica e aerodinâmica, Cory (2005).

O ruído oriundo das fontes eletromagnéticas e mecânicas possuem diversas origens e características, mas como não são o foco do presente trabalho, são descritas de forma breve a seguir.

De acordo com Cory (2005), o ruído acústico de origem eletromagnética em ventiladores é oriundo do motor elétrico, já que na maioria das aplicações os ventiladores são acionados por motores elétricos de corrente alternada ou contínua. O ruído eletromagnético muitas vezes é dominado pelo ruído aerodinâmico, especialmente quando essa unidade de acionamento está contida na carcaça e, portanto, na corrente de ar em movimento. No entanto, pode ser de grande importância em máquinas de baixa velocidade acionadas, por exemplo, por motores de 6 a 12 polos, que são inerentemente mais barulhentos.

Conforme apresentado por Nau (2000), o ruído acústico de origem magnética é gerado através da interação das ondas de indução (fundamental e harmônica) presentes no entreferro, esse ruído depende fundamentalmente do projeto mecânico e eletromagnético do motor.

As fontes mecânicas não estão presentes em ventiladores cujo rotor esteja montado diretamente na ponta do eixo do motor (Cory, 2005). Neste caso, as fontes mecânicas, unicamente são oriundas do motor e não do ventilador. Por outro lado, dependendo do projeto mecânico, as fontes de ruído podem ser associadas aos rolamentos, acoplamentos, caixas de engrenagens, correias de acionamento e componentes vibrantes, conforme mencionado em Cory (2005).

As fontes aerodinâmicas têm sua origem no campo de escoamento e na interação com superfícies sólidas. As fontes aerodinâmicas serão tratadas mais detalhadamente no seguinte item.

2.2.1 Fontes aerodinâmicas

Considerando apenas o ruído gerado aerodinamicamente de um ventilador axial, a natureza dele é representada por seu espectro. Sendo assim, o espectro de ruído de uma turbomáquina consiste tipicamente em uma componente de ruído de banda larga (*broadband noise*) e componentes de ruído à frequência discreta (Horváth e Vad, 2009).

O ruído em frequências discretas inclui o ruído gerado pelos componentes associados ao escoamento e movimento das pás, enquanto o ruído de banda larga inclui o ruído gerado pelos componentes estocásticos do escoamento.

O nível de pressão sonora gerado na frequência de passagem da pá é chamado tom (Argüelles, 2004). Sendo assim este componente de ruído é conhecido como ruído tonal.

Na Figura 2.3, observa-se que o espectro de ruído emitido compreende uma ampla faixa de frequência, caracterizado por possuir valores mais altos na região de baixas frequências atingindo valores menores para as frequências mais altas, através de um decaimento moderado. Os picos representados por 1 e 2, notavelmente visíveis no espectro, correspondem ao ruído tonal. As frequências correspondentes a esses picos são conhecidas como frequência de passagem de pás, BPF (*Blade Passing frequency*), e suas harmônicas, respectivamente, que são calculadas pela seguinte expressão.

$$f_{BPF} = a \frac{n}{60} N_{pá} \quad (2.6)$$

onde, $a = 1, 2, 3, \dots$, sendo $a=1$ para a frequência fundamental e os demais valores para as harmônicas, n , a rotação em rpm, e $N_{pá}$, o número de pás do rotor.

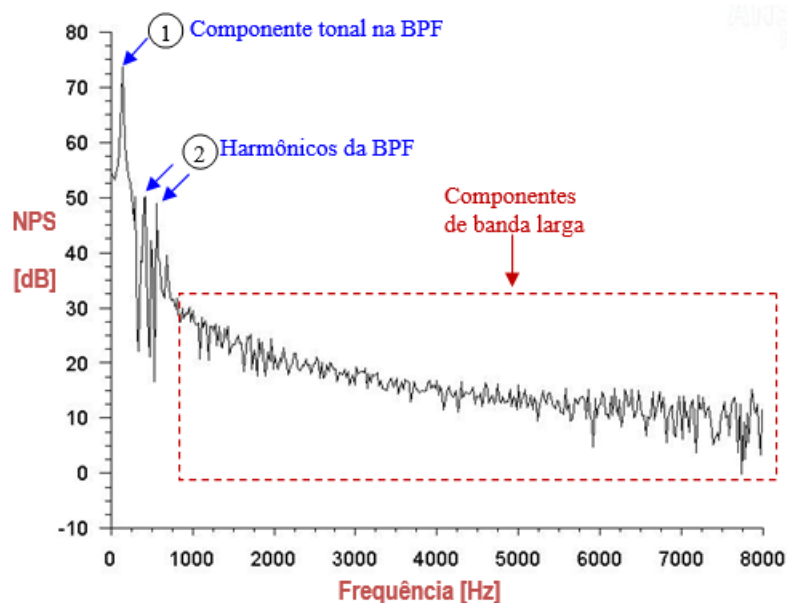


Figura 2.3 – Espectro típico de Nível de Pressão Sonora – NPS de um ventilador axial

Sendo assim, existem três maneiras reconhecidas pelas quais a energia acústica pode ser derivada da energia cinética produzida por um rotor de ventilador.

Lighthill (1952) identificou estas três categorias de fontes sonoras devido ao escoamento como: monopolo, dipolo e quadrupolo.

Segundo Huang e Wang (2005), a fonte monopolar é a resultante do deslocamento de volume de ar pelo movimento da pá. A fonte de dipolo é causada pelas flutuações de pressão na superfície da pá, e a terceira fonte é uma fonte quadripolar que tem suas origens no escoamento turbulento.

Na Figura 2.4 é apresentado um resumo dos três mecanismos básicos de geração de ruído aerodinâmico em ventiladores e assim como as forças permanentes e não permanentes que agem nas pás.

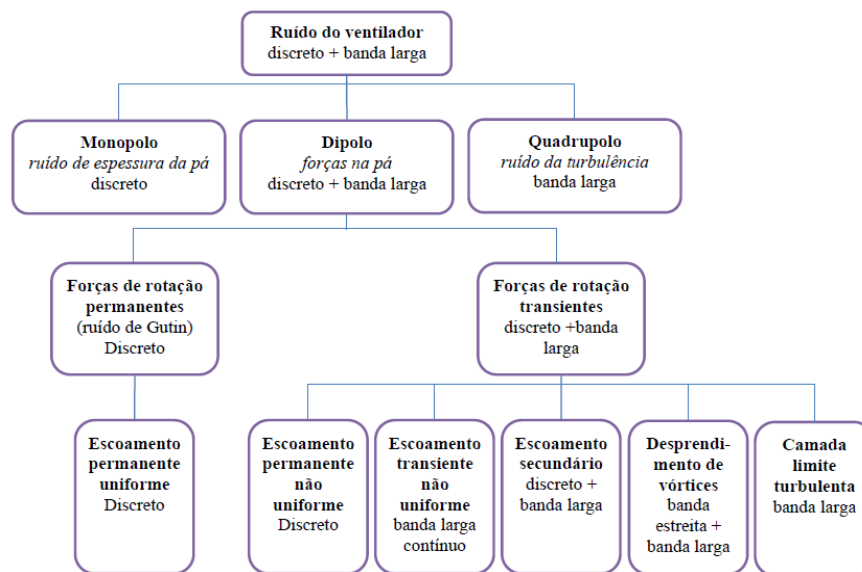


Figura 2.4 – Mecanismos de geração de ruído aeroacústico em ventiladores

Fonte: Adaptado de (Neise, 1992)

A seguir são detalhadas cada um destes mecanismos.

Monopolo

Este tipo de fontes é gerado pelo deslocamento de fluido de maneira pulsante, ou pela injeção intermitente de massa.

A radiação de uma fonte aerodinâmica do tipo monopolo em um meio inerte ocorre de forma igual em todas as direções (Lacerda, 2016), similar a uma esfera pulsante, que cria ondas sonoras através da compressão (quando o corpo expande) e da rarefação (quando contrai) do fluido ao seu em torno, a Figura 2.5 exemplifica essa característica. Sendo assim os monopolos resultam de um volume ou fluxo de massa flutuante.

Um exemplo de este tipo de fonte em turbomáquinas é o ruído provocado pela espessura da pá (*Blade tickness noise*). À medida que o rotor gira, as pás deslocam o volume

do fluido, que conseqüentemente provoca flutuações periódicas na pressão do campo próximo, gerando ruído.

Segundo Neise e Michel (1994), esse ruído é do tipo tonal e geralmente é muito fraco em ventiladores industriais, pois a velocidade com que ocorre a flutuação de pressão devido ao deslocamento de massa de fluido do movimento das pás é bem menor que a velocidade do som, o que caracteriza uma baixa eficiência de radiação acústica. Porém esse tipo de ruído pode se tornar grave para turbomáquinas de alta velocidade (como rotores de helicópteros).

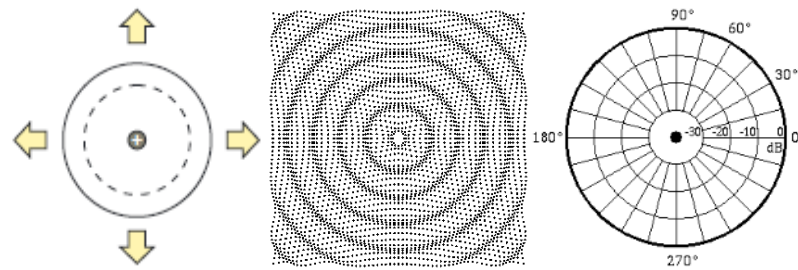


Figura 2.5 – Exemplos de uma fonte monopolo
Fonte: Figura adaptada de Borges (2013) e Beranek e Vér (1992)

Dipolo

Fontes do tipo dipolo aerodinâmico, ocorrem quando escoamentos transientes interagem com superfícies sólidas gerando flutuações nas forças onde parte desta energia é convertida em som. A radiação de um dipolo aerodinâmico é equivalente a um par de monopolos da mesma intensidade defasados em 180° , espaçadas por uma distância muito pequena em relação ao comprimento de onda do som (Lacerda, 2016). Um exemplo típico é de duas esferas pulsantes posicionadas próximas uma da outra, enquanto uma contrai a outra se expande, como apresentado na Figura 2.6.

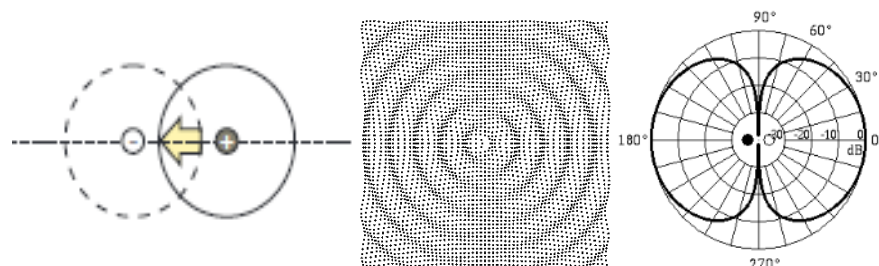


Figura 2.6 – Exemplos de uma fonte dipolo
Fonte: Figura adaptada de Borges (2013) e Beranek e Vér (1992)

No caso de ventiladores axiais, o dipolo é caracterizado pela interação entre as forças dos componentes sólidos, tais como pás e carcaça do ventilador e o escoamento turbulento. Como as forças podem ser periódicas ou randômicas o campo sonoro resultante possui

componentes de frequências discretas e em banda larga. A seguir são apresentados alguns mecanismos de geração das fontes dipolares segundo o trabalho de Neise e Michel (1994).

- a) **Escoamento de entrada uniforme:** As forças do tipo permanente ocorrem nas pás de um rotor que opera em um campo de escoamento uniforme e permanente. Porém mesmo sendo permanente, existem flutuações periódicas de pressão devido à passagem das pás e suas harmônicas. Essa componente de força é conhecida como “*Gutin*” em homenagem a Gutin (1948), o primeiro a estudar a radiação sonora devido às forças permanentes nas pás, as quais são caracterizadas por possuírem baixa eficiência de radiação sonora, sendo desprezíveis quando comparadas às forças transientes nas pás para ventiladores de baixa a média velocidade (aplicações industriais e de ventilação). As forças constantes da pá são necessárias para realizar o trabalho e, portanto, não podem ser evitadas.
- b) **Escoamento de entrada não uniforme:** Quando um rotor opera em um campo de escoamento não uniforme, as forças nas pás serão transientes. O resultado dessas forças é uma alta eficiência de radiação acústica, sendo uma das principais causas do ruído gerado pelos ventiladores. No caso de ventiladores com entrada livre, o campo de escoamento permanente e não uniforme é produzido por não homogeneidades do ar que entra no ventilador ou pela posição assimétrica da entrada em relação a pisos, tetos ou paredes adjacentes, ou pelo escoamento de equipamentos próximos. No caso de ventiladores com duto na entrada, é produzido por obstruções na entrada e saída do rotor, como suportes estacionários, aletas do estator, assimetrias, curvas e cantos dos dutos, entre outros. Em casos em que o escoamento entra de forma não uniforme os ventiladores operam em condição não permanente e o espectro altera sua característica passando de discreto para banda larga. Se as variações do escoamento na entrada são de baixa frequência o resultado é um espectro de banda dispersa em torno da frequência de passagem, porém se as flutuações de velocidade na entrada forem randômicas as forças geradas também serão randômicas, logo, tem-se um espectro de banda larga.
- c) **“*Stall*” rotativo** (perda de sustentação da pá): é uma instabilidade no funcionamento do ventilador. O “*stall*” rotativo é um fenômeno complexo que ocorre a baixas taxas de vazão. Essa série de fenômenos causa forças instáveis na pá e, conseqüentemente, gera ruídos e vibrações.
- d) **Ruído de camada limite turbulenta:** Mesmo que o campo de escoamento seja constante e completamente imperturbável, as pás do ventilador experimentam

flutuações de força aleatórias e que são devidas às flutuações de pressão na camada limite turbulenta, produzindo assim ruído. No entanto, o ruído da camada limite turbulenta é baixo quando comparado ao gerado por exemplo, pela turbulência incidente ou o desprendimento de vórtices. Porém o ruído dominante é produzido quando a camada limite turbulenta das pás está passando pelo bordo de fuga da pá. O bordo de fuga espalha as pressões de campo próximo basicamente não propagáveis em um campo sonoro em propagação.

- e) **Turbulência incidente:** As flutuações de velocidade do escoamento na entrada com um comportamento estocástico geram forças aleatórias nas pás. Isto, se reflete no espectro como componentes de banda larga (caracterizado por um espectro contínuo, incluindo protuberâncias arredondadas ou picos).
- f) **Desprendimento de estruturas vorticosas:** O mecanismo de desprendimento de estruturas vorticosas pode ocorrer em uma camada limite laminar e na camada limite turbulenta gerada pelas pás com bordos de fuga afiados. O desprendimento de vórtices nas pás provoca uma recirculação do escoamento, o que gera forças nas pás, esses vórtices podem apresentar um espectro de banda larga ou de banda estreita. No caso de não haver turbulência no escoamento de entrada, o desprendimento de vórtice domina o ruído de banda larga dos ventiladores axiais de baixa pressão.
- g) **Separação do escoamento:** A separação do escoamento causa estol explicado acima. Esse fenômeno pode causar ruído aleatório, que espalha a componente tonal ou discreta do espectro e o transforma em ruído de banda larga.
- h) **Vórtice de ponta:** A folga de topo, é um parâmetro importante para a geração de ruído. Durante a rotação, existe um escoamento secundário através da folga de topo devido à diferença de pressão entre a montante e a jusante do ventilador. Devido a esse escoamento secundário, o vórtice da ponta é gerado através do espaço e o ruído da banda larga aumenta à medida que a folga de topo aumenta. Em rotores sem carcaça as forças instáveis da pá também são geradas pelo escoamento secundário ao redor da ponta da pá, que é originado pela diferença de pressão entre o lado de pressão e o lado de sucção das pás do rotor.

Quadrupolo

As fontes do tipo quadrupolos aerodinâmicos são produzidos pelas flutuações dos tensores de Reynolds em escoamentos turbulentos na ausência de obstáculos. A radiação de um quadrupolo é equivalente a um par de dipolos, defasados em 180° (Lacerda, 2016), Vide Figura 2.7.

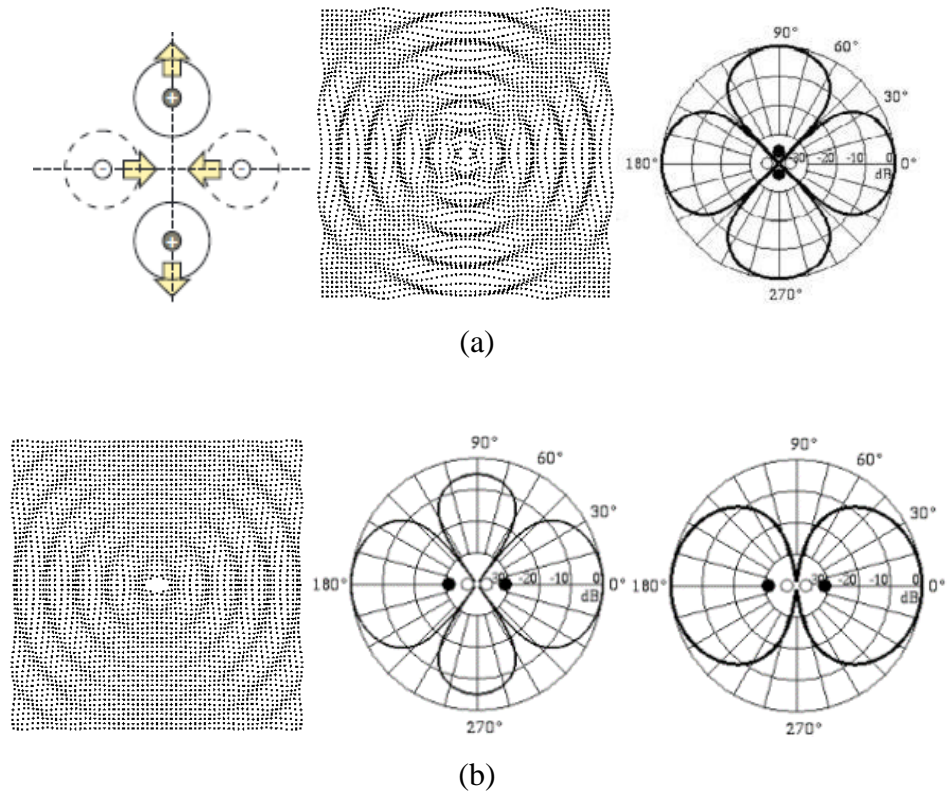


Figura 2.7 – Exemplos de uma fonte quadrupolo
Figura adaptada de Borges (2013) e Beranek e Vér (1992)

A radiação sonora direta do tipo quadrupolo proveniente das flutuações da velocidade turbulenta é geralmente considerada desprezível em comparação com a radiação dipolar devida às forças flutuantes.

As fontes do tipo quadrupolo são dadas pela interação de distorções do escoamento de entrada com os campos de escoamento das pás em movimento. O espectro sonoro resultante contém a frequência de passagem da pá e os harmônicos. Conforme citado em Neise e Michel (1992), o mecanismo do tipo quadrupolo é irrelevante para ventiladores, cuja velocidade periférica da pá tenha um número de Mach menor que 0,8. Portanto, segundo os autores mencionados, esse mecanismo é importante para compressores de alta velocidade, motores de aeronaves, hélices e rotores de helicópteros, mas irrelevante para o ruído dos ventiladores industriais e de ventilação.

2.3 Mecanismos de redução de ruído em rotores axiais

A seguir são apresentados alguns métodos de controle de ruído para turbomáquinas axiais mencionados em Neise e Michel (1994):

- a) Incremento na distância entre rotor e estator: Além de considerar o número diferente de pás e aletas no rotor e no estator, respectivamente, um aspecto importante a ser considerado no projeto de turbomáquinas é o incremento na distância entre o rotor e o estator, já que permite reduzir o efeito da interação das pás do rotor que atingem as pás do estator.
- b) Modificações geométricas: com a finalidade de alterar as forças de interação rotor – estator (ventiladores com estator aletado), ou a intensidade de turbulência e as perturbações no escoamento na entrada (ventiladores sem estator), através de um deslocamento axial, radial ou circunferencial. Como consequência das modificações geométricas, ocorre a anulação local das flutuações das fontes e o tom de passagem da pá transmitido para o campo distante. Alguns métodos são descritos a seguir:
 - Espaçamento irregular entre as aletas do estator e/ou entre as pás do rotor. Em ventiladores sem estator, resulta em uma propagação da energia sonora tonal numa banda de frequências mais larga que torna o ruído irradiado menos irritante;
 - Empilhamento das pás e/ou aletas do estator, com efeito *sweep* ou *dihedral*;
- c) “*Serrilhas*” nos bordos de ataque ou de fuga, utilizados como mecanismos de redução de ruído do desprendimento de vórtices (*shedding noise*). Esta é uma medida promissora para reduzir a emissão sonora dos ventiladores de fluxo axial (Krömer *et al.*, 2019).
- d) Pontas das pás porosas, com o intuito de diminuir as forças flutuantes na pá.
- e) Seleção adequada do perfil das pás (diversos estudos têm constatado que uma adequada seleção do perfil reduz até 4 dB de ruído).
- f) Carcaça do rotor e aprimoramento do projeto do bocal, com o objetivo de minimizar as distorções do escoamento incidente no ventilador e as possíveis flutuações de pressão produzidas pelos suportes do motor ou outras obstruções na entrada do rotor.

- g) Redução da folga de topo, como intuito de melhorar o comportamento aerodinâmico e reduzir o ruído dos ventiladores axiais. Porém, Fukano *et al.* (1986) apontaram que, quando a folga for reduzida, o ventilador deve ser centrado no eixo do duto com precisão, caso contrário, poderá gerar mais ruído do que com uma folga maior na ponta.

Todos os métodos acima se mostraram eficazes em termos de redução de emissões de ruído, mas ainda são limitados em sua aplicação e requerem uma investigação mais cuidadosa (Argüelles, 2004).

2.3.1 Sweep

Como descrito em Vad *et al.* (2006), Kwedikha (2009) e em Oliveira (2014), o *sweep* e *dihedral*, são conhecidas como técnicas de empilhamento não radial das pás.

Uma pá é modificada por *sweep* se os perfis são deslocados de forma paralela a sua corda (no sentido da linha da corda, ou no sentido circunferencial). E é modificado por *dihedral* se o deslocamento do perfil é de forma perpendicular à sua corda. Na Figura 2.8, são apresentados os esquemas das técnicas de empilhamento comumente utilizadas. Sendo que não é objetivo deste trabalho estudar os efeitos do *dihedral*, apenas do efeito de *sweep*.

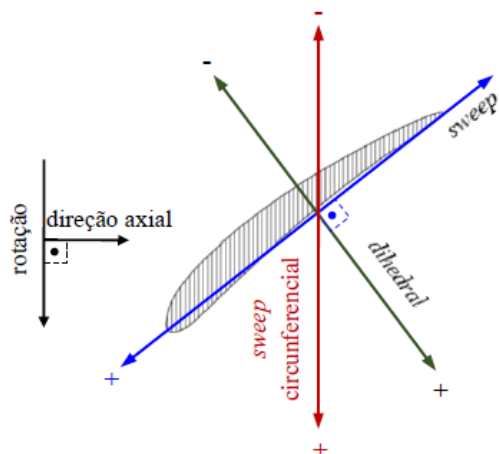


Figura 2.8 – Esquemas de técnicas de empilhamento utilizando *sweep* e *dihedral*
Figura adaptada (Kwedikha, 2009).

Uma pá tem *sweep* sobre a linha da corda, quando o perfil da pá em um determinado raio é deslocado de modo que o perfil em consideração esteja a montante ou a jusante do bordo de ataque ou do bordo de fuga, respectivamente, com respeito ao perfil de referência (Corsini e Rispoli, 2004).

É assim que o *sweep* pode ser no sentido do bordo de ataque (*sweep* para frente - *forward*) ou ser no sentido do bordo de fuga (*sweep* para trás - *backward*), Oliveira (2014).

Por outro lado, o *sweep* pode ser no sentido de rotação do rotor (*sweep* positivo) ou pode ser no sentido contrário de rotação do rotor (*sweep* negativo). Nesse caso, as seções da pá de referência são deslocadas na direção circunferencial, (Mohammed e Raj, 1977; Beiler e Carolus, 1999; Gümmer *et al.*, 2001). Por meio do *sweep* na direção circunferencial, a extensão axial da pá não é modificada. Tem-se reportado na bibliografia, que o *sweep* circunferencial, apresenta mais vantagens que o *sweep* no sentido da linha da corda. (Kwedikha, 2009).

Na Figura 2.9 é apresentado o esquema do *sweep* para frente, no sentido da linha da corda e no sentido da rotação.

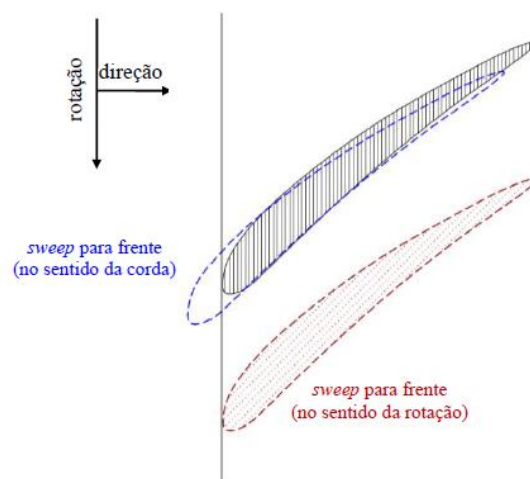


Figura 2.9 – Esquema de empilhamento utilizando *sweep* para frente
Figura adaptada (Kwedikha, 2009).

A Figura 2.10 ilustra o deslocamento com *sweep* circunferencial, comparado com a condição sem aplicação de *sweep*.

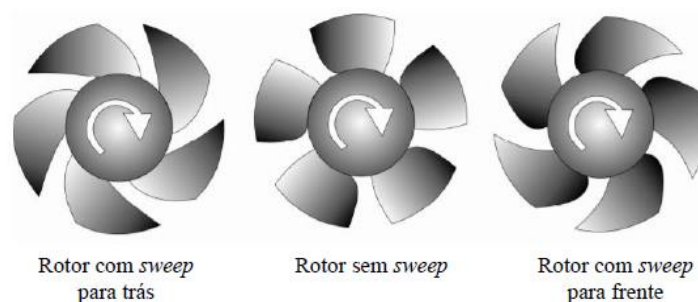


Figura 2.10 – Vista frontal de três rotores de fluxo axial
Figura adaptada (Kwedikha, 2009)

Os fenômenos aerodinâmicos instáveis geralmente aparecem na forma de uma diminuição das especificações aerodinâmicas e são a causa de inconvenientes acústicos e fenômenos de aeroelasticidade (Hurault *et al.*, 2010). Sendo que os principais objetivos no projeto axial do ventilador são alta eficiência e baixa emissão de som em uma ampla faixa de operação, uma estratégia de projeto bem-sucedida em relação à redução de ruído é a incorporação do *sweep*.

Ao longo dos anos, o uso da *sweep* em turbomáquinas axiais provou ser uma manipulação geométrica capaz de melhorar as características operacionais e aeroacústicas de rotores de ventiladores de fluxo axial.

A intensidade de turbulência e as perturbações no escoamento gerada por obstruções a montante de um ventilador axial, leva a variações aleatórias nos ângulos de incidência nos bordos de ataque das pás, causando cargas flutuantes na pá e flutuações de pressão nas superfícies em uma ampla faixa de frequências. Um método para reduzir o efeito da influência da turbulência é o uso do *sweep*. O objetivo do *sweep* é introduzir uma supressão gradual das forças instáveis sobre a envergadura da pá. Os efeitos do *sweep* no desempenho podem ser classificadas em três categorias principais; o fluxo meridional do ventilador é modificado; a distribuição do escoamento no canal entre as pás é alterada; e as distribuições de espessura da camada limite ao longo da pá são modificadas devido a mudanças no escoamento ao longo da extensão da pá (Wright e Simmons, 1990).

Com base na literatura, foi verificado que o uso do *sweep*, além de melhorar o desempenho aerodinâmico, reduz os níveis de ruído provocados na ponta das pás, (Neise e Michel, 1994 e Vad *et al.*, 2006), sendo que induz uma interferência destrutiva entre pressões acústicas geradas pelos fenômenos aerodinâmicos, produzindo decaimento exponencial em vez de propagação de formas de onda (Wright e Simmons, 1990).

Além disso, o *sweep* da pá do ventilador leva a uma redução do ruído que provém da turbulência em comparação com os ventiladores sem qualquer inclinação da pá (Krömer *et al.*, 2019).

No que se refere ao comportamento aerodinâmico, os ventiladores axiais com *sweep* apresentam alta eficiência e baixa emissão de som, em uma ampla e estável faixa de operação (Bamberger e Carolus, 2012), Vad *et al.* (2015). Sendo assim, os ventiladores com *sweep*

também apresentam uma faixa ampla de vazão volumétrica e aumento de pressão na região de operação estável do ventilador (Wright e Simmons, 1990).

Por outra parte, nos trabalhos de Kwedikha (2009), Ohtsuta e Akishita (1990) e Vad (2011), foram realizados estudos comparativos de pás de rotores de ventiladores axiais com *sweep* para frente (*forward swept*) e *sweep* para trás (*backward swept*), e foi demonstrado que as vantagens do *sweep* para frente são superiores comparadas com as pás com *sweep* para trás, tanto na aerodinâmica, quanto na acústica, especialmente na presença de escoamento perturbado ou com altos níveis de turbulência na entrada. Como estudado por Hurault *et al.* (2010), o *sweep* para frente diminui a componente radial da velocidade, enquanto o *sweep* para trás aumenta esse componente.

O *sweep* para trás, geralmente é utilizado por razões aeroelásticas para pás ou hélices de alta velocidade. O *sweep* para frente é comumente utilizado como um método de redução de ruído, que reduz os harmônicos mais altos da frequência de passagem da pá. Neise e Michel (1994); Masi *et al.* (2016) e Muiyser *et al.* (2018), verificaram que o ventilador de pás com *sweep* para frente gerou níveis mais baixos de ruído nas componentes tonal e de banda larga.

O *sweep* para frente também melhora as características aerodinâmicas, como estudado em Mohammed e Prithvi Raj (1977), Yamaguchi *et al.* (1991), onde relatam um ganho na eficiência.

Os estudos de Wright e Simmons (1990), Corsini e Rispoli (2004), Vad *et al.* (2006), Seo S-J *et al.* (2008), Masi *et al.* (2016), Masi e Lazzaretto (2017), demonstraram que o *sweep* para frente, apresenta mudança da margem de estol em direção a taxas de vazões baixas, tendo assim uma margem operacional mais livre de *stall*, ainda com aumento significativo da eficiência e da pressão total. Porém como estudado em Masi *et al.* (2018), uma redução da pressão do ventilador no ponto de projeto pode contrariar essas vantagens. Sendo indispensável uma distribuição adequada dos ângulos do *sweep* ao longo da pá para não afetar a pressão do ventilador, para isso é recomendável um aumento adicional do *sweep* na região da ponta.

Como mencionado em Vad *et al.* (2006), retardar o início do *stall* (separação massiva da camada limite) permite maiores regiões de escoamento colado resultando no aumento do carregamento da pá, isto é, reduzindo as perdas no perfil e consequentemente aumentando a eficiência hidráulica, especialmente em regiões próximas ao cubo e a ponta da pá para baixas

vazões. Também foi verificado que o rearranjo radial do escoamento dentro do rotor devido ao *sweep* nas pás, é moderado em relação ao rotor sem *sweep*, controlando desta maneira os fluxos secundários.

Segundo Vad (2011), Vad (2012), Vad *et al.* (2015), Masi *et al.* (2016) a incorporação do *sweep* para frente da pá é benéfica, para rotores com projeto de vórtice forçado, já que contribui com atenuação da componente radial do escoamento, o que reflete na redução das perdas causadas pela separação de escoamento, melhoria da eficiência e redução de ruído.

A redução de perdas no comportamento aeroacústico é importante, devido a que as principais fontes de ruído em ventiladores axiais, estão associadas às interações das pás do ventilador com a turbulência de pequena escala, o que resulta em forças instáveis da pá. Sendo que este mecanismo se concentra na parte frontal do perfil (bordo de ataque), o *sweep* para frente, contribui para o cancelamento do ruído gerado em diferentes posições da altura da pá (Bamberger e Carolus, 2012).

Comparando o comportamento aeroacústico na faixa de operação típica de ventiladores, de um ventilador com *sweep* para frente na direção circunferencial com um ventilador sem *sweep* e com *sweep* para trás, em geral, o coeficiente de pressão do ventilador com *sweep* para frente é superior ao coeficiente de pressão do ventilador sem *sweep* e do ventilador com *sweep* para trás. Também o ventilador com *sweep* para frente exhibe menor geração de ruído. (Herold *et al.*, 2017)

Os ventiladores de fluxo axial com *sweep* para frente na direção circunferencial, tem uma eficiência mais alta na faixa de operação usual, ou seja, perto do ponto de projeto. Na mesma faixa, também tem uma emissão sonora substancialmente mais baixa do que o ventilador de pás com *sweep* para trás. No entanto, se o ventilador operar sob condições extremas, ou seja, alta vazão ou vazões mínimas, o ventilador com *sweep* para trás apresentaria uma emissão sonora menor que o ventilador com *sweep* para frente (Krömer e Becker, 2018).

Segundo Carolus e Beiler (1997), Beiler e Carolus (1999) e Zenger e Becker (2016), com o *sweep* para frente, a velocidade média axial aumenta na região do cubo (que geralmente é ameaçada pela separação de fluxo) e diminui na região da ponta, resultando em uma estabilização do campo de escoamento durante a passagem pelo rotor do ventilador e, em consequência, um perfil de velocidade na saída mais regular do que no caso do rotor com

sweep para trás no sentido circunferencial. Sendo que neste último, o valor da energia cinética turbulenta aumenta.

Sendo assim, o *sweep* para frente na direção circunferencial leva a uma diminuição das forças instáveis da pá e, conseqüentemente, a uma redução no nível dos picos tonais na frequência de passagem da pá (BPF) e harmônicos. O tipo de *sweep* também altera a carga ao longo da extensão da pá do ventilador: o *sweep* para frente é conhecido por diminuir o carregamento da pá na região da ponta e o *sweep* para trás por aumentar a carga. A mudança na carga da pá também afeta a formação do sistema de vórtice da ponta. Se um vórtice dominante se desenvolver na região da ponta, será emitido um som de banda estreita. O primeiro pico desta fonte de som geralmente ocorre abaixo da frequência de passagem da pá f_{BPF} e, portanto, é chamado de componente de som sub-harmônico. Devido à mudança no carregamento da pá, os ventiladores com *sweep* para frente enfraquecem a formação do vórtice da ponta e, como consequência, reduzem o ruído da ponta de banda estreita - o oposto se aplica aos ventiladores com *sweep* para trás (Krömer *et al.*, 2019).

No estudo realizado por Zenger e Becker (2016) e Krömer e Becker (2018), observou-se que os ventiladores com *sweep* para frente no sentido circunferencial, têm uma emissão sonora menor que os ventiladores com *sweep* para trás ou sem *sweep*. Sendo que os componentes de banda larga nos espectros acústicos de 0,5 a 2 kHz foram maiores para um rotor com *sweep* para trás no sentido circunferencial. Este comportamento é devido ao componente radial direcionado para o exterior, o que resulta em um caminho de fluxo mais longo que se desenvolve sobre a superfície da pá, resultando em uma camada limite mais espessa. Este comportamento ocasiona um campo de escoamento altamente instável na região da ponta e conseqüentemente em uma emissão sonora substancialmente mais alta em comparação com o rotor de pás com *sweep* para frente.

3 PROJETO PRELIMINAR DE VENTILADORES AXIAIS

Neste capítulo será apresentado o procedimento do projeto preliminar de ventiladores de fluxo axial que inclui metodologias convencionais, através da aplicação da teoria da asa da sustentação, a condição de vórtice livre e vórtice forçado, a equação de equilíbrio radial, combinando com métodos de controle de ruído aerodinâmico, como o efeito *sweep* nas pás na direção circunferencial.

3.1 Fundamentos teóricos sobre grades lineares

Grades lineares são representações no plano, de cortes cilíndricos numa determinada seção do rotor. A Figura 3.1 (a) representa um esquema do desenvolvimento de um corte em uma superfície cilíndrica referente à seção radial de um rotor axial, no plano, que é a grade linear móvel representativa do rotor nessa seção radial. A Figura 3.1 (b) representa os triângulos de velocidades para a entrada (ponto 3) e saída (ponto 6) do rotor para a seção radial de raio r .

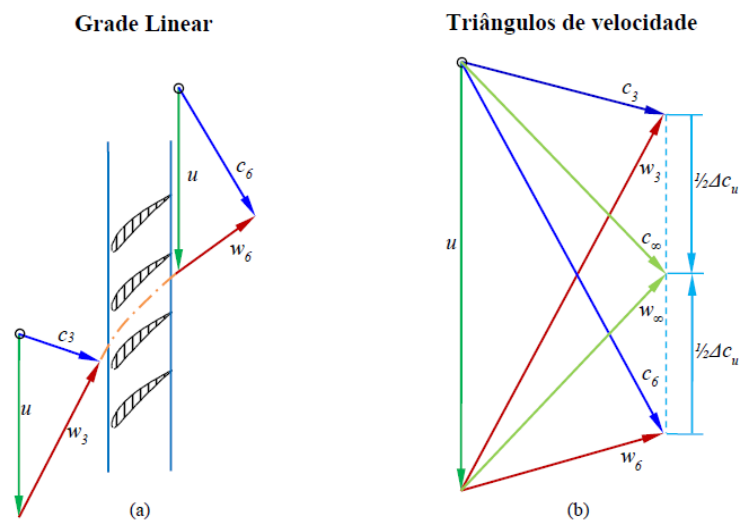


Figura 3.1 – (a) grade linear, (b) Triângulos de velocidade médio, na entrada e na saída

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 (Vide Figura 3.2).

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), Sarmiento (2013), Mota (2018).

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

$$\vec{w}_\infty = \frac{\vec{w}_3 + \vec{w}_6}{2} \quad (3.1)$$

Se não há giro do escoamento absoluto na entrada do rotor, portanto $c_{u3} = 0$, os triângulos de velocidade, são representados como apresentado na Figura 3.2.

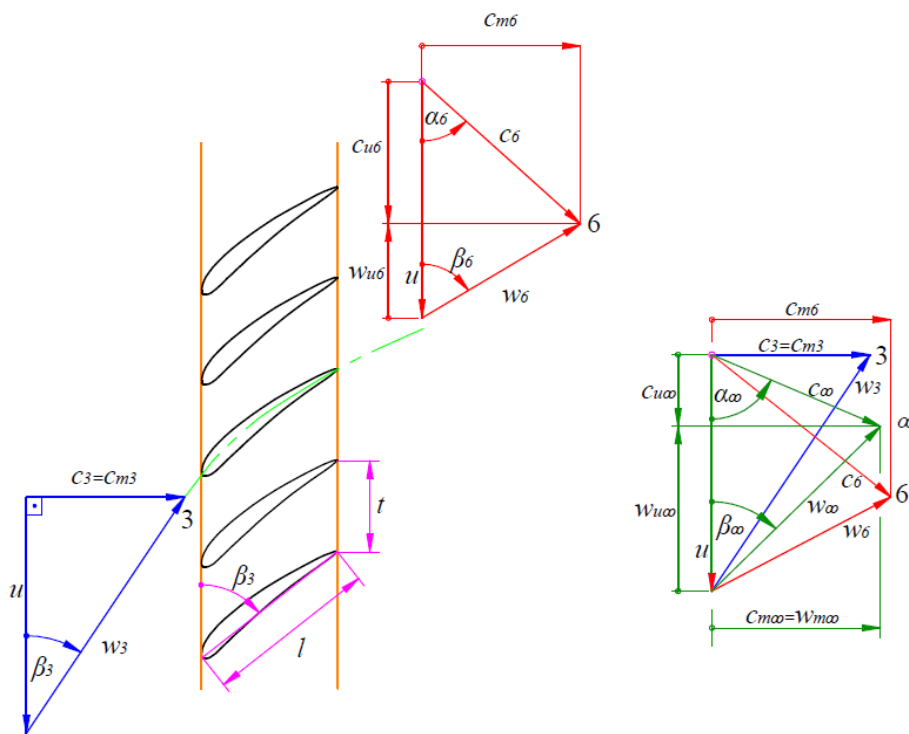


Figura 3.2 – Triângulos de velocidade sem giro do escoamento absoluto na entrada

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

$$\Gamma = w_{u3} t - w_{u6} t = t \Delta w_u = t \Delta c_u \quad (3.2)$$

sendo Δc_u a diferença de componentes da velocidade absoluta na direção circunferencial, dada por

$$\Delta c_u = c_{u6} - c_{u3} \quad (3.3)$$

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:

$$F_{pá_u} = b \rho w_\infty \Gamma \sin \beta_\infty, \quad (3.4.a)$$

e

$$F_{pá_z} = \rho (w_{u3} - w_{u6}) t b w_\infty = b \rho w_\infty \Gamma \cos \beta_\infty \quad (3.4.b)$$

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

$$F_{pá} = b \rho \vec{w}_\infty \Gamma \quad (3.5)$$

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 3.3).

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 (3.1)”. A intensidade dessa força, por unidade de largura, b , é dada pela Eq (3.6), sendo ρ a massa específica do fluido operado pela turbomáquina e Γ a circulação em torno do perfil.

$$F_{pá} / b = \rho w_\infty \Gamma \quad (3.6)$$

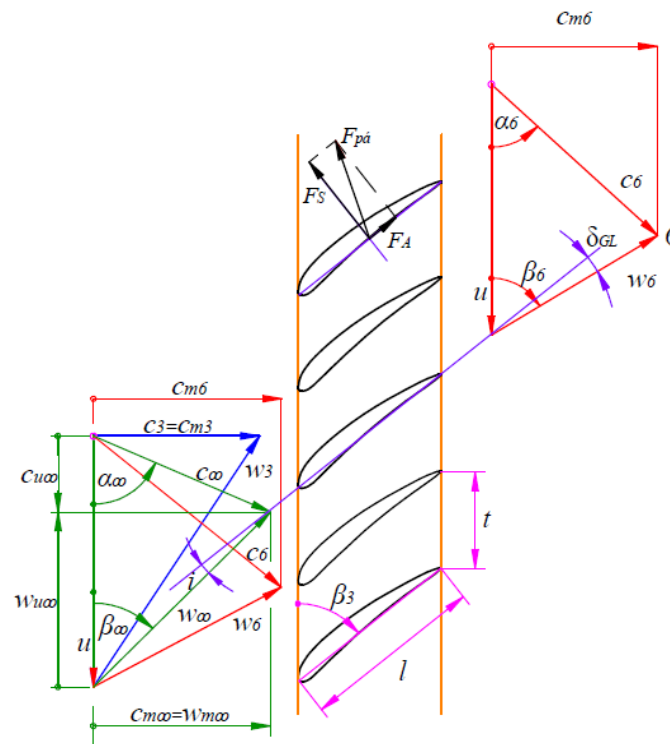


Figura 3.3 – Forças de sustentação e de arrasto sobre um perfil em grade linear

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}_∞ , Eq. (3.1). A Figura 3.3 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). O ângulo de montagem do perfil, β_M , é calculado por:

$$\beta_M = \beta_\infty + i \quad (3.7)$$

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 3.3. 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, $e_{máx}$, 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 apresentado nas Eq. (3.8.a) e Eq. (3.8.b),

$$F_S = F_S(w_\infty, \ell, e_{máx}, i, \rho, \mu) \quad (3.8.a)$$

$$F_A = F_A(w_\infty, \ell, e_{máx}, i, \rho, \mu) \quad (3.8.b)$$

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

$$C_S = C_S(e_{\text{máx}} / \ell, i, R_e) \quad (3.9.a)$$

$$C_A = C_A(e_{\text{máx}} / \ell, i, R_e) \quad (3.9.b)$$

com as seguintes definições:

$$C_S = \frac{F_S}{\frac{1}{2} \rho w_\infty^2 \ell} \equiv \text{coeficiente de sustentação por unidade de largura, } b \quad (3.10.a)$$

$$C_A = \frac{F_A}{\frac{1}{2} \rho w_\infty^2 \ell} \equiv \text{coeficiente de arrasto por unidade de largura, } b \quad (3.10.b)$$

$$R_e = \frac{\rho w_\infty \ell}{\mu} \equiv \text{número de Reynolds} \quad (3.11)$$

3.2 Condição resultante da teoria da asa de sustentação e da teoria da grade

Considerando-se as Equações (3.2), (3.5) e (3.10.a), e lembrando também que na região de operação ótima dos perfis, obtém-se

$$F_S = b \rho w_\infty t \Delta c_u = b C_S \frac{1}{2} \rho w_\infty^2 \ell \quad (3.12)$$

ou

$$C_S \frac{\ell}{t} = \frac{2 \Delta c_u}{w_\infty} \quad (3.13)$$

A Eq. (3.13) 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.

3.3 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

$$\begin{aligned} & c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} + \frac{c_u}{r} \frac{\partial c_r}{\partial \theta} + c_a \frac{\partial c_r}{\partial z} - \frac{c_u^2}{r} + \frac{\partial c_r}{\partial t} - F_c + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \\ & = \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 c_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial c_r}{\partial r} - \frac{c_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 c_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial c_u}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 c_r}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (3.14)$$

Admitindo-se um escoamento com simetria axial, permanente, não-viscoso e desprezando as forças de campo, F_c , a Eq. (3.14) torna-se em,

$$c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} + c_a \frac{\partial c_r}{\partial z} - \frac{c_u^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (3.15)$$

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,

$$\frac{c_u^2}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (3.16)$$

Para a determinação da distribuição de velocidades axiais ($c_m = c_a$) na direção radial em turbomáquinas axiais, a Eq. (3.16) 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,

$$\frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} = \text{constante}, \quad (3.17)$$

e a equação de Euler das turbomáquinas axiais:

$$Y_{pá} = u \Delta c_u, \quad (3.18)$$

para finalmente se obter

$$c_m = c_a = \text{constante} \Leftrightarrow Y_{pá} = \text{constante} \Rightarrow r c_u = \text{constante} \quad (\text{vórtice-livre}) \quad (3.19)$$

A Eq. (3.19) 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, Eq. (3.16), consiste em adotar certos tipos de vórtices-forçados, por exemplo (Yahya, 1983), para o projeto de pás. Nessas metodologias, tanto $Y_{pá}$ como c_m não são mais constantes ao longo da altura das pás. Sendo assim, neste trabalho será utilizado um tipo de vórtice-forçado segundo Wallis (1983), onde o componente circunferencial da velocidade absoluta após o rotor, c_{u6} , varia linearmente ao longo da pá. Essa condição está representada na forma adimensional, pela Eq. (3.20).

$$\varepsilon_6 = \frac{c_{u6}}{c_a} = a + bx, \quad (3.20)$$

sendo ε_6 , o coeficiente de giro do escoamento absoluto na saída do rotor, e

$$x = r/r_e, \quad (3.21)$$

com $r_i \leq r \leq r_e$, a e b constantes a serem determinadas.

O principal motivo para a escolha da condição de vórtice-forçado, Eq. (3.20), é pelo fato de se trabalhar com relações de cubo, ν , relativamente baixas, que são típicas de ventiladores axiais de baixas pressões que, em geral, apresentam relações de cubo menores que 0,3. Para essas relações de cubo, se fosse utilizada a condição de vórtice-livre resultaria num rotor pouco eficiente, além de apresentar uma forte torção das pás na região próxima ao cubo do rotor, influenciando assim as características de desempenho aerodinâmico.

Desconsiderando o efeito gravitacional e diferenciar, a Eq. (3.17) torna-se em:

$$\frac{dp}{\rho} + \frac{dw^2}{2} = 0, \quad (3.22)$$

Observa-se que, desconsiderando a componente radial da velocidade, admite-se que as linhas de corrente são paralelas ao eixo da máquina (adotado como primeira aproximação em

turbomáquinas puramente axiais); portanto, $u = \omega r$, é constante ao longo de uma dada linha de corrente.

Combinando as Equações (3.16) e (3.22), resulta

$$2 \frac{c_u^2}{r} dr = dw^2 \quad (3.23)$$

Dividindo os dois lados da Eq. (3.23) pelo componente meridional médio da velocidade absoluta ao longo da pá elevado ao quadrado, \bar{c}_a^2 e multiplicando e dividindo o lado direito por r_e , resulta na Eq. (3.24).

$$2 \int_{x_0}^x \frac{\frac{c_{u6}^2}{\bar{c}_a^2}}{\frac{r}{r_e}} d\left(\frac{r}{r_e}\right) = \int_{x_0}^x d\left(\frac{w_3^2}{\bar{c}_a^2} - \frac{w_6^2}{\bar{c}_a^2}\right) \quad (3.24)$$

onde, segundo os triângulos de velocidades da Figura 3.2, tem-se

$$w_3^2 = w_{a3}^2 + w_u^2 = c_{a3}^2 + u^2 \quad (\text{visto que } \alpha_3 = 90^\circ \text{ e } w_{a3} = c_{a3}) \quad (3.25)$$

$$w_6^2 = w_{a6}^2 + w_{u6}^2 = c_{a6}^2 + (u - c_{u6})^2 = c_{a6}^2 + u^2 - 2uc_{u6} + c_{u6}^2 \quad (\text{visto que } w_{a6} = c_{a6}) \quad (3.26)$$

Logo,

$$w_3^2 - w_6^2 = c_{a3}^2 - c_{a6}^2 + 2uc_{u6} - c_{u6}^2 \quad (3.27)$$

Dividindo todos os termos da Eq. (3.27) pelo componente meridional médio da velocidade absoluta ao longo da pá elevado ao quadrado, \bar{c}_a^2 , resulta

$$\frac{w_3^2}{\bar{c}_a^2} - \frac{w_6^2}{\bar{c}_a^2} = \frac{c_{a3}^2}{\bar{c}_a^2} - \frac{c_{a6}^2}{\bar{c}_a^2} + \frac{c_{u6}}{\bar{c}_a} \left(\frac{2u}{\bar{c}_a} - \frac{c_{u6}}{\bar{c}_a} \right) \quad (3.28)$$

Substituindo a Eq. (3.28) na Eq. (3.24), e utilizando a Equação (3.20), obtém-se,

$$2 \int_{x_0}^x \varepsilon_6^2 \frac{dx}{x} = \int_{x_0}^x d \left[\left(\frac{c_{a3}}{\bar{c}_a} \right)^2 - \left(\frac{c_{a6}}{\bar{c}_a} \right)^2 + \frac{c_{u6}}{\bar{c}_a} \left(\frac{2u}{\bar{c}_a} - \frac{c_{u6}}{\bar{c}_a} \right) \right] \quad (3.29)$$

O coeficiente de vazão, ϕ , é definido pela Eq. (3.30)

$$\phi = \frac{\bar{c}_a}{u} \quad (3.30)$$

Observe que ϕ varia ao longo do comprimento da pá.

Utilizando as Eq. (3.30) e Eq. (3.20), a Eq. (3.29) torna-se, após integração do segundo membro, em

$$\begin{aligned} 2 \int_{x_0}^x \varepsilon_6^2 \frac{dx}{x} &= \int_{x_0}^x d \left[\left(\frac{c_{a3}}{\bar{c}_a} \right)^2 - \left(\frac{c_{a6}}{\bar{c}_a} \right)^2 + \frac{c_{u6}}{\bar{c}_a} \left(\frac{2u}{\bar{c}_a} - \frac{c_{u6}}{\bar{c}_a} \right) \right] = \\ &= \underbrace{\left(\frac{c_{a3}}{\bar{c}_a} \right)^2}_x - \underbrace{\left(\frac{c_{a3}}{\bar{c}_a} \right)^2}_{x_0} - \left(\frac{c_{a6}}{\bar{c}_a} \right)^2_x + \left(\frac{c_{a6}}{\bar{c}_a} \right)^2_{x_0} + \left[\varepsilon_6 \left(\frac{2}{\phi} - \varepsilon_6 \right) \right]_x - \left[\varepsilon_6 \left(\frac{2}{\phi} - \varepsilon_6 \right) \right]_{x_0} \\ \left(\frac{c_{a6}}{\bar{c}_a} \right)^2_x &= \left(\frac{c_{a6}}{\bar{c}_a} \right)^2_{x_0} + \left[\varepsilon_6 \left(\frac{2}{\phi} - \varepsilon_6 \right) \right]_x - \left[\varepsilon_6 \left(\frac{2}{\phi} - \varepsilon_6 \right) \right]_{x_0} - 2 \int_{x_0}^x \varepsilon_6^2 \frac{dx}{x} \end{aligned} \quad (3.31)$$

A solução aproximada da equação da quantidade de movimento, Eq. (3.16), ao longo do comprimento da pá, considerando que não há giro do escoamento absoluto na entrada do rotor (sem pré rotação), ou seja, $c_{u3} = 0$, pode ser obtida, conforme a Eq. (3.31).

Na Equação (3.31), x_0 representa um valor fixo de x (para um determinado projeto de rotor) que deve ser obtido por um processo iterativo, para que se cumpra com a condição dada pela Eq. (3.32).

$$\bar{c}_{a3} = \bar{c}_{a6} = \bar{c}_a \quad (3.32)$$

Considerando a Eq. (3.32) e também pelo fato de o componente meridional (axial) da velocidade absoluta na saída do rotor, c_{a6} , ser igual a \bar{c}_a na seção radial x_0 , o primeiro termo do lado direito da Eq. (3.31) torna-se em

$$\left(\frac{c_{a6}}{\bar{c}_a} \right)^2_{x_0} = 1 \quad (3.33)$$

O último termo do lado direito da Eq. (3.31) é obtido por meio de integração analítica, resultando:

$$2 \int_x^x \varepsilon_6^2 \frac{dx}{x} = 2 \int_{x_0}^x (a + bx)^2 \frac{dx}{x} = \left[2a^2 \ln x + b^2 x^2 + 4abx \right]_x - \left[2a^2 \ln x + b^2 x^2 + 4abx \right]_{x_0} \quad (3.34)$$

O valor de x_0 (seção radial onde c_{a6}/\bar{c}_a é igual a 1) é determinado com base na Eq. (3.35) de acordo com a equação integral da continuidade, ou seja, $Q_R = \bar{w}_m A = \bar{c}_m A = \bar{c}_a A$, logo

$$\bar{c}_a = \bar{c}_{a6} = \frac{1}{A} \int_{r_i}^{r_e} c_{a6} dA = \frac{1}{\pi(r_e^2 - r_i^2)} \int_{r_i}^{r_e} c_{a6} 2\pi r dr$$

ou

$$\frac{\bar{c}_{a6}}{\bar{c}_a} = \frac{1}{\pi \left(\frac{r_e^2}{r_e^2} - \frac{r_i^2}{r_e^2} \right)} \int_{r_i/r_e}^{r_e/r_e} \frac{c_{a6}}{\bar{c}_a} 2\pi \frac{r}{r_e} d\left(\frac{r}{r_e}\right),$$

portanto,

$$\frac{\bar{c}_{a6}}{\bar{c}_a} = \frac{1}{1 - x_i^2} \int_{x_i}^1 \frac{c_{a6}}{\bar{c}_a} x dx = 1 \quad (3.35)$$

O valor de x_0 é estabelecido quando \bar{c}_{a6}/\bar{c}_a , calculado de acordo com a Eq. (3.35), produza um valor igual a 1 (um) ou muito próximo de 1, por meio de um processo iterativo. A solução da integral na Eq. (3.35) pode ser obtida por integração numérica (quadratura). A quadratura utilizada no programa computacional é a de Gauss-Legendre.

O processo iterativo para determinar o valor de x_0 é resumido a seguir, e apresentado no fluxograma da Figura 3.4:

1) Adota-se um determinado valor de x_0 no intervalo $x_i < x_0 < 1$, preferencialmente um valor mais próximo do cubo, x_i , do que ao da ponta da pá, $x_e = 1$;

2) Com esse valor de x_0 , calcula-se o valor de $\varepsilon_6 = a + bx$. As constantes a e b são obtidas de dois pontos sobre a curva $\varepsilon_6 = \varepsilon_6(x)$ que representa a distribuição de ε_6 para a condição de vórtice livre. Um ponto é aquele referente à ponta da pá com

ordenadas $(x, \varepsilon_6) = (1, \varepsilon_{6t})$, onde ε_{6t} é o valor de ε_6 na ponta da pá (lembrando que tal valor é o da condição de vórtice-livre). O outro ponto é aquele correspondente ao valor de x_0 (adotado) com ordenadas $(x, \varepsilon_6) = (x_0, \varepsilon_{6x_0})$, onde x_0 é o valor de x_0 do tem 1 acima, e ε_{6x_0} é o valor correspondente a x_0 retirado da condição de vórtice-livre. Ver Figura 3.5.

3) Determinando a dependência linear de $\varepsilon_6 = \varepsilon_6(x)$, ou seja, $\varepsilon_6 = a + bx$, calcula-se a expressão que representa a distribuição de velocidades c_{a6} / \bar{c}_a , Equação (3.31), que além de outros parâmetros, depende da distribuição de ε_6 , que por sua vez depende de x_0 (valor adotado no Item 1 acima).

4) Determinando a distribuição de velocidades c_{a6} / \bar{c}_a (Item 3 acima), calcula-se o valor médio \bar{c}_{a6} / \bar{c}_a obtido por integração no intervalo $x_i < x_0 < 1$, conforme a Equação (3.35).

5) Se $\bar{c}_{a6} / \bar{c}_a = 1$, foi encontrado o valor correto de x_0 ; se $\bar{c}_{a6} / \bar{c}_a \neq 1$, deve-se adotar um outro valor de x_0 e repetir os Itens 1 a 4 acima até que $\bar{c}_{a6} / \bar{c}_a = 1$.

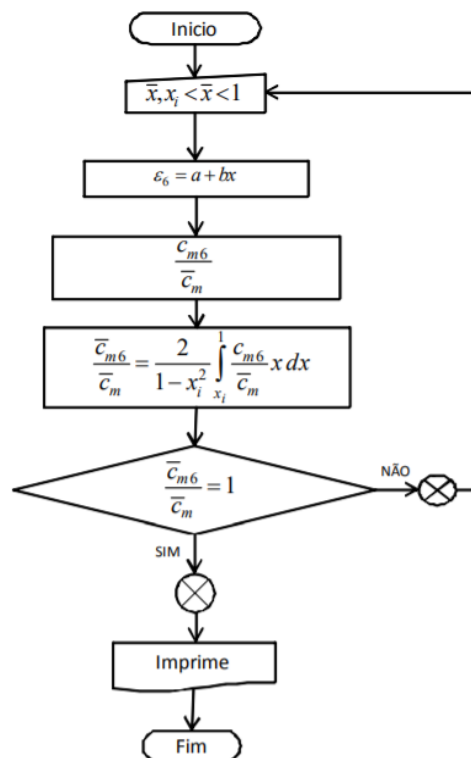


Figura 3.4 – Fluxograma para determinar o valor de x_0 (\bar{x})
(posição ao longo da pá onde a relação de componentes meridionais é igual a 1)
para a condição de vórtice forçado
Fonte: Sarmiento (2013)

Na Figura 3.5, é apresentada a distribuição do coeficiente de giro na saída das pás, ε_6 , e da relação de velocidades axiais (meridionais) à saída do rotor, c_{a6}/\bar{c}_a , para a condição de vórtice livre (VL) e condição de vórtice forçado (VF) ao longo do comprimento das pás.

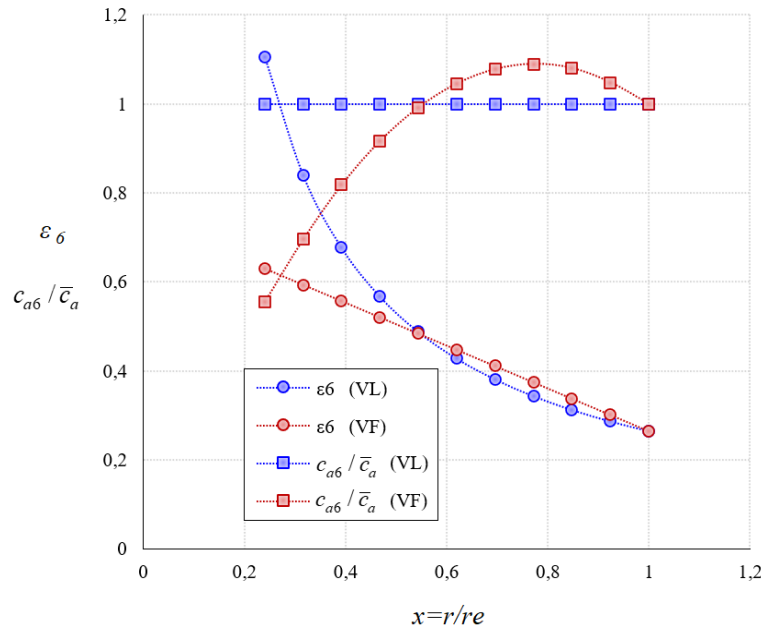


Figura 3.5 – Distribuições de coeficientes de giro e de velocidades meridionais na saída do rotor ao longo do comprimento das pás

3.4 Procedimento de projeto aerodinâmico preliminar

Neste item é apresentada a metodologia que define a geometria do rotor do ventilador de fluxo axial. Para o projeto foram considerados os dados operacionais de um ventilador de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção, que no trabalho será considerado como o rotor de referência para o projeto dos novos rotores e será denominado como VST.

Para o projeto preliminar dos novos rotores, são determinados os pontos discretizados em 3D necessários para geração das coordenadas do perfil, forma de empilhamento radial e o deslocamento na direção circunferencial (*sweep*), através de um programa em Fortran®.

A rotina computacional automatiza o procedimento de projeto aerodinâmico do ventilador de fluxo axial, e é baseada na sequência da Figura 3.6.

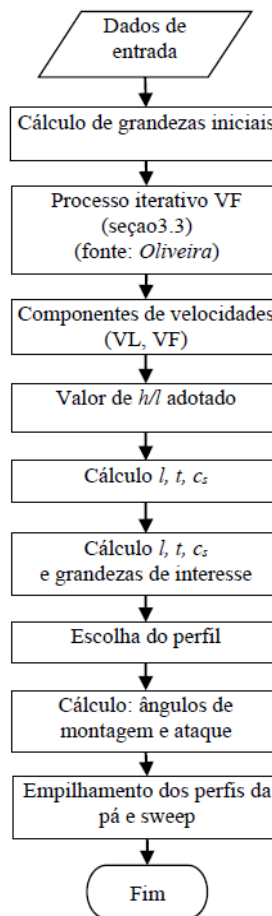


Figura 3.6 – Fluxograma do procedimento do projeto do rotor do ventilador de fluxo axial

3.4.1 Dados de projeto

Para o projeto foram considerados os dados operacionais do ventilador V-ST (ventilador de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção), como: 1) pressão total do ventilador, 2) vazão do ventilador, 3) rotação do rotor e 4) massa específica (densidade) do fluido operado pelo ventilador.

Os dados principais para o projeto aerodinâmico do rotor axial estão representados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Condições de projeto dos rotores de ventiladores axiais analisados

Q m ³ /s	Δp_T Pa	Δh_T mmH ₂ O	ρ kg/m ³	n rpm	N	D_e mm
1,9	137,34	14,0	1,2	1800	8	500

3.4.2 Metodologia do projeto do rotor

Com os valores de Δp_T , Q e n , obtém-se o valor da rotação específica, $n_{qA} = n Q^{1/2} / (\Delta p_T / \rho)^{3/4} \times 10^3$.

Antes de iniciar o procedimento de projeto preliminar adotam-se, de forma apropriada, os rendimentos hidráulicos (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, também pode ser considerado praticamente igual a 100% no caso de acoplamento direto. Desse modo, calcula-se o rendimento total, η , do ventilador axial ($\eta \cong \eta_h \eta_f \eta_{al} \eta_m$).

1) Cálculo de algumas grandezas iniciais de interesse

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

Se não há giro do escoamento absoluto na entrada do rotor, portanto $c_{u3} = 0$, a equação de Euler da turbomáquinas para o caso de ventiladores axiais na condição real é dada por

$$Y_{pá} = u \Delta c_u = u (c_{u6} - c_{u3}) = u c_{u6} \quad (3.36)$$

Como foi mostrado na seção de equilíbrio radial, o componente radial da velocidade absoluta é $c_r = 0$, portanto o componente meridional da velocidade absoluta, $\vec{c}_m = \vec{c}_r + \vec{c}_a$, torna-se $c_m = c_a$.

O trabalho específico do rotor na condição real, $Y_{pá}$, pode ser colocado em função de ϕ (coeficiente de vazão) e ε_6 (coeficiente de giro do escoamento absoluto na saída do rotor), ou seja,

$$\frac{Y_{pá}}{c_a^2} = \frac{u}{c_a} \frac{c_{u6}}{c_a} = \frac{\varepsilon_6}{\phi} = K_{VL} \quad (3.37)$$

Tanto ϕ como ε_6 na direção radial (variam ao longo do comprimento das pás), pois u e c_{u6} , variam na direção radial.

No caso de vórtice-livre (VL), tanto $Y_{pá}$ como $c_a = c_{a3} = c_{a6} = \bar{c}_a$ são constantes na direção radial. Com base na expressão (3.37), pode definir um coeficiente de pressão (adimensional), $\psi_{pá}^*$, conforme a expressão (3.38).

$$\psi_{pá}^* = \frac{\Delta p_{T\ pá}}{\frac{1}{2} \rho \bar{c}_a^2} = \frac{\Delta p_T}{\frac{1}{2} \rho \bar{c}_a^2 \eta_h} = \frac{2Y_{pá}}{\bar{c}_a^2} = 2 \frac{u}{\bar{c}} \frac{c_{u6}}{\bar{c}} = \frac{2\varepsilon_6}{\phi} \quad (3.38)$$

No caso de vórtice-livre (VL) $\psi_{pá}^*$ é constante na direção radial, mas $\psi_{pá}^*$ não será constante para qualquer tipo de vórtice-forçado (V-F) na direção radial.

A vazão do rotor, Q_R , em termos da vazão do ventilador, Q , está relacionada ao rendimento de fuga por,

$$Q_R = Q / \eta_f \quad (3.39)$$

A vazão do rotor, sem considerar a espessura das pás, é dada por,

$$Q_R = \bar{c}_m A = \bar{c}_m \pi (r_e^2 - r_i^2) = \bar{c}_a \pi (r_e^2 - r_i^2) \quad (3.40)$$

onde $r_i = D_i / 2$ e $r_e = D_e / 2$ são os raios polares referentes ao cubo e à ponta da pá respectivamente.

Portanto, o componente axial médio da velocidade absoluta (componente meridional médio da velocidade absoluta) é dado pela expressão (3.41),

$$\bar{c}_a = \frac{4\dot{V}_R}{\pi (r_e^2 - r_i^2)} \quad (3.41)$$

A velocidade meridional média do escoamento relativo, w_m , é igual à velocidade meridional média do escoamento absoluto, c_m , podendo-se escrever também $w_m = w_a = c_m = c_a$.

Também é calculado o valor da relação de diâmetros, ν , obtida por meio da Equação (3.42). Como mencionado em Sarmiento (2013) e Mota (2018), esta equação foi obtida ao

realizar uma regressão de uma série valores de pares de pontos (σ, δ) , resultando em uma equação em função do N_{qA} (Bran e Souza, 1969). Por outro lado, é também possível determinar o valor de ν através da série de valores de coeficiente de ligeireza e de diâmetro (σ, δ) com base em um gráfico de curvas otimizadas de rotores, conhecido como diagrama de Cordier (1955). Vide Figura 3.7.

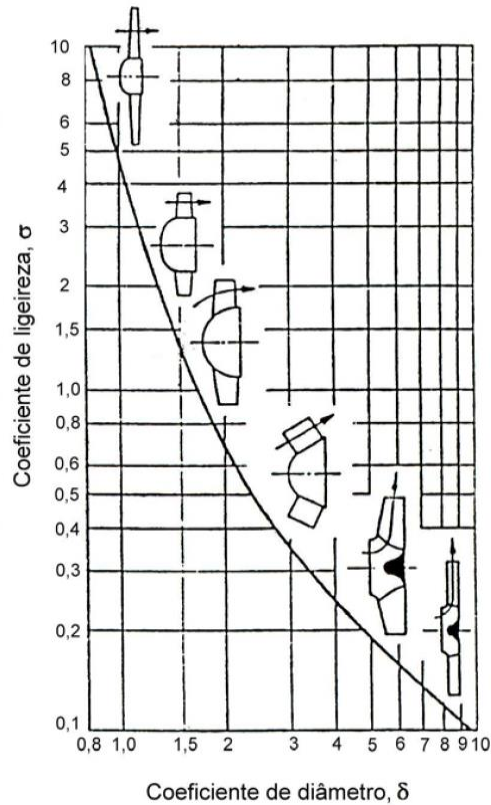


Figura 3.7 – Diagrama de Cordier para turbomáquinas geradoras.
Fonte: Figura adaptada de Dietzel (1980).

$$\nu = 1,3576 - 1,9041/10^3 n_{qA} + 9,2364/10^7 n_{qA}^2 \quad (3.42)$$

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

$$D_i = \nu D_e \quad (3.43)$$

Na sequência, adota-se um determinado número de seções radiais de diâmetro D no intervalo $D_i \leq D \leq D_e$ e calcula-se as velocidades circunferenciais, $u = \pi D n$, em cada seção radial.

Então, o seguinte roteiro pode ser adotado, calculando-se inicialmente algumas grandezas (além das mencionadas acima) para a condição de vórtice-livre, para cada seção radial das pás:

(a) Componente da velocidade absoluta na direção circunferencial na saída do rotor;

$$c_{u6} = \Delta c_u = Y_{pá} / u \quad (3.44)$$

$c_{u6} = \Delta c_u$ 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 ($\alpha_3 = 90^\circ$).

(b) Coeficiente de vazão, ϕ , expressado na Equação (3.30), e coeficiente de giro do escoamento absoluto na saída do rotor, ε_6 , conforme a Equação (3.45):

$$\varepsilon_6 = \frac{c_{u6}}{\bar{c}_a} = \frac{\psi^* \phi}{2\eta_h} \quad (3.45)$$

Sendo que os coeficientes de giro do escoamento absoluto na saída do rotor, e o coeficiente de vazão, na ponta da pá, ε_{6t} , ϕ_t , respectivamente, são grandezas necessárias para o processo iterativo de vórtice forçado.

(c) Valor constante, k_{VL} , na condição de vórtice livre.

$$k_{VL} = \frac{\varepsilon_6}{\phi} = \frac{\psi^*}{2\eta_h} \quad (3.46)$$

(d) A seguir, é iniciado o processo iterativo para a condição de vórtice-forçado (resumido na Figura 3.4), até achar o valor de x_o , para o qual a relação de velocidades axiais (meridionais) à saída do rotor seja igual a 1 ($\bar{c}_{a6} / \bar{c}_a = 1$). Assim, é possível obter a distribuição do coeficiente de giro na saída das pás, ε_6 , e da relação de velocidades axiais (meridionais) à saída do rotor, $\bar{c}_{a6} / \bar{c}_a = 1$, para a condição de vórtice-livre (VL) e condição de vórtice-forçado (VF) ao longo do comprimento das pás (Figura 3.5).

(e) Conhecidas as distribuições do coeficiente de giro na saída das pás, ε_6 , e da relação de velocidades axiais (meridionais) à saída do rotor, $\bar{c}_{a6} / \bar{c}_a = 1$, são calculadas as componentes das velocidades e podem ser definidas completamente os triângulos de velocidade referentes aos pontos 3 e 6.

(f) calculam-se os produtos $C_S (l/t)$ que são obtidos da Equação (3.13);

(g) calculam-se razões de solidez (razões corda-passo), ℓ/t , apropriadas. Nesta etapa, para o cálculo da corda, l , foram adotados valores da relação entre a altura da pá e a corda, h/l . Com base em valores semiempíricos o Ansys® com sua ferramenta de projeto de rotores axiais, recomenda valores de h/l , na faixa de 3 a 5. E relações entre a corda na ponta e a corda na base, l_{ponta}/l_{base} , na faixa de 0,2 até 1, sendo recomendável valores menores que 1, para escoamento incompressível. Os valores foram escolhidos 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). Esta etapa do projeto, a futuro será automatizada com um processo iterativo.

(h) calculam-se os passos, t ($t = \pi D / N_{pá}$);

(i) calculam-se as cordas, ℓ , ($\ell = (\ell/t) / t$);

(j) calculam-se os coeficientes de sustentação, C_S ($C_S = (C_S (\ell/t) / \ell/t)$);

(k) calculam-se 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;

(l) calculam-se as espessuras relativas, y_{max}/ℓ ;

(m) Com o auxílio de diagramas polares ($C_A \times C_S$), escolhem-se perfis para cada seção radial. A indicação básica é procurar nas curvas polares aqueles perfis que, com o coeficiente de sustentação determinado em (j), apresentam coeficientes de escorregamento próximos de ε_{min} . Ou seja, para cada valor de C_S , buscar um perfil que, nesse ponto, tenha um valor pequeno de $\tan \varepsilon = (C_A / C_S)$. Sendo assim, a partir do diagrama polar foi obtido o perfil Gottinger GÖ 480. No estudo realizado por, Suzuki *et al.*, (1985), analisaram o efeito da distribuição de pressão ao longo da pá e chegaram à conclusão de que um perfil de pá com

uma distribuição de pressão 'suave' no lado da sucção (perfis de Gottinger modificados) produzia menor ruído de banda larga na região de alta frequência.

(n) Estabelecidos os perfis, procuram-se as constantes a e b da correlação $C_S = C_S(y_{\max}/\ell, \delta) \approx a y_{\max}/\ell + b \delta$ (Bran e Sousa, 1969) e calculam-se os ângulos de ataque (ângulos de incidência) $i (= [C_S - a y_{\max}/\ell] / b)$. Os ângulos de ataque devem variar de maneira decrescente e suave do cubo para a ponta da pá. Valores negativos ou muito grandes (próximos ao *stall* do perfil) refletem escolhas inadequadas para os perfis. Na sequência são calculados:

(o) os ângulos de montagem das pás, $\beta_M, \beta_M = \beta_\infty + i$;

(p) os coeficientes de afinamento $C_0 = (y_{\max}/\ell)/(y_{\max}/\ell)_b$, que são utilizados para calcular as espessuras dos perfis que formam as pás em função das espessuras do(s) perfil(is)-base;

(q) os números de Reynolds (Equação (3.11));

(r) os coeficientes de escorregamento, $\varepsilon (\varepsilon = C_A / C_S)$;

(s) os graus de reação $\tau = Y_{est} / Y_{pá} = 1 - Y_{din} / Y_{pá} = 1 - c_{u6} / (2u)$.

Com o procedimento apresentado até o presente momento, é possível obter as coordenadas bidimensionais (x, y) de cada uma das estações da geometria preliminar do rotor do ventilador de fluxo axial.

A seguir é realizado o giro dos perfis com o respectivo ângulo de montagem para cada seção radial, para o qual é utilizado o conceito de rotação de eixos.

Portanto o empilhamento dos perfis aerodinâmicos (ver Figura 3.8) se faz com base nas equações de rotação de pontos:

$$x = x_1 \cos \beta_M - y_1 \sin \beta_M \quad (3.47)$$

$$y = x_1 \sin \beta_M + y_1 \cos \beta_M \quad (3.48)$$

onde, x_1 e y_1 , são as coordenadas do perfil base (sem torção). A coordenada em z , corresponde ao comprimento das seções radiais.

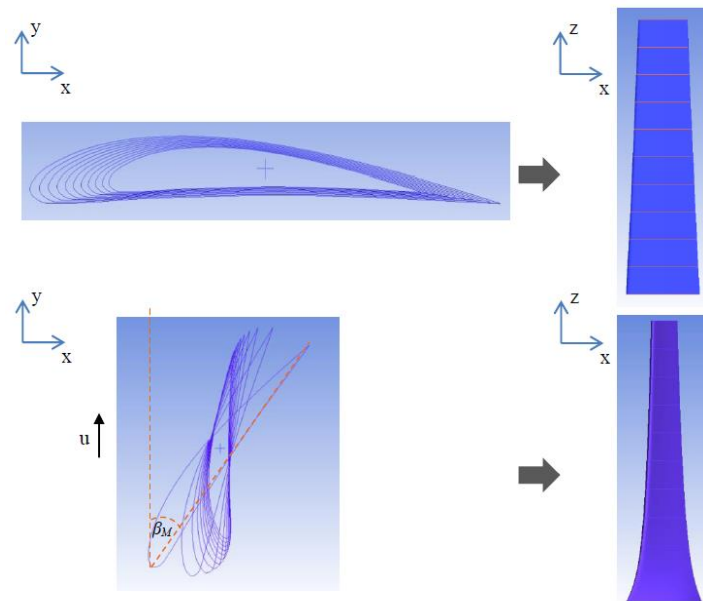


Figura 3.8 – Rotação de eixos coordenados do sistema cartesiano

3.4.3 Deslocamento das pás na direção circunferencial

Segundo Kwedikha (2009), uma distribuição de ângulos de *sweep* desde zero no cubo e que aumentam gradualmente ao longo do comprimento da pá, é favorável do ponto de vista mecânico e resulta como meio de redução das perdas no cubo.

Diversos estudos foram realizados respeito à distribuição do ângulo do *sweep* ao longo das seções radiais da pá, sendo estas de forma uniforme (incremento linear) ou não uniforme ao longo da envergadura da pá. Os ângulos adotados por diferentes autores variam numa ampla faixa, incluindo: 2°, 10° e 25° (Yang Li, 2016), 30° (Kwedikha, 2009), 35° (Corsini e Rispoli, 2004). Alguns exemplos de distribuição de ângulos de *sweep*, são apresentados a seguir.

Beiler e Carolus (1999) tem realizado estudos com diferentes ângulos de inclinação de 0° no cubo até 60° na ponta da pá, com distribuição uniforme e não uniforme.

No trabalho de Yang Li (2016), a linha de empilhamento é composta por uma linha reta, até aproximadamente 40% da altura da pá (partindo desde o cubo) e um arco de círculo na região próxima à ponta.

Herold *et al.* (2017), tem estudado o comportamento de ventiladores com *sweep* para frente e para trás, com ângulos de *sweep* de 0° no cubo até 50° na ponta da pá.

Mais *et al.* (2018), fizeram a comparação de um ventilador com *sweep* para frente com incremento de *sweep* mais acentuado na ponta (ângulo *sweep* inicial de $16,8^\circ$, com uma adição de até 6° de *sweep* na ponta), com respeito a um ventilador com *sweep* uniforme (incremento linear). A eficiência aerodinâmica do rotor mostrou um aumento em toda a faixa de operação para o ventilador com *sweep* para frente acentuado na região da ponta.

Nos trabalhos de Krömer e Becker (2018) e Krömer *et al.* (2019), foram estudados ventiladores com *sweep* para frente com incremento linear do ângulo do *sweep*, de 0° no cubo, até 55° na ponta.

Na Figura 3.9 são apresentadas as distribuições de ângulos específicos de *sweep* (em cada seção radial) comumente usadas ao longo da envergadura das pás, sendo estas de forma uniforme e não uniforme.

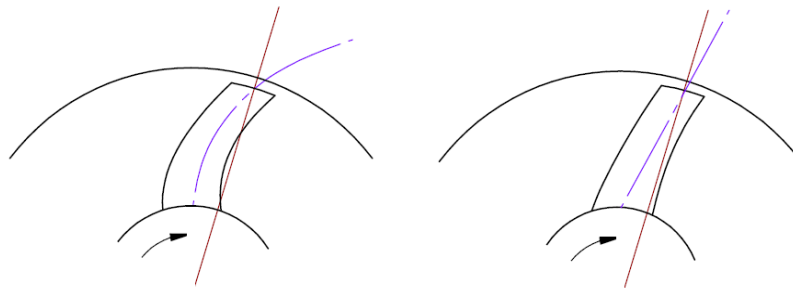


Figura 3.9 – distribuição do ângulo do *sweep* na pá, (a) não uniforme, (b) uniforme

Com base na bibliografia relatada acima, tem-se evidências de que uma distribuição não uniforme do ângulo do *sweep* nas seções radiais, com *sweep* mais acentuado na ponta da pá, pode ser benéfica no comportamento de ventiladores axiais, sendo que consegue reduzir o ruído sem afetar a eficiência aerodinâmica (Wadia *et al.*, 1997); Corsini e Rispoli, 2004; Masi, 2017).

Sendo assim no presente trabalho, além de ser considerado o *sweep* para frente na direção circunferencial (devido às vantagens quanto à redução de ruído e melhoria da eficiência aerodinâmica, reportadas na bibliografia - seção 2.3.1) propõe-se uma distribuição de ângulos *sweep* com base numa função cúbica, o que permitirá um melhor controle de ângulo *sweep* na região da ponta da pá.

Conforme apresentado na Figura 3.9, o desenvolvimento do efeito *sweep* pode ser descrito dadas as seguintes condições:

- O giro da pá no sentido anti-horário é caracterizado pelo valor do ângulo γ .

- A linha de empilhamento, é tomada a 50% do bordo de ataque de cada perfil da pá ($i-e$) coincidente com o eixo y do sistema de coordenadas cartesiano, como ilustra a Figura 3.10.

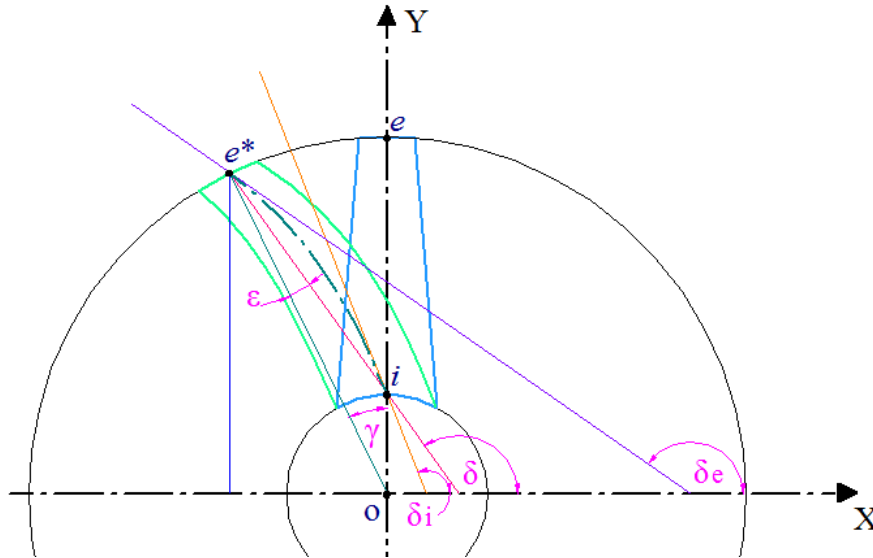


Figura 3.10 – Parametrização geométrica para variações do deslocamento angular da pá

- A linha de empilhamento com “sweep” ($i - e^*$) tem formato de uma função cúbica, Eq. (3.13).

$$y = ax^3 + bx^2 + cx + d \quad (3.13)$$

As seguintes condições adotadas são:

a) Para $x=0$ e $y = D_i/2$ (ponto i) da equação (3.13), obtém-se:

$$d = D_i/2 \quad (3.14)$$

b) Para $x = -\frac{D_e}{2} \text{sen} \gamma$ e $y = -\frac{D_e}{2} \text{cos} \gamma$ (ponto e^*) da equação (3.13), obtém-se:

$$\frac{D_e}{2} \text{cos} \gamma = -a \left(\frac{D_e}{2} \right)^3 \text{sen}^3 \gamma + b \left(\frac{D_e}{2} \right)^2 \text{sen}^2 \gamma - c \left(\frac{D_e}{2} \right) \text{sen} \gamma + d \quad (3.15)$$

c) Da equação (3.13), obtém-se:

$$y' = \frac{dy}{dx} = 3ax^2 + 2bx + c \quad (3.16)$$

Para $x=0$ e $y = D_i/2$ (ponto i) da equação (3.16), obtém-se:

$$c = \tan \delta_i \quad (3.17)$$

Observação: o valor de δ_i deve ser fornecido no intervalo $90^\circ \leq \delta_i \leq \delta$

$$\text{Se } \gamma = 0, \text{ então, } l^2 = \left(\frac{D_e}{2}\right)^2 + \left(\frac{D_i}{2}\right)^2 - 2\left(\frac{D_e}{2}\right)\left(\frac{D_i}{2}\right) = r_e^2 + r_i^2 - 2r_e r_i = (r_e - r_i)^2$$

$$\text{Portanto, } l = r_e - r_i$$

$$\text{Se } \gamma = 0, \text{ então, } \frac{r_i}{\text{sen } \varepsilon} = \frac{r_e}{\text{sen}(180 - \varepsilon)} = \frac{r_e}{\text{sen } \varepsilon}, \text{ ou seja, } \varepsilon = 0$$

d) Da equação (3.16), para $x = -\left(\frac{D_e}{2}\right)\text{sen}\gamma$ e $y = \left(\frac{D_e}{2}\right)\text{cos}\gamma$ obtém-se:

$$\tan \delta_e = 3a\left(\frac{D_e}{2}\right)^2 \text{sen}^2 \gamma - 2b\left(\frac{D_e}{2}\right)\text{sen}\gamma + c \quad (3.18)$$

Observação: O valor de δ_e deve ser fornecido no intervalo $\delta \leq \delta_e \leq (180^\circ + \gamma)$

Sendo assim, pode-se resolver o sistema de equações na forma matricial, como apresentado na Eq. (3.19):

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 \\ -r_e^3 \text{sen}^3 \gamma & r_e^2 \text{sen}^2 \gamma & -r_e \text{sen}\gamma & 1 \\ 0 & 0 & \tan \delta_i & 0 \\ 3r_e^2 \text{sen}^2 \gamma & -2r_e \text{sen}\gamma & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a \\ b \\ c \\ d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_i \\ r_e \text{cos}\gamma \\ \tan \delta_i \\ \tan \delta_e \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

ou, substituindo a equação (3.14) e (3.17) na (3.15):

$$r_e \text{cos}\gamma = -a r_e^3 \text{sen}^3 \gamma + b r_e^2 \text{sen}^2 \gamma - \tan \delta_i r_e \text{sen}\gamma + r_i \quad (3.20)$$

Substituindo (3.17) em (3.18):

$$\tan \delta_e = 3a r_e^2 \text{sen}^2 \gamma - 2b r_e \text{sen}\gamma + \tan \delta_i \quad (3.21)$$

Isolando a constante b :

$$b = \frac{3a r_e^2 \text{sen}^2 \gamma + \tan \delta_i - \tan \delta_e}{2 r_e \text{sen}\gamma} \quad (3.22)$$

Substituindo (3.22) em (3.20):

$$r_e \cos \gamma = -a r_e^3 \sin^3 \gamma + \left[\frac{3a r_e^2 \sin^2 \gamma + \tan \delta_i - \tan \delta_e}{2 r_e \sin \gamma} \right] r_e^2 \sin^2 \gamma - \tan \delta_i r_e \sin \gamma + r_i \quad (3.23)$$

Simplificando e isolando a constante a , obtém-se:

$$a = \frac{2 \left[r_e \cos \gamma + \frac{1}{2} r_e \tan \delta_i \sin \gamma + \frac{1}{2} r_e \tan \delta_e \sin \gamma - r_i \right]}{r_e^3 \sin^3 \gamma} \quad (3.24)$$

No Apêndice A, é apresentada uma análise de sensibilidade, onde foram estudadas as variações dos parâmetros geométricos que definem a geometria da pá. Nessa análise foram considerados os seguintes critérios para a incorporação do *sweep*:

- a) O ângulo γ que define o giro da ponta da pá, desde o ponto e até o ponto e^* no sentido anti-horário, varia de 15° a 25° .
- b) Os ângulos δ_i e δ_e formados entre a ordenada x e as tangentes aos pontos i e e^* variam, respectivamente, de 100° a 115° , no caso do ângulo δ_i , e de 120° a 150° no caso do ângulo δ_e .

Estes ângulos foram escolhidos de modo tal, que o ângulo específico do *sweep* varie desde 0° no cubo, até aproximadamente 60° na ponta, conforme os estudos relatados na bibliografia.

Segundo esta análise preliminar, o rotor que apresentou um melhor desempenho aerodinâmico e fontes aeroacústicas menores, quando comparado com os outros rotores analisados, foi obtido com uma função cúbica mais acelerada na região da ponta. Sendo assim, os parâmetros geométricos dos rotores projetados com a função cúbica escolhida, são apresentados na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Parâmetros geométricos dos rotores V-VL e V-VF

D_e	ν	l_{a_base}	l_{a_ponta}	γ	δ_e	δ_i
mm	–	mm	mm	°	°	°
500	0,24	69	45,6	20	150	100

As sub-rotinas do programa computacional fornecem um arquivo de saída em *.txt* (que pode ser interpretado pelo programa comercial ICEM ®), que contém os pontos que definem a geometria dos perfis em 3D com os ângulos de montagem para cada estação, o deslocamento na direção circunferencial, e a projeção em coordenadas cilíndricas.

4 DINÂMICA DOS FLUIDOS E AEROACÚSTICA COMPUTACIONAL

Neste capítulo é apresentada a metodologia aplicada nas simulações numéricas para a determinação dos campos locais de escoamento no ventilador axial.

Primeiramente, é apresentada a formulação matemática que representa a física do escoamento e dos fenômenos aeroacústicos, assim como uma abordagem dos modelos de turbulência e modelos aeroacústicos.

Logo após, são apresentados os procedimentos adotados para as simulações aerodinâmicas e aeroacústicas, considerando a geração de malha, definição do domínio e condições de contorno.

Finalmente é apresentada a metodologia adotada para realizar os ensaios experimentais para obter as grandezas aerodinâmicas do modelo reduzido do rotor considerado como geometria base (VST), com a finalidade de validar a metodologia numérica.

4.1 Dinâmica dos Fluidos Computacional – DFC

A DFC é uma técnica numérica que tem o objetivo de modelar, fisicamente e matematicamente, meios contínuos usando equações diferenciais parciais. Estas equações são discretizadas (neste trabalho, em volumes finitos) em sistemas de equações algébricas que podem ser resolvidas numericamente. Estes sistemas de equações são resolvidos com a finalidade de validar as equações para resolver um projeto de engenharia baseado em simulações numéricas ao invés de se construir e testar modelos ou analisar fenômenos complexos.

Esta abordagem permite analisar problemas que envolvem a cinemática do escoamento, mediante a solução das equações de Navier-Stokes, as quais fornecem informações do campo de pressão e velocidade, considerando problemas incompressíveis, caso dos ventiladores.

A abordagem numérica tem muitas vantagens: Em primeiro lugar, o estudo numérico está focado na solução das equações que governam o escoamento. Em segundo lugar, a dinâmica dos fluidos computacional (DFC) complementa as abordagens analítica e experimental, fornecendo um meio alternativo de baixo custo para simular e/ou modelar escoamentos reais de fluidos. Em terceiro lugar, tem a capacidade de simular escoamentos difíceis de reproduzir em testes em laboratório. Em quarto lugar, pode fornecer informação detalhada do escoamento (Tu *et al.*, 2008).

4.1.1 Formulação matemática

As equações diferenciais de conservação da massa e da quantidade de movimento para sistemas não inerciais em 3D, são representativas para a determinação do escoamento no rotor de uma turbomáquina. Mesmo assim não será considerada a equação da energia por se tratar de uma análise isotérmica, onde os efeitos de transferência de calor são desprezados.

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

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

Na equação (4.1), o primeiro termo na parte esquerda da equação representa a taxa de armazenamento de massa no interior do volume de controle elementar e o segundo termo representa o fluxo líquido de massa através das paredes do mesmo volume de controle.

A Equação (4.2) representa o princípio de conservação de quantidade de movimento para sistema não inercial, no campo relativo.

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

onde, \vec{w} , $\vec{\omega}$ e \vec{r}_p representam a velocidade relativa, a velocidade angular e o vetor- posição de uma partícula do fluido escoando em um volume de controle não inercial, respectivamente. $\dot{\vec{\omega}}$, p e $\ddot{\vec{R}}_o$ representam a aceleração angular, a pressão estática e a aceleração de translação do volume de controle com relação ao referencial inercial, respectivamente. No caso de turbomáquinas “estacionárias”, as quais estão confinadas em uma estrutura que não apresenta movimento de translação referente ao sistema inercial, $\ddot{\vec{R}}_o = 0$. Sendo $\rho \vec{g}$, a força gravitacional por unidade de massa, $2\vec{\omega} \times \vec{w}$ a força devida à aceleração de Coriolis e $\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_p)$ e $\dot{\vec{\omega}} \times \vec{r}_p$, associadas as forças das acelerações normal e tangencial respectivamente. O $\vec{\tau}$ representa o tensor das viscosas, que no caso de fluido newtonianos está definido por:

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

Em que μ é a viscosidade dinâmica, I é o tensor identidade, e $\lambda = -\frac{2}{3}\mu$, que é o segundo coeficiente de viscosidade, associado à deformação volumétrica, não tendo relevância nenhuma para escoamento incompressível devido a que $\nabla \cdot \vec{w} = 0$

Portanto, o tensor das tensões viscosas $\bar{\bar{\tau}}$, pode ser descrito na forma indicial, pela Eq. (4.4).

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

Em que o divergente deste tensor é dado por:

$$\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = \nabla \cdot \bar{\bar{\tau}} \quad (4.5)$$

4.1.2 Escoamento turbulento

O escoamento turbulento é caracterizado pela presença de movimentos não permanentes, irregulares e aleatórios, que resultam na formação de turbilhões associados a produção ou dissipação da quantidade de movimento, e transporte de massa. Neste tipo de escoamento, as propriedades dos fluidos apresentam variações de ordem aleatória nas diferentes escalas de tempo e espaço. Mesmo assim, as forças predominantes neste tipo de escoamento são as forças inerciais em ordem de magnitude bem maior, com relação as forças viscosas que podem até ser desconsideradas.

O escoamento turbulento pode ser caracterizado pela imprevisibilidade, pela capacidade de mistura de grandezas transportáveis e pela multiplicidade de escalas. Se diz que é caracterizado pela imprevisibilidade, já que as perturbações ocasionadas por pequenas incertezas nas condições de contorno iniciais no escoamento se amplificam tornando-o instável e fazendo impossível prever deterministicamente e de forma precisa a solução.

Uma descrição completa do campo de escoamento turbulento poderia ser realizada mediante a simulação direta (Direct Numerical Simulation-DNS), na qual são calculadas todas as escalas de vorticidade considerando todas as escalas de tempo discretizadas na análise do escoamento. Para isso, a DNS exige o emprego de malhas extremamente refinadas, o que representa em um alto custo computacional. Para os altos números de Reynolds típicos do escoamento em turbomáquinas ($>10^5$), o custo computacional da DNS é proibitivo atualmente.

Entretanto, é possível a obtenção de soluções aproximadas mediante o uso das *RANS* (*Reynolds Averaged Navier – Stokes*). Nesta técnica de simulação, se considera que toda variável dependente, seja de tipo vectorial ou escalar, pode ser decomposta em uma parte média temporal e outra flutuante (Figura 4.1). No caso do campo das velocidades relativas tem-se:

$$w_i(x_i, t) = \bar{w}_i(x_i) + w'_i(x_i, t), \quad (4.6)$$

em que a média temporal é dada por;

$$\bar{w}_i(x_i) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T w_i(x_i, t) dt, \quad (4.7)$$

sendo x_i as coordenadas espaciais em coordenadas cartesianas (x, y, z), e T um intervalo de tempo suficientemente amplo para representar todas as flutuações.

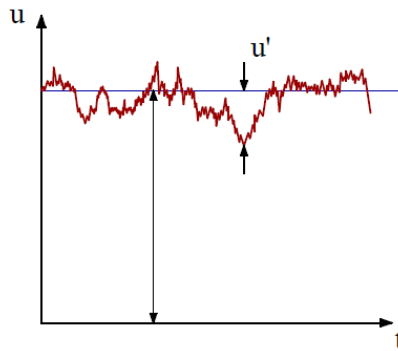


Figura 4.1 – Partes temporal ponderada e flutuante da velocidade u em *RANS*

Substituindo as médias e as flutuações dos campos de velocidades relativas e pressões, conforme a Equação (4.6), nas equações de conservação da massa e quantidade de movimento (Equações de Navier –Stokes) podem ser obter as novas equações em que aparecem os tensores das médias de Reynolds.

- Equação de conservação da massa para escoamento incompressível

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{w}_i) = 0 \quad (4.8)$$

- Equação de conservação de quantidade de movimento

$$\rho \bar{w}_j \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} + \rho (\bar{a}_{aparente_i}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{w}_i}{\partial x_j^2} - \rho \frac{\partial}{\partial x_j} \overline{w'_i w'_j} + \rho \bar{g}. \quad (4.9)$$

Admitindo que $\ddot{\vec{R}}_o = 0$, para uma turbomáquina “estacionária”, com aceleração angular $\dot{\vec{\omega}} = 0$, resulta a aceleração aparente Eq. (4.10) e o tensor simétrico de Reynolds Eq. (4.11):

$$\vec{a}_{aparente} = 2\vec{\omega} \times \vec{w} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_p), \quad (4.10)$$

$$\bar{\tau}_i = -\rho \overline{w'_i w'_j}, \quad (4.11)$$

Em geral, a parte turbulenta e parte viscosa pode ser agrupada. Desta maneira a tensão total pode ser representada pela Eq. (4.12), (Viçosa e Silvestrini, 2004).

$$\bar{\tau}_g = -\rho \overline{w'_i w'_j} + \mu \left(\frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{w}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.12)$$

O tensor de Reynolds pode ser modelado mediante o uso da hipótese de *Boussinesq*, sendo expressado em função da viscosidade turbulenta μ_t , a qual é responsável pelo transporte da energia entre as grandes e as pequenas escalas do escoamento, obtendo-se;

$$-\rho \overline{w'_i w'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{w}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial w_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (4.13)$$

onde k representa a energia cinética turbulenta e δ_{ij} é o operador de delta *Kronecker*. A viscosidade turbolhinar μ_t , é obtida, através de modelos de turbulência de duas equações tais como k - ε , k - ω , k - ω SST.

4.1.3 Modelo de turbulência k - ω SST

O modelo de turbulência k - ω SST, (*Shear Stress Transport*) de duas equações, é muito apropriado para escoamentos que apresentam altos gradientes de pressão adversos e separação do escoamento, devido aos esforços cisalhantes.

O modelo k - ω SST integra dois modelos amplamente difundidos e robustos, os modelos k - ε e k - ω . Esses modelos de turbulência dependem principalmente da energia cinética turbulenta k , taxa de dissipação da energia cinética ε , taxa de dissipação turbulenta específica ω e das correlações entre elas.

O modelo $k-\omega$ SST, usa a formulação do modelo de turbulência $k-\omega$, nas proximidades das paredes dos domínios, onde geralmente os efeitos viscosos são maiores e produzem complexos fluxos secundários e separações do escoamento, e muda para o uso da formulação do modelo $k-\varepsilon$, nas regiões mais distantes das paredes dos domínios, mediante o uso de uma função de mistura que faz a ativação de maneira apropriada e seletiva destas formulações sem a intervenção do usuário.

A seguir, são apresentadas as equações de transporte do modelo de turbulência $k-\omega$ SST,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (4.14)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (4.15)$$

(I) (II) (III)

Em que os termos representam:

- (I) A taxa de variação da energia cinética turbulenta k ou da frequência turbulenta ω ;
- (II) transporte de k e ω por convecção respectivamente e
- (III) o transporte de k ou ω por difusão turbulenta.

Os termos S_k e S_ω , representam os termos fonte.

Note-se que $\omega = \varepsilon/k$. As dimensões de k , ε , ω são L^2T^{-2} , L^2T^{-3} e T^{-1} , respectivamente.

O termo \tilde{G}_k representa a geração da energia cinética turbulenta devido aos gradientes da velocidade média. Esse termo depende de G_k , e ambos estão definidos por:

$$\tilde{G}_k = \min \left[G_k, 10\rho\beta^* k \omega \right] \quad (4.16)$$

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (4.17)$$

O termo G_ω , representa a geração de ω e é dada pela Eq. (4.18):

$$G_\omega = \frac{\alpha G_k}{\nu_t}, \quad (4.18)$$

onde α é dado pela Eq. (4.19)

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_\infty + \text{Re}_t / R_\omega}{1 + \text{Re}_t / R_\omega} \right) \quad (4.19)$$

$$\alpha^* = \alpha_\infty \left(\frac{\alpha_0^* + \text{Re}_t / R_k}{1 + \text{Re}_t / R_k} \right) \quad (4.20)$$

$$\alpha_\infty = F_1 \alpha_{\infty,1} + (1 - F_1) \alpha_{\infty,2} \quad (4.21)$$

$$\alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,1} \sqrt{\beta_\infty^*}} \quad (4.22)$$

$$\alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,2} \sqrt{\beta_\infty^*}} \quad (4.23)$$

$$\text{Re}_t = \frac{\rho k}{\mu \omega} \quad (4.24)$$

$$\alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3} \quad (4.25)$$

Para elevados números de Reynolds $\alpha^* = \alpha_0^* = 1$.

Os termos Γ_k e Γ_ω , representam as difusividades efetivas de k e ω , respectivamente, e são representados pelas seguintes equações:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (4.26)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (4.27)$$

A viscosidade turbulenta μ_t , é dada por:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega \max \left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{\alpha_1 \omega} \right]} \quad (4.28)$$

onde S é a magnitude da taxa de deformação. σ_k e σ_ω são os números de Prandtl para k e ω respectivamente, e são dados pelas equações:

$$\sigma_k = \left(\frac{F_1}{\sigma_{k,1}} + \frac{(1-F_1)}{\sigma_{k,2}} \right)^{-1} \quad (4.29)$$

$$\sigma_\omega = \left(\frac{F_1}{\sigma_{\omega,1}} + \frac{(1-F_1)}{\sigma_{\omega,2}} \right)^{-1} \quad (4.30)$$

Menter (2003), define para regiões próximas a parede como $F_1=1$ e, para regiões longe da parede, como $F_1=0$. Entretanto, quando há uma malha como da Figura 4.2, na qual possui três regiões (próximo a parede, longe da parede e região central), é possível obter uma função de peso para definir a região central por meio do argumento (ϕ_1^4) da função de tangente hiperbólica (\tanh), com uma variação suave entre os limites de 0 e 1, como mostra a Figura 4.2.

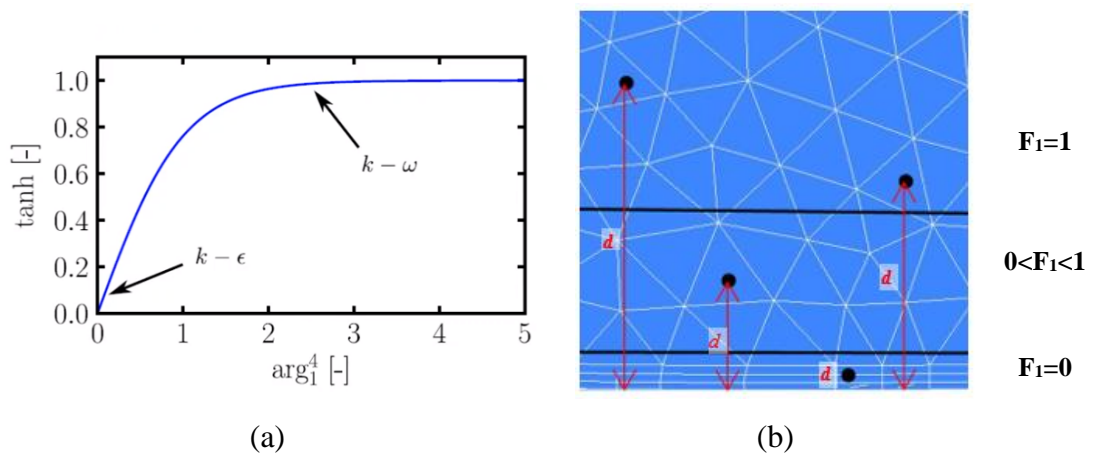


Figura 4.2 – (a) Função $F_1 = \tanh(\arg_1^4)$; (b) distância ' d ' entre a parede e o nó do elemento.

$$F_1 = \tanh(\phi_1^4) \quad (4.31)$$

$$\phi_1 = \min \left[\text{máx} \left(\frac{\sqrt{k}}{0,09\omega d}, \frac{500\mu}{\rho d^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_{\omega}^+ d^2} \right] \quad (4.32)$$

$$D_{\omega}^+ = \text{máx} \left[2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (4.33)$$

$$F_2 = \tanh(\phi_2^2) \quad (4.34)$$

$$\phi_2 = \text{máx} \left(\frac{2\sqrt{k}}{0,09\omega d}, \frac{500\mu}{\rho d^2 \omega} \right), \quad (4.35)$$

onde a variável “d” das Eq. (4.32) e (4.35), representa a distância perpendicular entre a parede e o ponto nodal do elemento ou volume de controle, de modo que em cada ponto nodal as funções de argumento são calculadas e avaliadas de acordo com as funções máxima e mínima. Por outro lado, as constantes dos modelos k - ε e k - ω , são calibrados através das funções de mistura.

O termo D_{ω}^+ é a parte positiva do termo de difusão cruzada, D_{ω} , definido por

$$D_{\omega} = 2(1-F_1)\rho \frac{1}{\omega \sigma_{\omega,2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (4.36)$$

Nas Equações (4.14) e (4.15), os termos Y_k e Y_{ω} representam a dissipação de k e ω devido à turbulência, e são calculadas da seguinte forma:

$$Y_k = \rho \beta^* k \omega, \quad (4.37)$$

$$Y_{\omega} = \rho \beta \omega^2, \quad (4.38)$$

onde,

$$\beta^* = \beta_i^* \left[1 + \zeta^* F(M_t) \right] \quad (4.39)$$

$$\beta_i^* = \beta_{\infty}^* \left(\frac{4/15 + (\text{Re}_t / R_{\beta})^4}{1 + (\text{Re}_t / R_{\beta})^4} \right) \quad (4.40)$$

$$\beta = \beta_i \left[1 - \frac{\beta_i^*}{\beta_i} \zeta^* F(M_t) \right] \quad (4.41)$$

$$\beta_i = F_1 \beta_{i,1} + (1-F_1) \beta_{i,2} \quad (4.42)$$

As constantes do modelo de turbulência $k-\omega$ SST são apresentadas a seguir:

$$\begin{aligned} \sigma_{k,1} &= 1,176 & \sigma_{\omega,1} &= 2,0 & \sigma_{k,2} &= 1,0 & \sigma_{\omega,2} &= 1,168 \\ \alpha_1 &= 0,31 & \beta_{i,1} &= 0,075 & \beta_{i,2} &= 0,0828 & \alpha_\infty^* &= 1 \\ \alpha_\infty &= 0,52 & \alpha_0 &= 1/9 & R_\omega &= 2,95 & \kappa &= 0,41 \\ R_k &= 6 & \zeta^* &= 1,5 & R_\beta &= 8 & \beta_\infty^* &= 0,09 & M_t &= 0,25 \end{aligned}$$

Segundo Reese e Carolus (2008), para a predição de ruído, com as URANS, a redução de custos computacionais é considerável, porém como as flutuações turbulentas aleatórias são modeladas, apenas as fontes sonoras tonais podem ser previstas.

4.2 Aeroacústica Computacional – AAC

Segundo Maciel (2013), na abordagem computacional, as técnicas de predição e propagação de ondas sonoras em escoamentos são chamadas de Aeroacústica Computacional (AAC) e não podem ser dissociadas da Dinâmica de Fluidos Computacional porque estão fortemente relacionadas aos fenômenos inerentes do escoamento.

A primeira teoria aeroacústica foi desenvolvida por Lighthill (Lighthill, 1954) e foi ele quem introduziu o termo som aerodinâmico.

Por terem a origem no escoamento, os fenômenos de aeroacústica encontram as mesmas dificuldades e limitações técnicas dos problemas de aerodinâmica quando abordados na forma computacional que são a necessidade de grandes recursos computacionais e malhas bem refinadas. Segundo Tam (2004), para que os métodos de DFC possam ser utilizados na solução de problemas aeroacústicos, deve-se fazer algumas adequações para que os mesmos métodos sejam empregados na Aeroacústica. As principais razões para não utilizá-los diretamente serão apresentados a seguir:

- Os problemas aeroacústicos, envolvem a geração e propagação da onda sonora, que são completamente dependentes do tempo.
- Os problemas de aeroacústica envolvem tipicamente uma faixa de frequência que se espalha por uma ampla largura de banda. A resolução numérica das ondas de alta frequência com comprimentos de onda extremamente curtos torna-se um obstáculo significativo à simulação numérica precisa.
- Existe uma grande disparidade de ordem de grandeza da relação entre as flutuações acústicas e aerodinâmicas, ou seja, a amplitude das ondas sonoras é

muito pequena quando comparada às flutuações do campo de velocidade. Muitas vezes, a intensidade do som é de cinco a seis ordens menores.

- Na maioria dos problemas de aeroacústica, o interesse está nas ondas sonoras que irradiam para o campo distante. Isso requer uma solução que seja uniformemente válida desde a região de origem até o ponto de medição em muitos comprimentos de onda acústicos de distância.
- Em geral, as perturbações do escoamento na aerodinâmica tendem a decair muito rapidamente, longe do corpo ou de sua fonte de geração. As ondas acústicas, por outro lado, decaem lentamente e atingem os limites de um domínio finito de computação.
- Os problemas de aeroacústica são exemplos típicos de problemas de múltiplas escalas. A escala de comprimento da região de origem e da região acústica do campo distante pode ser muito diferente. Os métodos AAC devem ser projetados para lidar com problemas com escalas de comprimento muito diferentes em diferentes partes do domínio computacional.

Sendo assim, como em situações reais de propagação o domínio é muitas vezes infinito ou semi-infinito, na AAC o domínio computacional precisa ser grande o suficiente para representar de forma satisfatória a realidade física e o refino da malha precisa ser alto no campo distante, por isso é comum truncar o domínio computacional a certa distância do campo próximo. Esse processo exige que as condições de contorno sejam mais próximas o possível da solução do problema e devem ser tratadas com cuidado, pois podem gerar reflexões que contaminam a solução.

4.2.1 Analogias acústicas

Em 1952, Lighthill apresentou um estudo, onde as equações de quantidade de movimento e de conservação de massa eram manipuladas algebricamente para que a equação resultante do processo fosse uma equação de onda com um termo fonte (o termo fonte representa todas as não-linearidades do escoamento, entre elas as fontes acústicas). Tal equação é conhecida com analogia acústica de Lighthill. O estudo de Lighthill é base para a analogia de Ffowcs-Williams e Hawkins (FWH) (1969), entre outras analogias.

O emprego de analogias acústicas é uma prática comum para calcular computacionalmente o som propagado para pontos distantes da fonte. Essa abordagem

consiste em resolver a equação de propagação sonora usando como entrada o resultado de simulações DFC, desta forma apenas a região da fonte necessita de um elevado refinamento da malha. Formulações baseadas na analogia proposta por Ffowcs- Williams e Hawkings (FW-H) admitem o cálculo do som propagado por fontes em movimento e em repouso em relação ao observador no domínio do tempo ou da frequência (Sousa, 2017).

a) Analogia acústica de Lighthill

Para obter a equação de Lighthill, parte-se da equação de conservação de massa e as equações de Navier-Stokes, dadas na sua forma indicial pelas equações (4.43) e (4.44), respetivamente;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.43)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} + \frac{\partial p}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = 0 \quad (4.44)$$

Aplicando-se o operador $\partial / \partial x_i$ (divergente) na equação (4.44), tem-se

$$\frac{\partial^2 \rho u_i}{\partial x_i \partial t} + \frac{\partial^2 \rho u_i u_j}{\partial x_i \partial x_j} + \frac{\partial^2 p}{\partial x_i^2} - \frac{\partial^2 \tau_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} = 0 \quad (4.45)$$

enquanto, a derivada temporal da Equação (4.43) resulta em

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} + \frac{\partial^2 \rho u_i}{\partial x_i \partial t} = 0 \quad (4.46)$$

Subtraindo a equação (4.45) da equação (4.46), obtêm-se

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} (\rho u_i u_j - \tau_{ij}) \quad (4.47)$$

Por último, adicionando-se o termo $\partial^2 \rho / \partial x_i^2 - c_0^2 \partial^2 \rho' / \partial x_i^2$, com $\rho' = \rho - \rho_0$ em ambos lados da equação (4.47), onde c_0 é uma constante que representa a velocidade do som no fluido, ρ' é a flutuação de massa específica e, ρ_0 é a massa específica do meio em repouso, chega-se ao resultado obtido por Lighthill,

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} (\rho u_i u_j - \tau_{ij}) + \frac{\partial^2}{\partial x_i^2} (p - c_0^2 \rho') \quad (4.48)$$

O lado direito da equação está associado ao tensor de Lighthill (que representa o somatório das tensões em diferentes formas aplicadas a fronteira de um elemento fluido),

$$T_{ij} = \rho u_i u_j - \tau_{ij} + (p - c_0^2 \rho') \delta_{ij} \quad (4.49)$$

onde a parcela $\rho u_i u_j$ representa a quantidade de movimento na direção i que atravessa a superfície do volume de controle normal à direção j . O termo τ_{ij} representa o tensor de viscosidade. A dissipação de onda acústica através da condução de calor é levada em consideração pelo termo $(p - c_0^2 \rho') \delta_{ij}$ que é nulo para transformações adiabáticas e o termo δ_{ij} é o delta de Kronecker que assume o valor de 1 se $i=j$ e 0 se $i \neq j$.

A equação (4.48) pode ser escrita como:

$$\underbrace{\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i^2}}_{\text{propagação sonora}} = \underbrace{\frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j}}_{\text{transformações de energia}} \quad (4.50)$$

O lado esquerdo da Eq. (4.50) de Lighthill modela a *propagação da* onda acústica em um meio homogêneo, em termos da flutuação de massa específica (ρ') e a constante de velocidade de propagação do som (c_0). A expressão no lado direito modela as *transformações de energias* do escoamento em energia acústica (Flabes, 2018).

Nenhuma simplificação é feita para deduzir a Eq. (4.50), então esta é uma equação exata. Contudo, tal equação não pode ser tratada realmente como uma equação da onda em acústica linear, uma vez que o lado direito da equação contém termos do próprio campo acústico a ser determinado, ou seja, o termo fonte depende da solução da própria equação.

Assim, para resolvê-la, a analogia acústica propõe a independência dos dois lados da equação, de forma que se resolve, a priori, o campo fluidodinâmico, obtendo os resultados necessários para calcular o tensor T_{ij} , o qual entra, em seguida, como excitação do campo acústico. Para proceder com a solução do campo fluidodinâmico de forma independente do campo acústico, Lighthill propôs algumas hipóteses simplificadoras:

- A energia das flutuações do campo acústico é mínima quando comparada à energia do escoamento, assim, a onda sonora não é capaz de perturbar o escoamento. Para o ruído gerado por escoamentos em campo livre esta hipótese é razoável;
- Logo após a onda sonora ser gerada, ela propaga no interior do escoamento, onde o campo de velocidade média causa o fenômeno da refração da onda sonora. A solução do campo fluidodinâmico de forma independente do campo acústico não considera tal fenômeno;
- A turbulência se desenvolve livre de corpos imersos no escoamento, assim a teoria não considera nenhum efeito de interação da onda sonora com barreiras, tais como reflexão, difração ou absorção (Flabes, 2018).

Por outro lado, como uma aplicação específica, com relação ao tensor de Lighthill, o termo viscoso pode ser desconsiderado como fonte sonora, devido à baixa viscosidade do ar e

o termo $p - c_0^2 \rho' = 0$ para escoamentos com pequenas variações de temperatura. Assim o tensor de Lighthill, pode ser expresso pela Eq. (4.51)

$$T_{ij} \approx \rho u_i u_j \quad (4.51)$$

A Eq. (4.50) pode ser resolvida analiticamente utilizando funções de Green em espaço livre,

$$\rho'(x_i, t) = \frac{1}{4\pi c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_V \frac{T_{ij}(y_i, t_{ret})}{r} dV(y_i) \quad (4.52)$$

onde ρ' é a flutuação de massa específica no instante t para uma dada posição x_i do observador, y_i é a posição da fonte, $r=|x_i - y_i|$ é a distância entre eles e t_{ret} é o tempo atrasado dado pela Eq. (4.53)

$$t_{ret} = t - \frac{r}{c_0}, \quad (4.53)$$

este termo considera o tempo de propagação de uma onda acústica para que, com base no tempo t de chegada de uma onda no observador x_i , obtenha-se o tempo t_{ret} no qual essa onda foi emitida pela fonte em y_i .

b) Analogia de Ffowcs-Williams e Hawkings (FW)

A equação de FW-H trata de uma analogia acústica obtida a partir da analogia de Lighthill, levando em conta o ruído gerado ao redor de sólidos em movimento. O procedimento adotado por Ffowcs-Williams e Hawkings resume-se a reescrever as equações de Navier-Stokes, de modo que as equações sejam válidas em todo o espaço (Sousa, 2017).

A equação FW-H é obtida considerando uma superfície de controle S qualquer fechada e indeformável, definida com $f(x_i, t)=0$, com vetor normal orientado para o exterior da superfície representado por \vec{n} , se movimentando com velocidade v_i através de um fluido, como pode ser visto na Figura 4.3. A função f é definida tal que $f < 0$ indica o interior da superfície e $f > 0$ a região externa da superfície (Orselli, 2012).

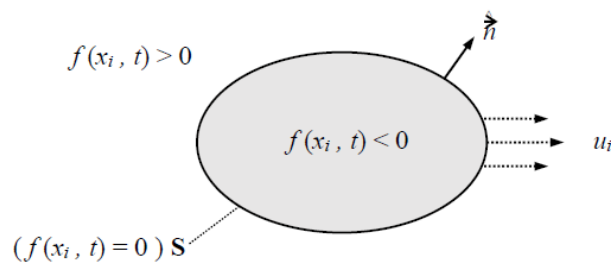


Figura 4.3 – Esquema representando a superfície de controle S .
Fonte: Orselli (2012)

A aplicação da função generalizada de Heaviside $H(f)$ nas equações de Navier- Stokes, de modo que $H(f)=1$ fora da superfície S e $H(f) = 0$ dentro de S , faz com que as equações sejam válidas em todo o espaço, e uma demonstração passo a passo pode ser obtida em Argüelles (2004). As equações são manipuladas de forma análoga às equações de Lighthill, obtendo um operador de propagação de onda de um lado da equação e termos fontes do outro (Orselli, 2012).

A equação de FW-H na sua forma diferencial obtida é dada por:

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial}{\partial t} [\rho_0 u_i \delta(f)] - \frac{\partial}{\partial x_i} [l_i \delta(f)] + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} [T_{ij} H(f)] \quad (4.54)$$

onde $p' = c_0^2 (\rho - \rho_0)$ é a pressão acústica, ρ_0 e c_0 é a massa específica e a velocidade do som no meio não perturbado, respectivamente, u_i é a velocidade local da superfície da pá, l_i é a força por unidade de área de fluido, e T_{ij} é o tensor de tensões de Lighthill e $\delta(f)$ é o delta de Dirac.

A quantidade $l_i = p_{ij} n_j$, onde $p_{ij} = p \delta_{ij} - \tau_{ij}$ é tensor de tensão de compressão que inclui a pressão de superfície e tensão viscosa, e n_j é o vetor unitário normal à superfície $f=0$.

Como explicado em Sousa (2017), no lado direito da Equação (4.54), existem três termos, cada um com significado físico definido. O último termo corresponde a fontes quadrupolo, calculado através de uma integral volumétrica em todo o volume fora da superfície de controle ($f>0$). Este termo, representa uma fonte sonora volumétrica, cujo nível sonoro é mais elevado em 4 direções. A representação gráfica polar da magnitude da intensidade sonora se caracteriza por quatro grandes lóbulos equiespaçados, isto é, quatro direções preferenciais para a propagação sonora (Orselli, 2012). Este termo tem elevado custo computacional devido ao grande volume de dados necessário nesta operação, sendo descartado em diversos casos.

O segundo termo é uma superfície de distribuição de dipolos com intensidade $p_{ij} n_j$, referentes às fontes formadas pelas forças aplicadas na superfície. Na representação gráfica polar da magnitude da intensidade sonora, observa-se dois grandes lóbulos com níveis de ruído mais elevados (ou seja, duas direções preferenciais), neste caso a fonte sonora é de diretividade dipolar. Este termo não observado na equação de Lighthill, leva em conta a geração de ruído devido às flutuações de forças fluidodinâmicas agindo na superfície (Orselli, 2012).

O primeiro termo representa fontes sonoras relacionadas ao deslocamento de fluido através da superfície, ou seja, fontes do tipo monopolo. Este termo também não é observado na equação de Lighthill, considera a geração de ruído devido às flutuações de massa de fluido causada pela movimentação de superfícies (Orselli, 2012).

De acordo com Maciel (2013), com a Equação (4.32) tem-se o modelo matemático para representar o ruído aerodinâmico que possui duas origens distintas, o movimento de superfícies sólidas (como rotores) e a presença de superfícies sólidas em condições de escoamento turbulento.

A principal vantagem da equação FW-H é a sua capacidade de separar cada termo fonte e determinar qual tipo de ruído é dominante. As diferentes características dessas fontes podem determinar a frequência e as características direcionais do campo acústico gerado, o que pode ajudar na redução de ruído de uma determinada turbomáquina.

A Equação (4.54) é similar à equação de Lighthill com exceção dos termos fontes adicionais que levam em conta os efeitos de superfície.

4.2.2 Modelos acústicos

A teoria de Lighthill (Lighthill, 1952) e a teoria de Ffowcs Williams e Hawkins (FWH) (Ffowcs Williams e Hawkins, 1969), explicadas na anterior seção, vem sendo aplicadas em diversos problemas aeroacústicos.

Como mencionado por Colonius e Lele (2004), os fenômenos de geração e propagação do som podem ser estudados adotando duas abordagens distintas, mas que trabalhando juntas e resolvendo cada uma diferentes problemas, constituem hoje o conjunto de técnicas disponíveis para CAA.

- **Método direto:** com este método são resolvidas as equações de Navier-Stokes instantâneas tanto para o campo próximo (região turbulenta) quanto para o campo distante com o uso de simulação numérica direta (DNS), ou modelando as pequenas escalas de turbulência e simulando as grandes escalas (LES).

Estes métodos devem usar um domínio que inclua a região de escoamento produtora de ruído e pelo menos uma parte do campo acústico próximo.

Além disso, a malha computacional precisa ser altamente refinada para que o escoamento e o som possam ser bem representados. Pelo seu alto custo computacional, apenas configurações de escoamento simples são estudadas usando este método.

O DNS e / ou o LES podem ser conduzidos em um domínio grande o suficiente para conter uma parte do campo acústico próximo associado ao escoamento. No caso do DNS, isso fornece diretamente o campo próximo acústico (Colonius e Lele, 2004).

• **Métodos híbridos:** Como mencionado em Colonius e Lele (2004), em contraste com os métodos diretos, os métodos híbridos não visam capturar o campo sonoro irradiado, mas confiam em um segundo cálculo para prever o ruído. Em alguns casos, isso pode ser realizado simultaneamente com a simulação do escoamento. A etapa de previsão de ruído pode ser baseada em uma teoria aeroacústica ou em uma decomposição de campo de escoamento. Esta decomposição consiste no desacoplamento do campo de propagação sonora possibilitando que o problema seja resolvido em duas etapas:

– Obtenção da fonte sonora: As fontes sonoras podem ser obtidas por métodos usuais de CFD (DNS, LES, RANS) resolvendo o campo aeroacústico da superfície de interesse em um domínio pequeno, mesmo assim suficiente para capturar todos os fenômenos físicos do escoamento que são responsáveis pela geração de ruído. Como mencionado por Santos (1995) um destes métodos utiliza os Modelos de Fontes de Ruído de Banda Larga (*BNS-Broadband Noise Sources Models*), que usa as quantidades de turbulência calculadas a partir da simulação em regime permanente e os acopla com modelos acústicos.

– Propagação do som: Uma vez caracterizada a fonte sonora, a propagação até um observador, pode ser realizada de várias formas utilizando a solução na fronteira da etapa anterior. 1) Essa solução pode ser utilizada como um termo fonte de um conjunto simplificado ou reduzido de equações como a equação de Euler linearizada (LEE). 2) Essa solução pode ser transformada em uma superfície de Kirchhoff onde uma relação integral é usada para relacionar a pressão e suas derivadas sobre a superfície com o campo acústico fora da superfície. 3) Essa solução pode ser utilizada com analogias acústicas.

Um método que utiliza analogia acústica, como mencionado anteriormente, é a abordagem desenvolvida por Ffowcs Williams e Hawkings.

O Método Integral Baseado na Analogia Acústica, que usa DNS, LES ou URANS juntamente com uma analogia acústica, permite obter resultados do ruído no campo distante (*far-field noise*) (Santos, 1995).

No presente trabalho, são considerados dois métodos: Método que utiliza Modelos de Fontes de Ruído de Banda Larga, com a finalidade de identificar e analisar as fontes sonoras; e o Método Integral Baseado na Analogia Acústica, com o intuito de estudar o Nível de Pressão Sonora no campo distante.

4.3 Metodologia numérica

Nesta seção, apresenta-se o procedimento numérico do estudo aeroacústico do ventilador axial, onde serão geradas várias geometrias com a finalidade de avaliar as modificações geométricas no comportamento aeroacústico.

Como uma estratégia para reduzir o custo computacional, o estudo aeroacústico se divide em duas etapas: na primeira etapa são realizadas as simulações em regime permanente com o intuito de obter o comportamento aerodinâmico, e a identificação das fontes aeroacústicas. Numa segunda etapa, se realiza a simulação em regime não permanente (transiente), com objetivo de obter os espectros de Nível de Pressão Sonora em função da frequência, correspondentes ao ventilador que apresentou menor porcentagem de fontes aeroacústicas.

A metodologia numérica adotada é representada no fluxograma da Figura 4.4, que será descrita de forma detalhada nas seções posteriores.

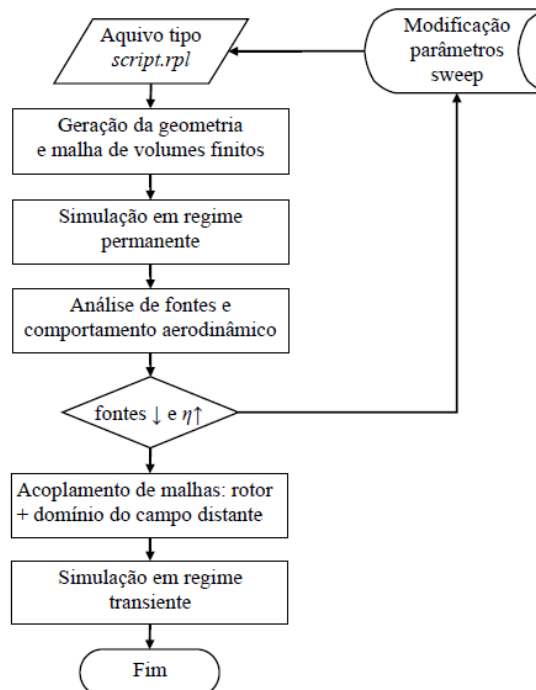


Figura 4.4 – Fluxograma para a simulação numérica

4.3.1 Geração da geometria do rotor

Com base na metodologia apresentada no Capítulo 3, é possível a construção da geometria da pá do rotor e da malha computacional de forma automática, através da geração de um arquivo tipo `script.rpl`, para ser interpretado pelo *software* Icem-CFD®. O arquivo `script.rpl` é editado em linguagem Tcl/Tk com informações para a geração da geometria do rotor. Sendo assim, são geradas as geometrias para a condição de vórtice livre e para a condição de vórtice forçado, como apresentado na Figura 4.5, onde se pode ver que a torção das pás na raiz, é mais acentuada no caso do rotor V-VL (Figura 4.5 a)

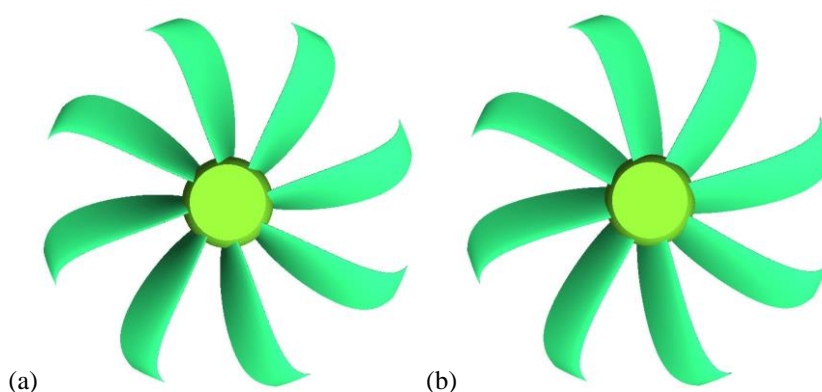


Figura 4.5 – Geometria de rotores de ventiladores de fluxo axial: (a) rotor vórtice livre, V-VL, (b) rotor vórtice forçado, V-VF.

4.3.2 Definição dos domínios computacionais

Para a simulação (em regime permanente) do comportamento aerodinâmico das geometrias, com efeito, *sweep* no sentido de rotação, é considerada uma simplificação no domínio de saída, já que nesta etapa o alvo é avaliar o comportamento aeroacústico da pá com diferentes geometrias. Com esta primeira abordagem pode-se prever com precisão o comportamento aerodinâmico do ventilador axial, com a vantagem de ter um domínio de tamanho reduzido (Augustyn, 2013), o que se traduz em recursos computacionais menores.

Sendo assim, na primeira abordagem o domínio é cilíndrico, onde foram considerados dois sub-domínios: o domínio correspondente ao rotor completo, e um domínio de saída; isto com a finalidade de que a solução do escoamento possa se desenvolver melhor, como apresentado na Figura 4.6.

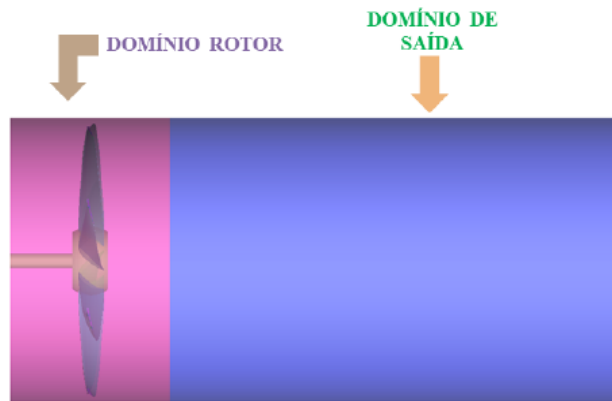
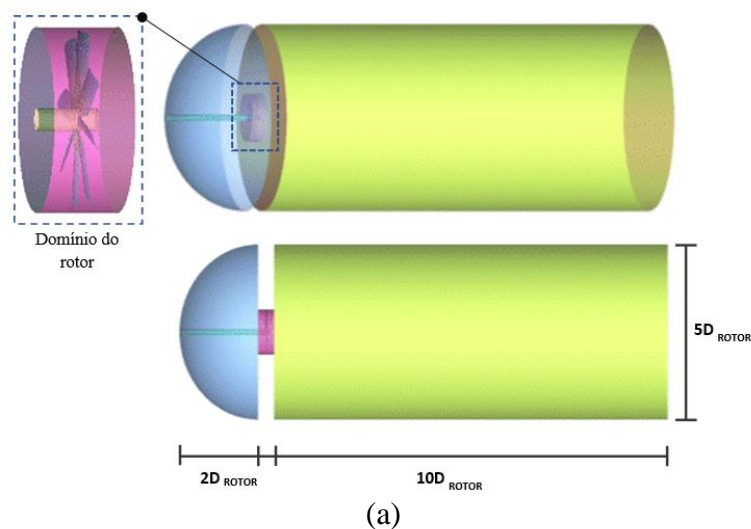


Figura 4.6 – Domínio computacional (simulação em regime permanente)

Para a simulação das geometrias que apresentam melhor comportamento aeroacústico e a simulação em regime não permanente, foi considerada a abordagem de *campo distante*. Por esta razão, para o campo distante foram considerados três domínios: um domínio de entrada semiesférico; o domínio rotor; e um domínio cilíndrico na saída. Nesta segunda abordagem foi considerado um domínio simplificado (Vide Figura 4.7 a) e um domínio detalhado que considera a configuração do banco de ensaios do laboratório de ventiladores *LabVent* (Vide Figura 4.7 b).

Para determinar o comprimento dos domínios computacionais e as condições de contorno, foram tomados como referência os parâmetros de comprimento dos domínios apresentados em Guédel *et al.* (2011). Sendo assim, no presente trabalho são considerados para os domínios de entrada e saída, um diâmetro de $5D_{\text{ROTOR}}$, 5 vezes o diâmetro do rotor; e o comprimento do domínio de saída tem $10D_{\text{ROTOR}}$, 10 vezes o diâmetro do rotor.



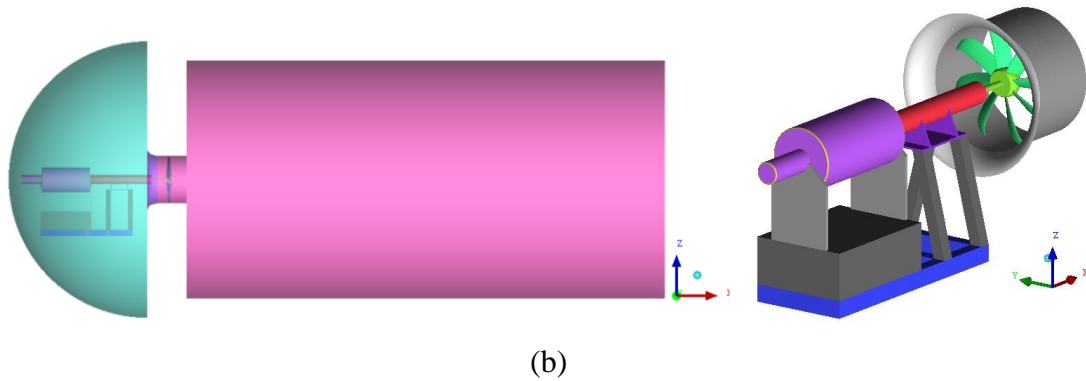


Figura 4.7 – Domínio da simulação em campo distante, a) Sem bocal, b) Com bocal

4.3.3 Geração da malha computacional

No domínio do rotor, foi utilizada uma malha híbrida do tipo tetraédrica com núcleo hexaédrico e camada prismática nas regiões das pás; controlando os parâmetros relacionados ao tamanho e às taxas de crescimento dos elementos. Este tipo de malha diminui consideravelmente o número de elementos. As malhas computacionais foram geradas no programa comercial ICEM CFD®.

Aa Figura 4.8, mostra o detalhe do refinamento da malha tetraédrica com núcleo hexaédrico e camada prismática no domínio do rotor.

Para o domínio de saída da simulação em regime permanente foi considerada uma malha do tipo hexaédrica.

Para o domínio de saída, na simulação em regime transiente, com o intuito de diminuir o número de elementos e consequentemente o custo computacional, foi considerada uma malha do tipo tetraédrica com núcleo hexaédrico.

Para avaliar a convergência da malha, foi utilizado o critério da diferença percentual entre as magnitudes globais das malhas refinadas, grossas e de referência, inferiores a 1%.

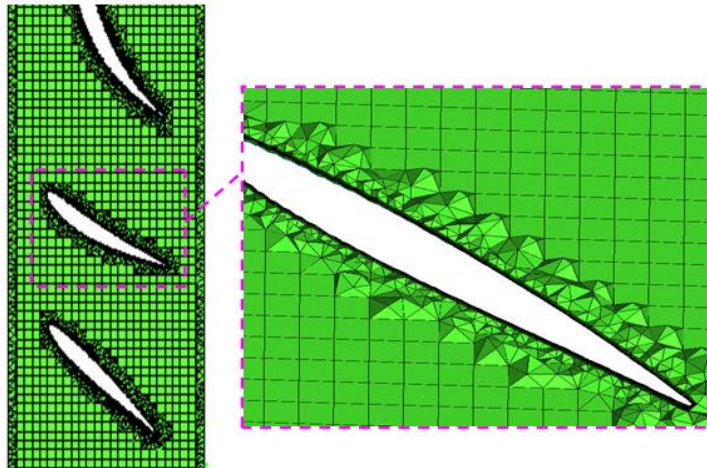


Figura 4.8 – Refinamento da malha nas paredes das pás (V-VL).

Para a independência de malha, simulações preliminares foram consideradas para o ponto de projeto de um rotor de ventilador com *sweep* para frente.

Para a análise utilizou-se o critério da diferença percentual, onde foram avaliadas as grandezas aerodinâmicas considerando três tamanhos de malhas, uma malha de referência, M , uma malha grossa, M_1 , e uma malha refinada, M_2 .

Segundo Cox-Stouffer (1997) na primeira malha modificada, M_1 , deve ser reduzido o número de elementos e na segunda, M_2 , deve ser realizado um maior refinamento da malha.

Na análise foram considerados os valores das grandezas globais referentes à pressão total, quantificada no domínio do rotor (entre as superfícies de entrada e saída) e ao rendimento hidráulico. A diferença percentual foi calculada fazendo uso das Eq. (4.55 a) e Eq. (4.55 b), respectivamente.

$$\left(\left| \frac{\Delta p_{T(M)} - \Delta p_{T(M_i)}}{\Delta p_{T(M)}} \right| \right) \times 100 \leq 1\% \quad (4.55 \text{ a})$$

$$\left(\left| \frac{\eta_{h(M)} - \eta_{h(M_i)}}{\eta_{h(M)}} \right| \right) \times 100 \leq 1\% \quad (4.55 \text{ b})$$

onde, M_i , representa a malha modificada e M , como mencionado anteriormente, representa a malha de referência.

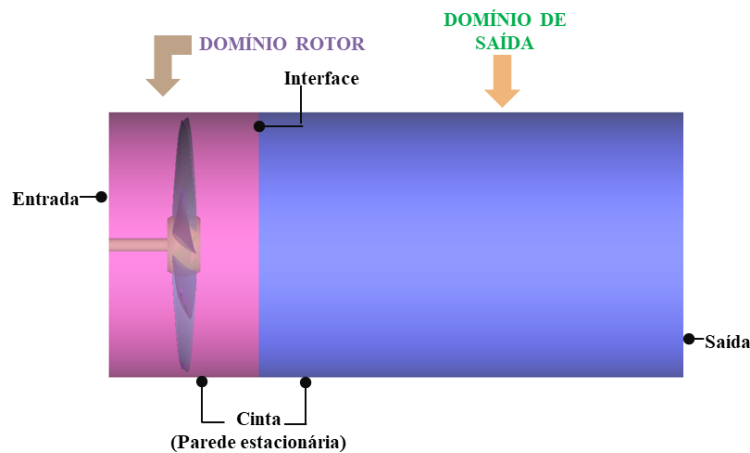
Tabela 4.1 – Parâmetros de independência de malha

Malha	Nro. De Elementos	Δp_T	η_h
-	-	Pa	%
M	7 998 096	168,03	83,9
M1	3 273 227	166,67	83,4
M2	8 935 016	168,66	84,3

Pode-se ver que a diferença percentual das grandezas globais consideradas com respeito à malha de referência é menor que 1%. Para as simulações foram utilizados os parâmetros da malha (M).

4.3.4 Condições de contorno

Para a simulação em regime permanente, foi utilizado o modelo de turbulência $k-\omega$ SST. As condições de contorno impostas no Fluent®, são apresentadas na Figura 4.9.

Figura 4.9 – Domínio computacional e condições de contorno dos ventiladores *Sweep*

- Superfície de entrada: é considerada a condição de velocidade, pressão manométrica inicial de 0 Pa, nível de intensidade de turbulência de 5% e diâmetro hidráulico de 0,5 m.
- Superfície de saída: é considerada a condição *Outflow*. Quando esta condição de contorno é usada, não é necessário estabelecer qualquer quantidade característica do escoamento como pressão ou velocidade na saída. Sendo que a informação

para esta condição é extrapolada a partir das informações de dentro do domínio e não tem impacto no escoamento a montante (Ansys Fluent Theory guide, 2012).

- c) Paredes: é considerada a condição de escorregamento nulo. Esta condição é utilizada nas regiões sólidas por onde circula o fluido.

Para o cubo e as pás são consideradas a opção de movimento rotacional em relação à zona da célula adjacente. Para as superfícies associadas à cinta e as paredes dos domínios de entrada e saída é considerada a opção de parede estacionária.

Simulação em regime transiente

A simulação no regime transiente, teve como objetivo principal obter as características de pressão acústica no domínio da frequência através da FFT, Transformada Rápida de Fourier. A análise do espectro permite identificar as componentes tonais, sendo estas representadas pela Frequência de Passagem das Pás e suas harmónicas.

Segundo o manual do Ansys Fluent® (Ansys Fluent Theory guide. USA, 2012), para o cálculo dos espectros acústicos usando o modelo de acústica FW-H no Fluent®, devem-se seguir duas etapas. Na primeira etapa, deve ser gerada uma solução temporal de escoamento (precisa e estável) a partir da qual são obtidos históricos temporais das variáveis relevantes, como por exemplo, pressão e velocidade, nas superfícies de fontes selecionadas. Na segunda, é calculada a pressão sonora, com base nos dados armazenados das fontes.

O procedimento seguido para a realização do cálculo da solução transiente acústica FW-H é o seguinte:

1. Definição do domínio e as condições de contorno;
2. Definição dos modelos de turbulência e esquemas de solução;
3. Determinação do passo de tempo, *Timestep*;
4. Cálculo da solução transiente do escoamento convergente;
5. Configuração do modelo acústico FW-H: especificação das fontes, receptores, etc;
6. Cálculo da solução transiente acústica;
7. Processamento dos espectros de pressão sonora e NPS, em função do tempo e da frequência.

Quanto às condições de contorno, nas simulações transiente no programa Fluent®, foram impostas as condições apresentadas na Figura 4.10:

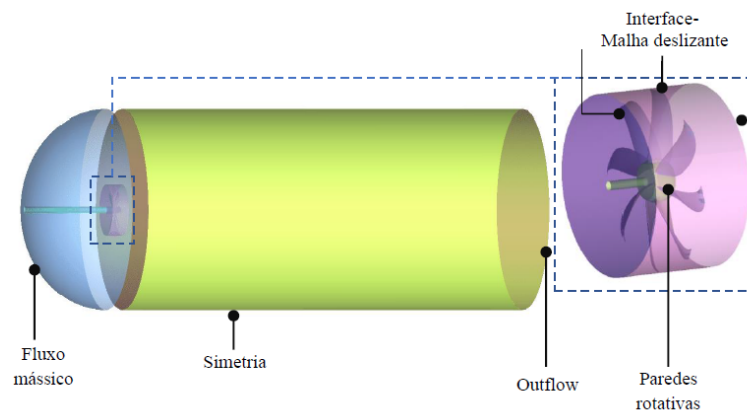


Figura 4.10 – Domínio e condições de contorno impostas

Sendo assim, segundo a Figura 4.10, as condições são:

- *Superfície de entrada:* foi considerada a condição de *fluxo de massa*, nível de intensidade de turbulência de 5% e diâmetro hidráulico.
- *Superfície de saída:* devido a que não se tem o valor da pressão estática na saída, é considerada a condição de *Outflow*.
- *Paredes:* é levada em conta a condição de não escorregamento com a opção de movimento rotacional em relação à zona da célula adjacente, que deve ser satisfeita nas paredes. Esta condição é utilizada nas regiões sólidas (rotor do ventilador, incluindo pás e cubo) por onde circula o fluido.
- *Interfaces:* para acoplar o domínio rotor e o domínio do campo distante, é utilizada a condição de interface ativando a opção de malha deslizante.
- *Contorno externo do domínio de saída:* condição de simetria, recomendada por Guédel *et al.* (2011).

4.3.5 Determinação do *timestep*

O tamanho do passo de tempo, *timestep*, é um parâmetro importante, devido a que os resultados do cálculo acústico dependem do tamanho especificado, já que a maior frequência possível que a análise acústica pode gerar baseia-se no tamanho do intervalo de tempo dos dados de origem acústica coletados.

Segundo o artigo de Kwedikh (2009) o *timestep* é determinado pela equação:

$$\Delta t_1 = \frac{1}{2SF} \quad (4.55)$$

Segundo o trabalho Magne *et al.* (2012), o *timestep* é determinado pelo período de frequência da pá, como descrito na equação:

$$\Delta t_2 = \frac{BPP}{SF} \quad (4.56)$$

onde BPP é o período de passagem da pá e SF, é a frequência de amostragem. Para as simulações foi considerado um valor de 20kHz.

4.3.6 Cálculo da solução transiente do escoamento

Para poder obter a solução do campo acústico e os espectros de pressão acústica em função do tempo e da frequência, primeiro, deve ser executada a solução transiente até obter uma solução "estatisticamente estável", o que significa que o campo de escoamento em regime não permanente sob consideração, incluindo todas as principais variáveis de escoamento, deve estar totalmente desenvolvido de tal forma que suas estatísticas não mudem com o tempo. Isto é necessário para evitar que a solução considere as instabilidades do regime de falso transiente (*pseudotransiente*) no estágio inicial das simulações.

Para verificar a estabilidade estatística da solução temporal, foi monitorada a convergência das curvas de resíduo das velocidades, turbulência e da variação da pressão total na saída do rotor. Após o cálculo da solução transiente até atingir uma solução "estatisticamente estável", deve ser ativado o modelo acústico, como descrito na seguinte seção.

4.3.7 Configuração do modelo acústico FW-H

Ao ativar o modelo acústico com base na analogia de FW-H, devem se configurar as constantes para campo distante do modelo acústico, definir as fontes acústicas e os receptores.

As constantes para o modelo adotado foram à massa específica: $1,2 \text{ kg/m}^3$; a velocidade do som: 340 m/s ; a pressão acústica de referência: $2 \times 10^{-5} \text{ Pa}$. O valor da pressão acústica de referência está relacionado com o limiar mínimo correspondente a 0 dB .

Fontes: foram especificadas como fontes as superfícies do rotor.

Os dados das fontes foram divididos e gravados em vários arquivos com a extensão **.asd*, cada 100 *time-steps*. Gravar os dados em vários arquivos é recomendável, pela possibilidade de utilizar uma faixa selecionada para o cálculo da pressão do som em vez de usar todos os dados. Por exemplo, é possível excluir uma parte inicial dos dados em vista destes não terem atingido completamente um estado estatisticamente estável. E as informações globais associadas aos dados das fontes são armazenados num arquivo **.index* (exemplo: *acoustic_sweep.index*).

Receptores: Com o intuito de obter os espectros de Nível de Pressão Sonora e Pressão Sonora, em função da frequência e do tempo, respectivamente; devem ser especificadas as posições dos receptores em coordenadas cartesianas.

Para o posicionamento dos receptores, em Mota (2018), foi considerada a norma ISO 13347-3. Na Figura 4.11 e na Tabela 4.2 é representado o arranjo da norma ISO 13347-3 (ISO 13347-3. 2004.), onde se mostram e definem os locais de medição de ruído emitido pelo ventilador.

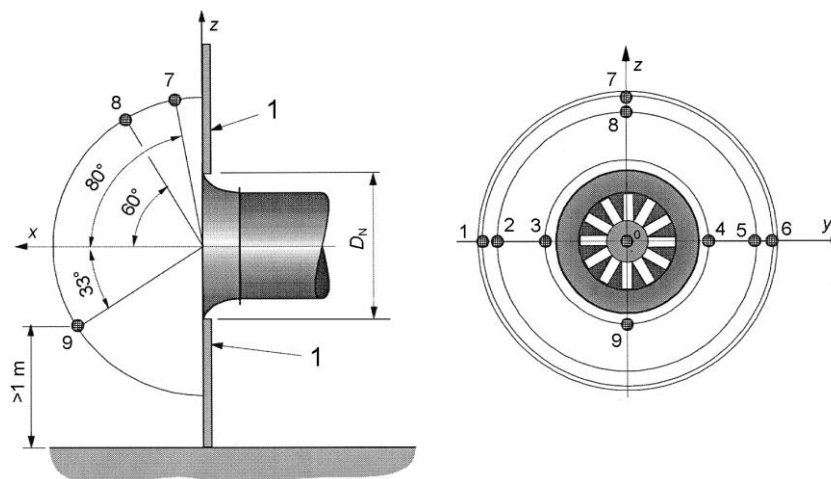


Figura 4.11 — Esquema indicando as posições de medição acústica
(Fonte: ISO 13347-3. 2004)

Tabela 4.2 – Posição dos locais dos pontos de medição acústica
(Fonte: ISO 13347-3)

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

Sendo assim, para as análises do nível de pressão sonora, foram posicionados os receptores 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 e 9 segundo a Norma ISO 13347-3. Vide Figura 4.12.

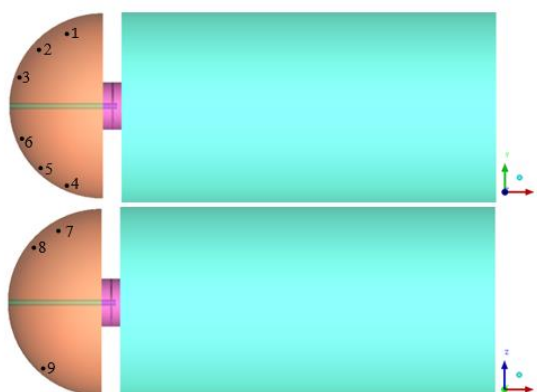


Figura 4.12 – Posicionamento dos receptores na simulação em campo distante

Na Tabela 4.3, tem-se todos os locais dos receptores, adaptados à geometria do domínio computacional utilizados na simulação.

Tabela 4.3 – Posição dos locais dos pontos de medição acústica na simulação

Receptor	x	Y	z	Nota
	m	M	m	
1	-0,2436482	0,9848077	0	Norma ISO 13347-3
2	-0,570	0,8660254	0	
3	-0,9086706	0,5446390	0	
4	-0,2436482	-0,9848077	0	
5	-0,570	-0,8660254	0	
6	-0,9086706	-0,544639	0	
7	-0,2436482	0	0,9848077	
8	-0,570	0	0,8660254	
9	-0,9086706	0	-0,5446390	

Depois da configuração do modelo acústico, a solução transitória deve continuar por um período suficientemente longo. Sendo assim, foram consideradas no mínimo 1,5 rotações para a análise acústica.

4.4 Metodologia experimental dos ensaios aerodinâmicos

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

4.4.1 Componentes do banco de testes

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.

O ventilador axial (VA) a ser ensaiado corresponde ao ventilador de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção que é composto de um rotor de oito pás e uma carcaça (Vide Figura 4.13 a). As pás foram construídas em impressora 3D com material ABS e tem chapas de alumínio dobradas no lado de pressão para reforçá-las estruturalmente. 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 e forma com o rotor uma folga radial de 4 mm. Na entrada do ventilador existe um bocal projetado seguindo a norma ANSI/AMCA 210-16 (Vide Apêndice B).



Figura 4.13 – (a) VA com carcaça e bocal; (b) Conjunto de acionamento do VA

O conjunto de acionamento do VA (Vide Figura 4.13 b) 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.

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).

A unidade auxiliar (Figura 4.14) 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).



Figura 4.14 – Unidade auxiliar: VCA e VCV

A instrumentação de medidas é composta por um tacômetro ótico digital, um manômetro do tipo Betz, uma balança, um termômetro analógico, um barômetro aneróide e um higrômetro. No Apêndice C, é apresentada uma descrição sucinta da resolução de cada um desses instrumentos e do procedimento para a obtenção das diversas grandezas aerodinâmicas para o rotor VST.

4.4.2 Cálculo das grandezas aerodinâmicas

Nesta secção são apresentados 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 $1,2 \text{ kg/m}^3$. Como a rotação do rotor durante os testes foi estabelecida no intervalo $1200^{\pm 5}$ rpm, ao calcular as grandezas para a condição-padrão tal rotação foi fixada em 1200 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 balança m_{eME} , 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 m_E . 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 $1200^{\pm 5}$ rpm, o valor dessa potência perdida é $P_{pm} = 17 \text{ W}$. Tal valor foi obtido girando o conjunto do MCC a 1200 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,

$$P_e = P_{eME} - P_{pm} \quad (4.57)$$

$$P_{eME} = T_{eME} \omega = F_{eME} L_b \omega = 2\pi g_{local} L_b m_E n \quad (4.58)$$

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 e g_{local} a aceleração da gravidade local.

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

$$\rho_{ar} \cong \frac{p_b}{R_{ar} T_{ar}} \quad (4.59)$$

onde a pressão barométrica, p_b , é obtida por

$$p_b = \rho_{Hg} g_{local} h_b \quad (4.60)$$

sendo a massa específica do mercúrio dada por

$$\rho_{Hg} = 13600 - 2,4t \quad (4.61)$$

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

Na Equação (4.59),

$$R_{ar} = 287 \text{ (m N / kg K)} \quad (4.62)$$

$$T_{ar} \text{ (K)} = t_{ar} \text{ (°C)} + 273,15 \quad (4.63)$$

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 (4.59), 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,

$$Q = 0,190677 \sqrt{\Delta h_{PO} / \rho_{ar}} \quad (4.64)$$

Na Equação (4.64), o valor de Δh_{PO} deve estar em unidade de mm, pois a placa de orifício foi calibrada para esta unidade.

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,

$$p_d = p_{dS} = \frac{\rho_{ar} c_S^2}{2} = \frac{\rho_{ar} Q^2}{2A_S^2} \quad (4.65)$$

onde c_S é a velocidade média na saída do ventilador e A_S é a área de saída do VA.

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,

$$p = p_S = \rho_{H_2O} g_{local} h_S = \rho_{H_2O} g_{local} h_{CEP} \quad (4.66)$$

onde a massa específica da água é dada por

$$\rho_{H_2O} = 1000 - \frac{(t-4)^2}{180} \quad (4.67)$$

onde t , em °C, é a temperatura da água no manômetro do tipo Betz, $g_{local} = 9,785 \text{ m/s}^2$ (em Itajubá-MG).

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

$$\Delta p_T = p_{TS} - p_{TE} = (p_S + p_{dS}) - (p_E + p_{dE}) = p_S + p_{dS} = p_S + p_d \quad (4.68)$$

a.7) Potência hidráulica do VA

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

$$P_h = Q \Delta p_T K_p \quad (4.69)$$

onde K_p é o fator de compressibilidade.

Para ventiladores axiais, o fator de compressibilidade é praticamente igual a 1. Dessa forma, a potência hidráulica dada na Equação (5.45) torna-se

$$P_h = Q \Delta p_T \quad (4.70)$$

a.8) Rendimento total do VA

O rendimento (eficiência) total de ventiladores é dado por

$$\eta = \frac{P_h}{P_e} \quad (4.71)$$

a.9) Rendimento estático do VA

O rendimento estático de ventiladores é dado por

$$\eta_{est} = \eta \left(\frac{p}{\Delta p_T} \right) \quad (4.72)$$

Conforme comentado anteriormente, as grandezas aerodinâmicas obtidas para a condição de testes, Q , Δp_T , P_e e p_d devem ser convertidas para a condição-padrão ($1,2 \text{ kg/m}^3$).

As fórmulas utilizadas para o cálculo das grandezas na condição-padrão (com índice I), com base na condição de teste (grandezas sem índice), para a condição-padrão do ar igual a $\rho_{arI} = 1,2 \text{ kg/m}^3$, são:

$$Q_I = Q \left(\frac{D_I}{D} \right)^3 \left(\frac{n_I}{n} \right) \left(\frac{K_{pI}}{K_p} \right)^{-1} \quad (4.73)$$

$$\Delta p_{TI} = \Delta p_T \left(\frac{D_I}{D} \right)^2 \left(\frac{n_I}{n} \right)^2 \left(\frac{\rho_{arI}}{\rho_{ar}} \right)^1 \left(\frac{K_{pI}}{K_p} \right)^{-1} \quad (4.74)$$

$$p_{dinI} = p_{din} \left(\frac{D_I}{D} \right)^2 \left(\frac{n_I}{n} \right)^2 \left(\frac{\rho_{arI}}{\rho_{ar}} \right) \quad (4.75)$$

$$p_I = \Delta p_{TI} - p_{dinI} \quad (4.76)$$

$$Ph_I = Q_I \Delta p_{TI} \text{ (para ventiladores de baixa pressão)} \quad (4.77)$$

4.4.3 Incertezas das medidas

Nos trabalhos de Oliveira (2001) e Ferreira (2013) é mencionado que no que se refere a medidas indiretas, a grandeza G , representada por $G = \bar{G} + \Delta G$, é uma função de outras grandezas $g_i = \bar{g}_i + \Delta g_i$, que por sua vez podem ser medidas diretas ou indiretas, o que resulta numa propagação de incertezas. Onde \bar{G} e \bar{g} são os valores médios das diversas observações, e ΔG e Δg as respectivas incertezas das grandezas G e g . Neste trabalho, todas as medidas foram realizadas através de uma única observação e, portanto, $\bar{G} \equiv G$ e $\bar{g} \equiv g$.

Conforme Kline (1985), a incerteza de G , simbolizada por $\Delta^* G$ (em valor relativo), é dada pela Eq.(4.78).

$$\Delta^* G = \pm \sqrt{\left[\left(\frac{\partial(\ln G)}{\partial(\ln g_1)} \right) \left(\frac{\Delta g_1}{g_1} \right) \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial(\ln G)}{\partial(\ln g_2)} \right) \left(\frac{\Delta g_2}{g_2} \right) \right]^2 + \dots + \left[\left(\frac{\partial(\ln G)}{\partial(\ln g_n)} \right) \left(\frac{\Delta g_n}{g_n} \right) \right]^2} \quad (4.78)$$

$$\text{Onde, } \Delta^* G = \frac{\Delta G}{G}$$

A Eq. (4.78) aplica-se, isoladamente, em cálculos de incertezas sistemáticas ou estatísticas de medidas indiretas. Quando ambas são combinadas, o intervalo de incerteza total, usualmente, baseia-se no método da raiz quadrada da soma dos quadrados das incertezas. Se $\Delta^* G_S$ é a incerteza sistemática e se $\Delta^* G_E$ é a incerteza estatística, então, conforme Benedict (1977), a incerteza total, $\Delta^* G_T$, no valor da grandeza G é

$$\Delta^* G_T = \pm \sqrt{(\Delta^* G_S)^2 + (\Delta^* G_E)^2} \quad (4.79)$$

No presente trabalho, seguindo orientação da norma ISO 5168 (1978), as incertezas estatísticas têm como limite de dispersão das medidas o intervalo de confiança de 95%, e os resultados relacionados às incertezas são apresentados em termos percentuais. Esses termos são escritos, separadamente, na forma de incertezas combinada (total) e estatística, isto é,

$$\left. \begin{array}{l} \text{Grandeza} \quad G = \dots \\ \text{Incerteza(total)} \quad \Delta G_T^* = \sqrt{(\Delta G_S^*)^2 + ((\Delta G_E^*)_{95})^2} = \dots\% \\ \text{Incerteza estatística} \quad \Delta G_E^* = (\Delta G_E^*)_{95} = \dots\% \end{array} \right\} \quad (4.80)$$

Quando envolver incertezas sistemáticas e estatísticas numa mesma grandeza, calcula-se, separadamente, cada tipo de incerteza pela equação (4.78) e, depois, obtém-se a incerteza total de acordo com (4.79).

As estimativas das incertezas de medidas diretas utilizadas neste trabalho foram baseadas nos dados técnicos dos diversos catálogos e manuais dos instrumentos de medidas utilizados e nas recomendações de Beckwith *et al.* (1993). No Capítulo 5, são apresentados os valores experimentais das diversas grandezas globais do escoamento, com suas respectivas incertezas.

5 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados das curvas características do ventilador de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção obtidas das análises numéricas e experimentais, cuja geometria foi considerada base para o projeto dos rotores dos ventiladores projetados com as condições de vórtice livre e vórtice forçado, V-VL e V-VF respectivamente. Deve-se notar que nas análises numéricas foram considerados alguns características geométricas do banco de ensaio de ventiladores, isto é, o suporte e o motor elétrico, mancal e bocal (Vide Fig. 5.1).

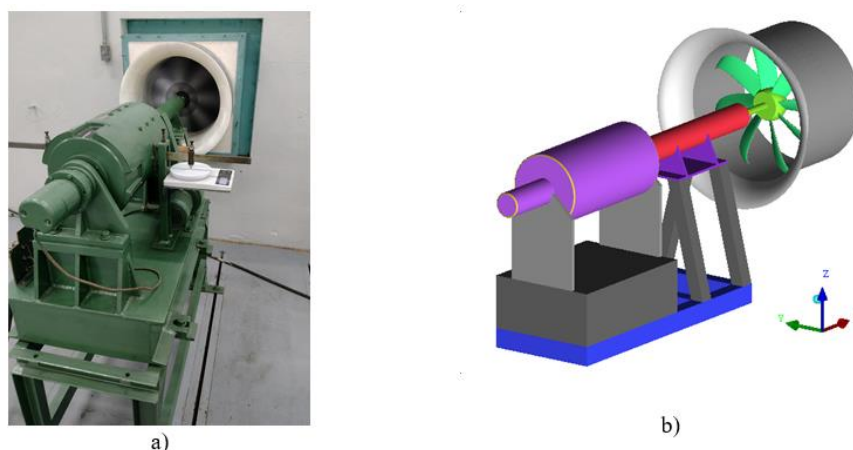


Figura 5.1 – a) Banco de ensaio de ventiladores axiais; b) modelo numérico aproximado

Na sequência são apresentados os resultados aerodinâmicos e aeroacústicos dos rotores projetados com as condições de vórtice livre e vórtice forçado. Em relação às análises numéricas, foram consideradas abordagens em regimes permanente e transiente para os três tipos de rotores: VST (geometria base), V-VL e V-VF. Para as análises do escoamento para as condições de projeto de vórtice livre e vórtice forçado, como já foi mencionado nos capítulos anteriores foi considerado o efeito *sweep*, que representa o deslocamento circunferencial da ponta da pá, considerada na metodologia de projeto com o objetivo de reduzir a potência sonora, mantendo as características de desempenho aerodinâmico.

A partir das simulações em regime permanente (RANS), considerando o modelo de turbulência $k-\omega$ SST, foram obtidas as grandezas que permitem descrever o comportamento aerodinâmico e as análises de fontes aeroacústicas. Entretanto, simulações em regime transiente (URANS), também são apresentadas com objetivo de analisar o Nível de Pressão Sonora em função da frequência.

5.1 Comportamento aerodinâmico do rotor do ventilador de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção (análise DFC)

A partir das simulações em regime permanente foram obtidas as curvas características, ou seja, as curvas de pressão total, potência hidráulica e o rendimento em função da vazão volumétrica, mantendo a rotação constante.

A eficiência hidráulica foi calculada com base na diferença da pressão total entre a entrada e a saída do rotor, ponderada pelo fluxo de massa (Eq. 5.1). O momento foi calculado pela integração numérica das forças normais e de cisalhamento na direção do momento com referência ao eixo do rotor (Eq. 5.2).

$$P_t = \frac{\int_A (\rho P_t |\vec{v} \cdot \hat{n}|) dA}{\int_A \rho |\vec{v} \cdot \hat{n}| dA} \quad (5.1)$$

$$T_x = \left(\int_S (\vec{r} \times (\vec{\tau} \cdot \hat{n}) dS \right) \cdot \hat{a}, \quad (5.2)$$

Também foram analisados os campos locais do escoamento e as grandezas aerodinâmicas relacionadas com as fontes aeroacústicas.

5.1.1 Análise do efeito do bocal e motor elétrico na entrada

Nas análises numéricas foram consideradas duas configurações: a) abordagem simplificada, ventilador axial sem bocal; e b) abordagem detalhada, ventilador axial com bocal e motor.

O bocal considerado para as simulações dos três rotores VST, V-VL e V-VF e os ensaios experimentais do VST, foi projetado seguindo a norma ANSI/AMCA 210-16.

Nas Figuras 5.2 até 5.4 são apresentados os resultados para as análises do comportamento aerodinâmico entre a configuração simplificada (só rotor) e a detalhada (suporte, motor elétrico e bocal, vide Figura 5.1), considerando a rotação de projeto de 1800 rpm.

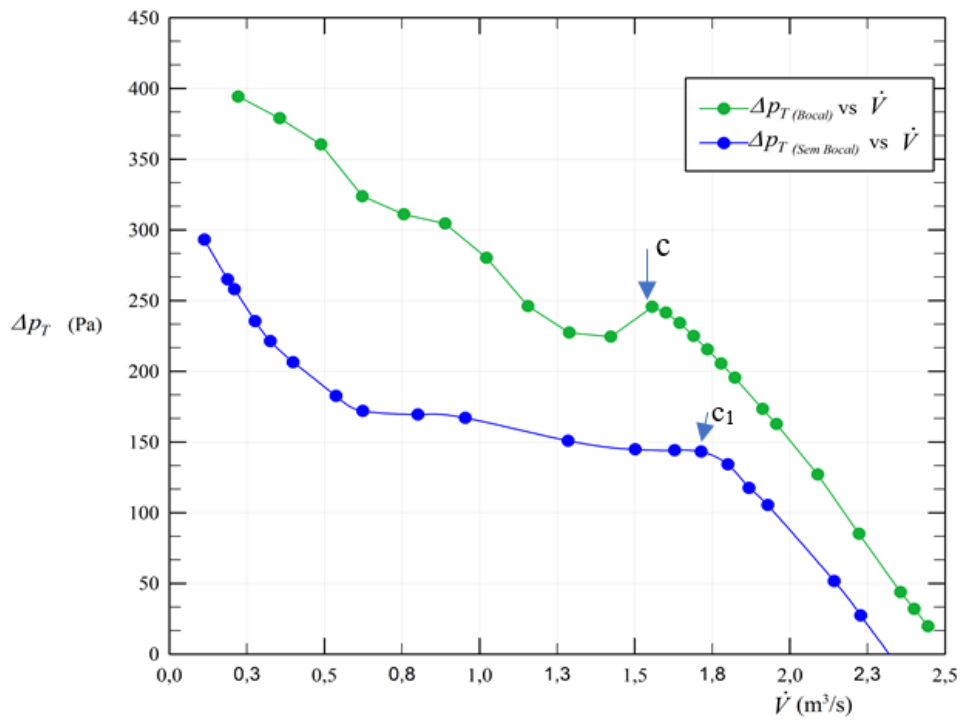


Figura 5.2 – Curvas de pressão total vs. vazão, rotor de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção, VST, (com e sem bocal) – 1800 rpm

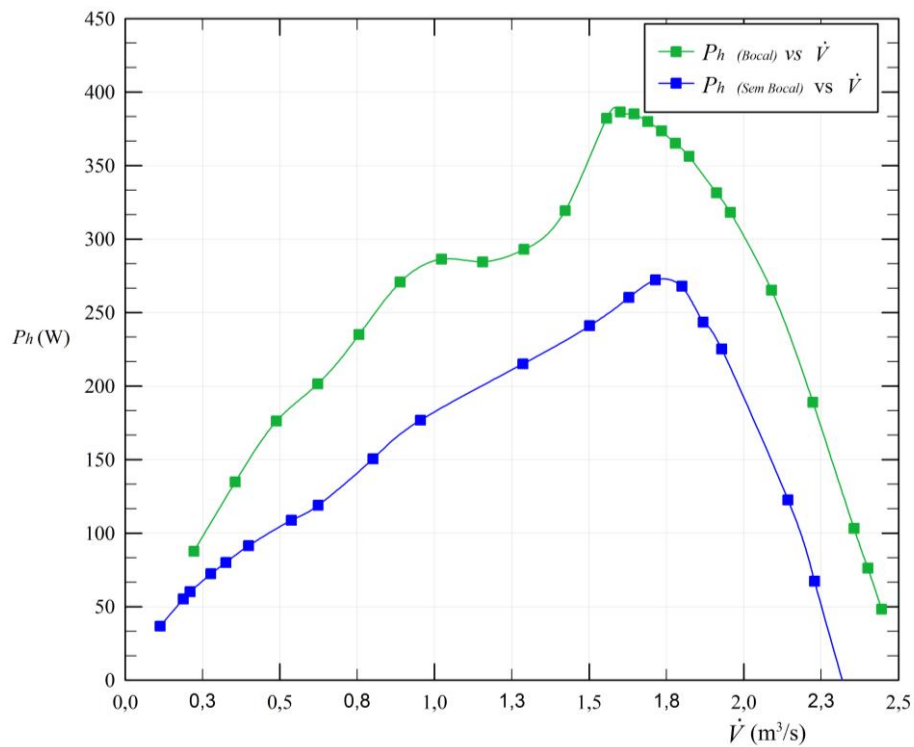


Figura 5.3 – Curvas de potência hidráulica total vs. vazão, rotor de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção, VST, (com e sem bocal) – 1800 rpm

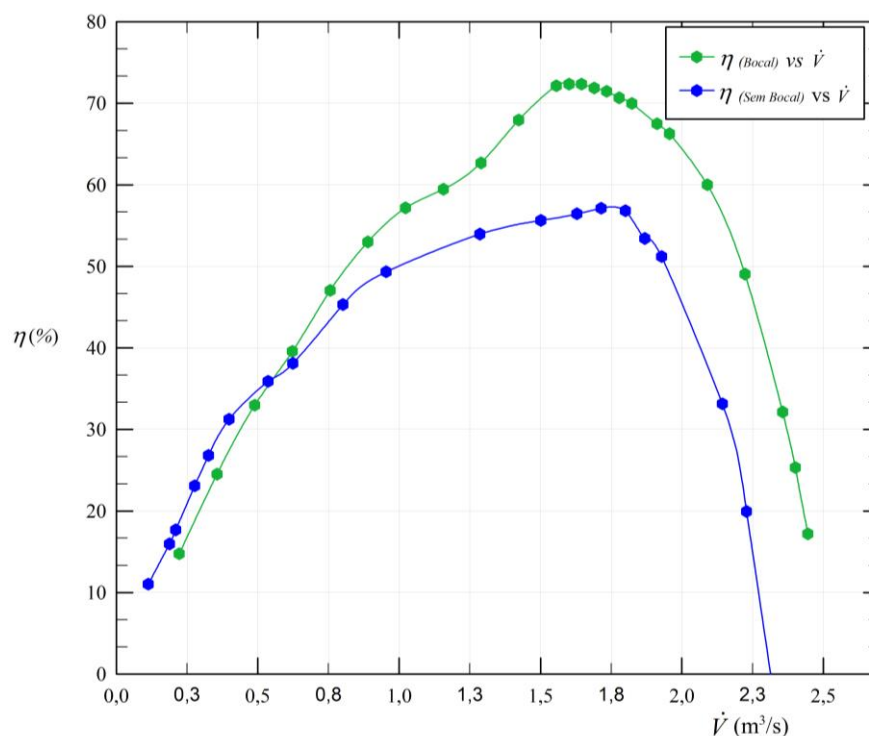


Figura 5.4 – Curvas de rendimento hidráulico total vs. vazão, rotor de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção, VST, (com e sem bocal) – 1800 rpm

Pode-se verificar que mesmo considerando a geometria do motor elétrico que ocasiona perturbações no escoamento na entrada, o bocal melhora o comportamento aerodinâmico, fazendo com que os valores de pressão total, potência hidráulica e rendimento hidráulico apresentem valores superiores na faixa de operação estável do ventilador. Além disso, a região instável é modificada para uma faixa de vazões menores, como mostra a Fig. 5.2, onde o limite de bombeamento no caso da configuração simplificada está próximo ao ponto c_1 para uma vazão de $1,71 \text{ m}^3/\text{s}$ enquanto para o caso da configuração detalhada está no ponto c para uma vazão de $1,56 \text{ m}^3/\text{s}$.

Na Figura 5.5 são apresentadas as curvas de variação de pressão total, potência hidráulica e rendimento para a configuração, motor – bocal. Pode se ver que a região estável inicia a partir de uma vazão próxima de $1,6 \text{ m}^3/\text{s}$, com um valor de rendimento de $72,35\%$.

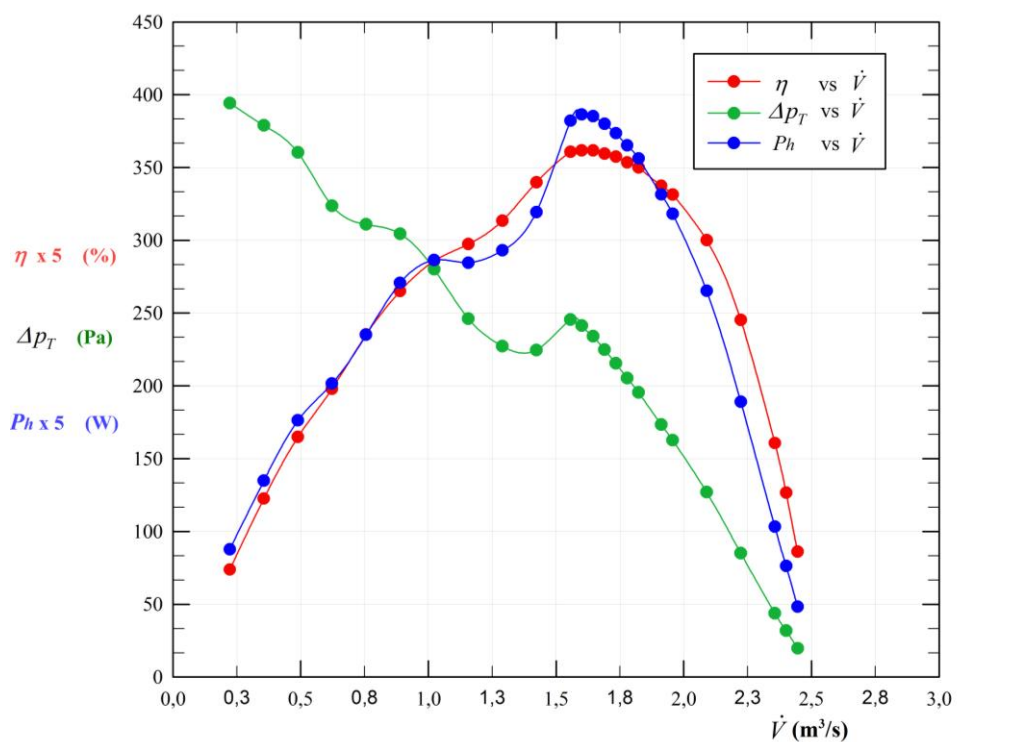


Figura 5.5 – Curvas de comportamento aerodinâmico vs. vazão, rotor de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção, VST, (com bocal) – 1800 rpm.

As análises numéricas do comportamento aerodinâmico do rotor, com e sem bocal foram realizadas com dois objetivos. O primeiro foi de analisar o efeito no comportamento aerodinâmico do motor elétrico e o bocal na entrada do ventilador. O segundo objetivo foi realizar a validação da solução numérica através dos ensaios experimentais realizados com o rotor VST, de forma confiável considerando o modelo experimental detalhado, isto é, o banco de ensaios que inclui o motor elétrico e o bocal na entrada, representado pelo domínio computacional.

5.1.2 Comparação com resultados experimentais, Ventilador de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção (VST)

Na Figura 5.6, são apresentadas as curvas características referentes à pressão total do ventilador VST com bocal para diferentes condições ambientais, onde foram realizados três ensaios experimentais com o a rotação de 1200 rpm . Os resultados das diversas grandezas de funcionamento foram levados para a condição-padrão do ar, considerando: 20°C e $\rho_{ar}=1,2 \text{ kg/m}^3$, condição aplicada também no modelo numérico - DFC. As medições detalhadas são apresentadas no Apêndice D.

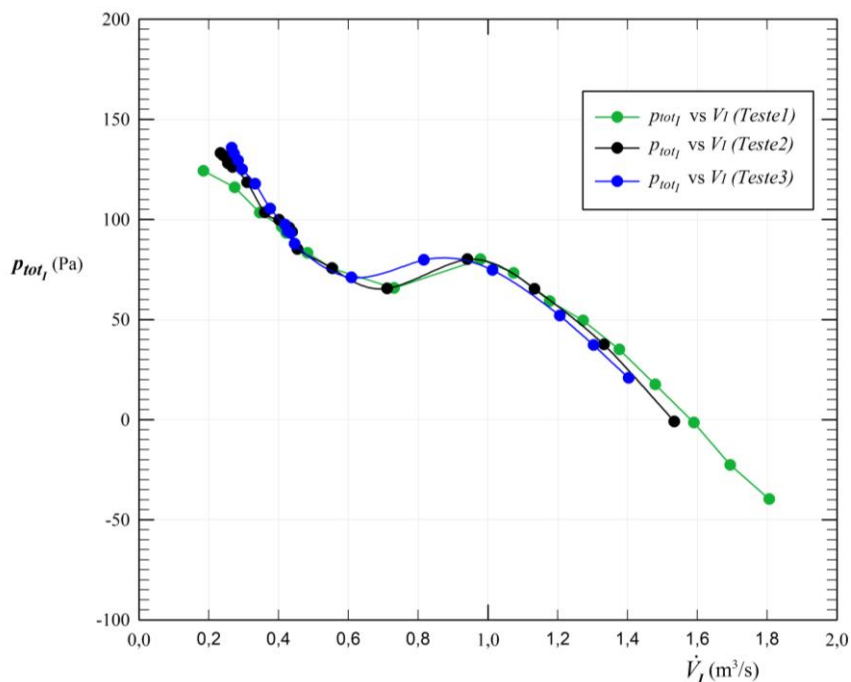


Figura 5.6 – Curvas experimentais da variação de pressão total vs. vazão, rotor de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção, VST – 1200 rpm – condição padrão.

Na Figura 5.7 é apresentada a comparação das curvas de pressão total em função da vazão obtidas experimentalmente e numericamente.

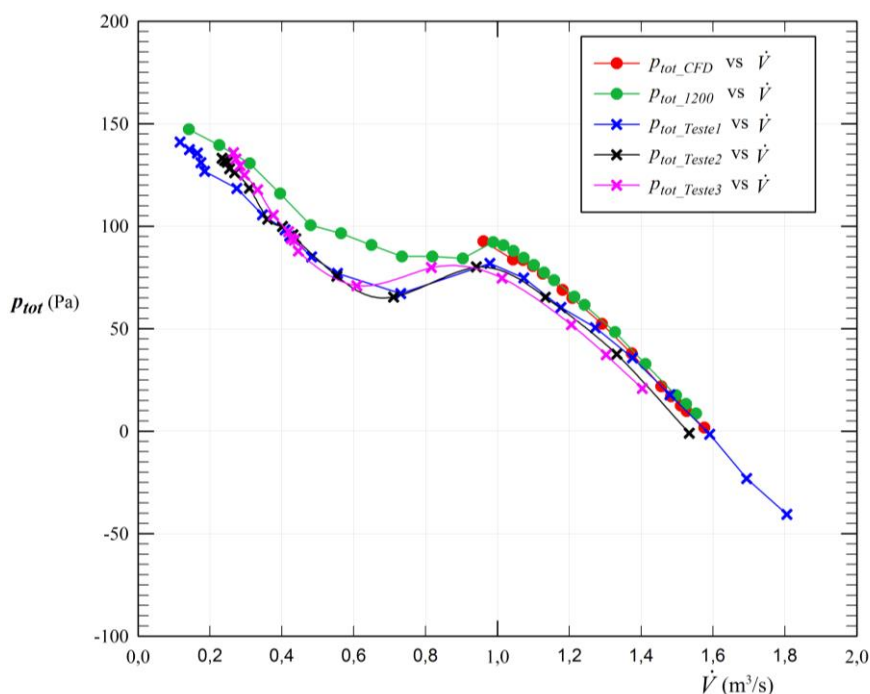


Figura 5.7 – Curvas numéricas e experimentais de variação de pressão total vs. vazão, rotor de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção, VST (com bocal) – 1200 rpm

Nota-se que, na Figura 5.7, os valores da curva p_{tot_1200} - CFD, foram obtidos através de leis de semelhança, considerando simulações com a rotação de projeto de 1800 rpm.

5.2 Resultados das incertezas das grandezas calculadas

Conforme o procedimento do cálculo das incertezas das grandezas indiretas explicado no Capítulo 4, na Tabela 5.1 são apresentados os valores das incertezas calculados.

Tabela 5.1 – Resultados das incertezas das grandezas calculadas

G	$\Delta^* G_T$	$(\Delta^* G_E)_{95}$
–	%	%
Δp_T	1,5	0,6
\dot{V}	0,8	0,5
P_e	0,3	0,2
P_h	1,4	0,7
η	1,5	0,3

Na Figura 5.8, a modo de exemplo é apresentada a curva de rendimento total em função, correspondente ao Teste 1, com as suas respectivas incertezas em cada ponto.

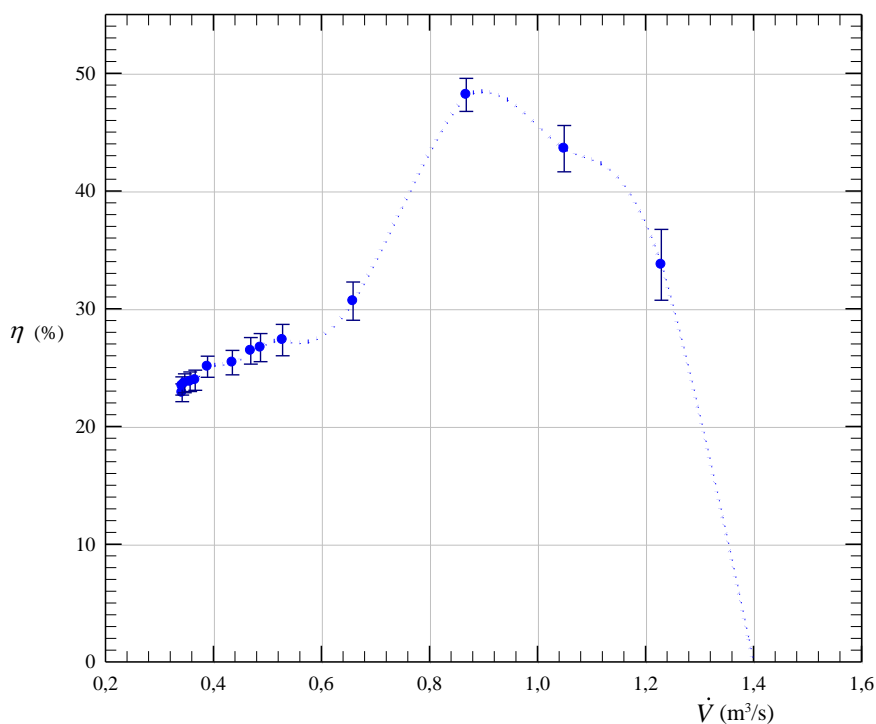


Figura 5.8 – Curva experimental de rendimento total vs. vazão, com incertezas, correspondente ao Teste 1, rotor de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção, VST (com bocal) – 1200 rpm

5.3 Comportamento aerodinâmico dos rotores projetados (com efeito do bocal)

Nas Figuras 5.9 e 5.10 são apresentadas as curvas características dos rotores projetados com *sweep* e com a condição de vórtice livre, V-VL, e com a condição de vórtice forçado, V-VF, obtidas através das simulações numéricas, nestas análises foi considerado o efeito do bocal. Nestas curvas (Figuras 5.9 e 5.10) foram comparados os resultados obtidos para a rotação de projeto (1800 rpm) e apresentados nas gráficas através de Leis de Semelhança para a rotação de 1200 rpm, e por outra parte as simulações na região estável considerando a rotação de 1200 rpm. Sendo assim, os valores das grandezas $P_{h_Semelhança (1200rpm)}$ e $p_{toth_Semelhança (1200rpm)}$ correspondem aos valores obtidos através de Leis de Semelhança com base nas simulações com a rotação de projeto (1800 rpm), e os valores das grandezas $P_{h_CFD (1200rpm)}$ e $p_{toth_CFD (1200rpm)}$ correspondem aos valores obtidos por simulações considerando a rotação de 1200 rpm.

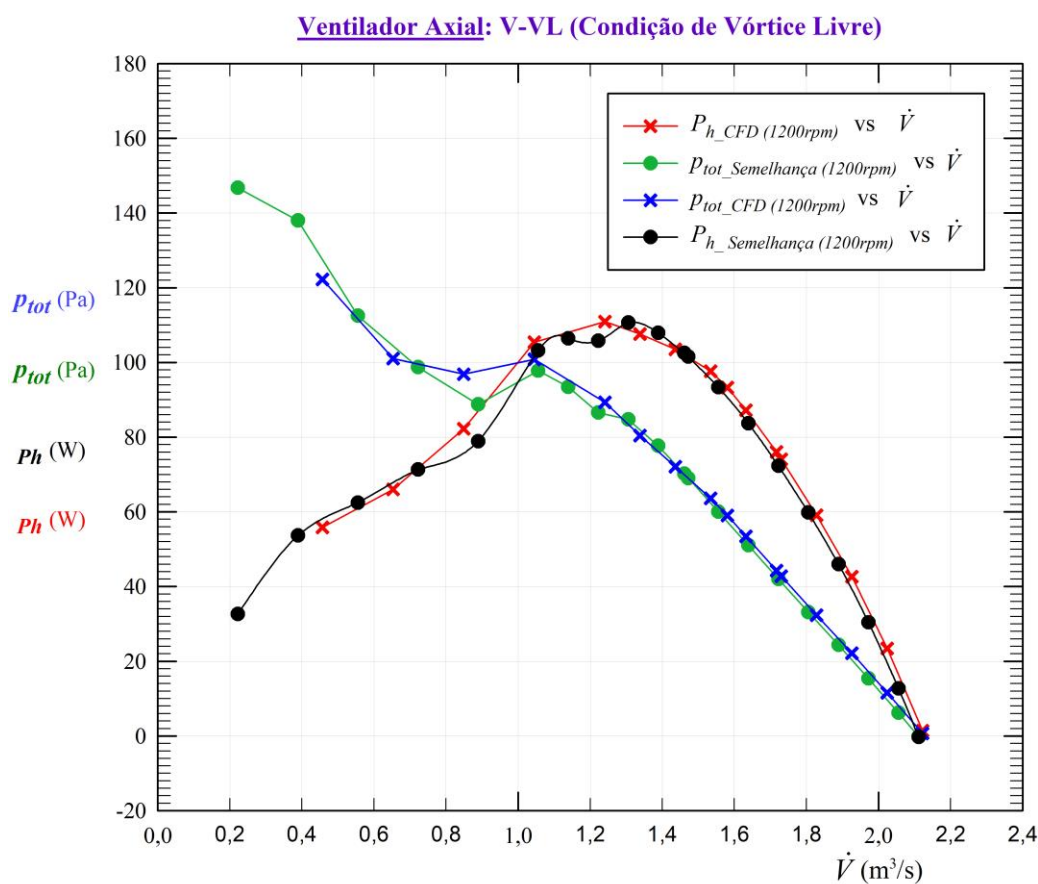


Figura 5.9 – Curvas numéricas vs. vazão, rotor projetado com a condição de vórtice livre, V-VL (com bocal) – 1200 rpm.

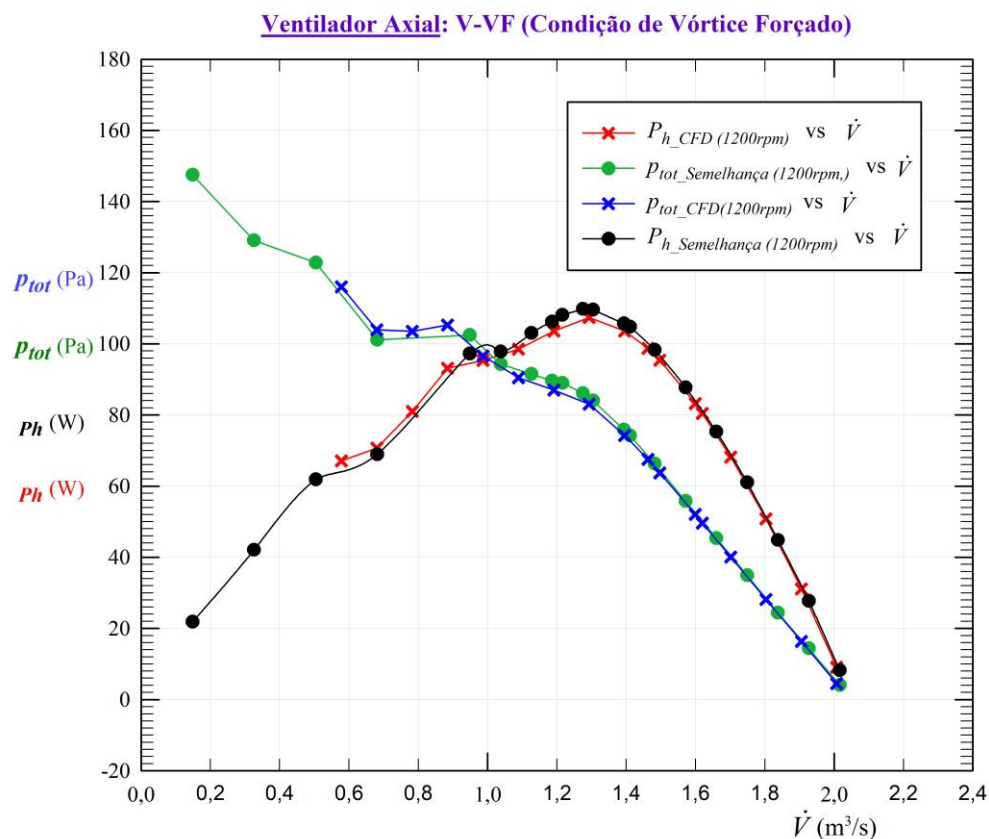


Figura 5.10 – Curvas numéricas vs. vazão, rotor projetado com a condição de vórtice forçado, V-VF (com bocal) – 1200 rpm

De acordo com a Figura 5.11, onde são apresentadas as curvas de comportamento dos ventiladores em função da vazão na região estável, próximo ao limite de bombeamento, tanto a variação de pressão total quanto a potência hidráulica do ventilador V-VL apresentam valores ligeiramente superiores quando comparados com o rotor do ventilador V-VF. A faixa de vazões onde se apresentam os valores mais altos de rendimento hidráulico, também é ligeiramente superior com respeito ao ventilador V-VF.

Entretanto o rotor do ventilador V-VF, embora apresente uma faixa de vazões ligeiramente inferior, apresenta maiores valores de rendimento hidráulico, conseqüentemente menores valores de potência de eixo.

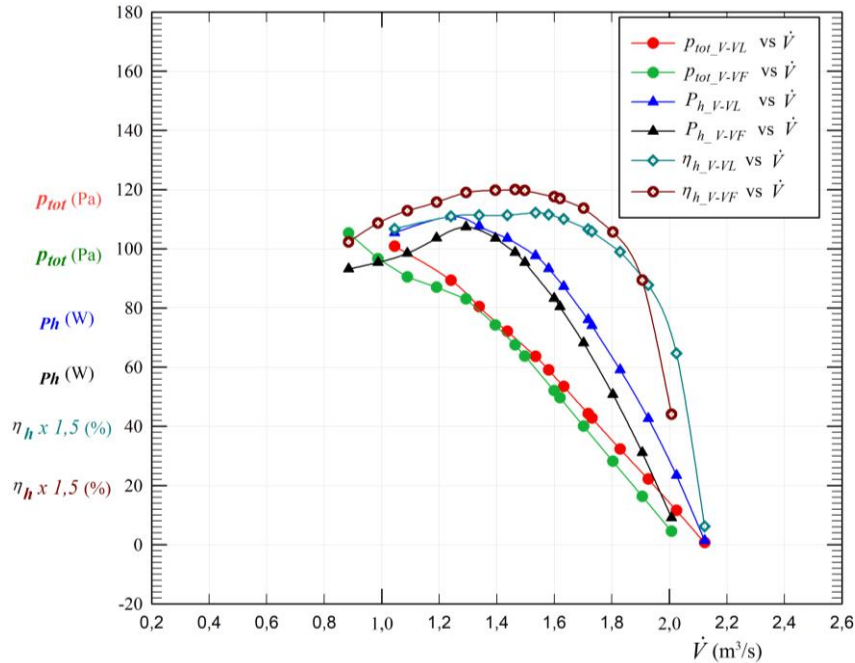


Figura 5.11 – Comparação curvas numéricas vs. vazão, rotor vórtice livre, V-VL e rotor vórtice forçado, V-VF (com bocal) - 1200rpm

Na Figura 5.12 é apresentada a comparação da pressão total do rotor considerado como geometria base, VST, e os rotores projetados com *sweep* e as condições de vórtice livre e vórtice forçado, V-VL e V-VF, respectivamente. Pode se ver que os rotores projetados apresentam valores superiores de pressão e uma faixa de vazão maior.

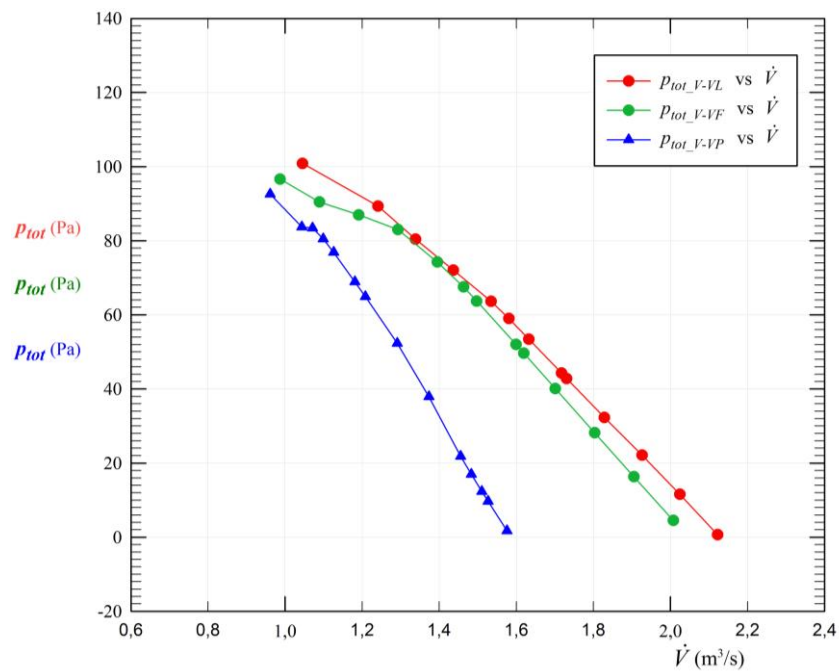


Figura 5.12 – Comparação das curvas de pressão total vs. vazão, VST, V-VL e V-VF (com bocal) – 1200rpm

5.4 Análise do comportamento aeroacústico

Para as análises do comportamento aerodinâmico e a identificação das fontes aeroacústicas locais dos rotores projetados, foram consideradas quatro vazões nos pontos a , b , c e d para o rotor V-VL e a' , b' , c' e d' para o rotor V-VF, como apresentado na Figura 5.13. Nas seções subsequentes estes pontos de operação são denominados Q_1 , Q_2 , Q_3 e Q_4 , respectivamente. Sendo que os pontos a e a' , correspondem às vazões $Q_{V-VL}=0,45m^3/s$ e $Q_{V-VF}=0,57m^3/s$, na região de operação de baixas vazões. Os pontos b e b' , correspondem às vazões $Q_{V-VL}=0,88m^3/s$ e $Q_{V-VF}=0,78m^3/s$ na região instável do ventilador. Os pontos c e c' , correspondem às vazões $Q_{V-VL}=1,53 m^3/s$ e $Q_{V-VF}=1,46 m^3/s$, que correspondem a vazões próximas ao ponto de máximo rendimento e finalmente os pontos d e d' que correspondem às vazões $Q_{V-VL}=1,82 m^3/s$ e $Q_{V-VF} =1,70 m^3/s$ na faixa de operação estável do ventilador. Estes valores são apresentados na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Valores de vazões para a análise local do escoamento nos rotores V-VL e V-VF

Rotor	Q_1	Q_2	Q_3	Q_4
–	m^3/s			
V-VL	0,45	0,88	1,53	1,82
V-VF	0,57	0,78	1,46	1,70

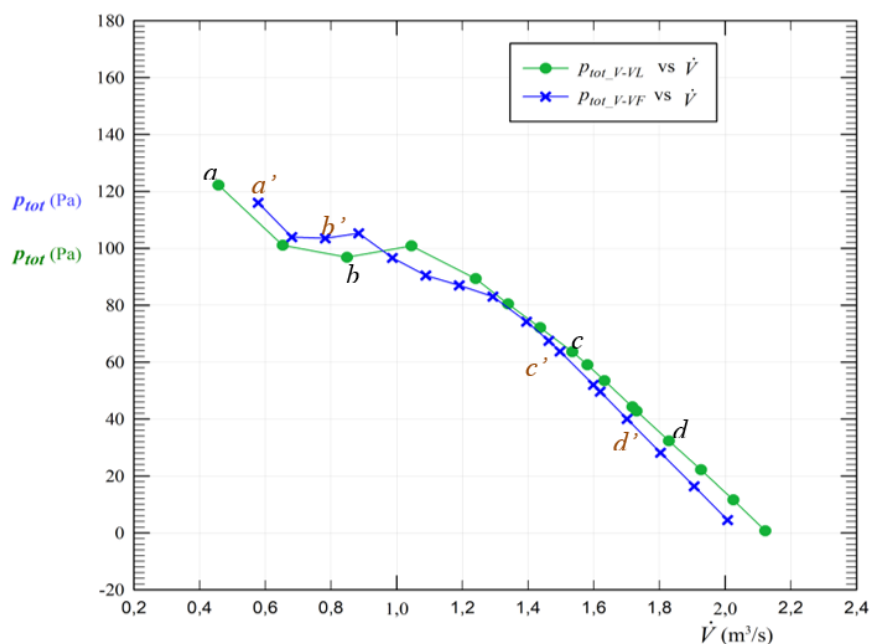


Figura 5.13 – Comparação pressão total vs. vazão, rotores V-VL e V-VF – 1200rpm

Na condição referente às vazões baixas, Q_1 , como apresentado na Figura 5.14, pode-se identificar que ambos os ventiladores apresentam um efeito de fluxo radial, próximo da região da base da pá, característica própria de rotores axiais que operam com vazões baixas.

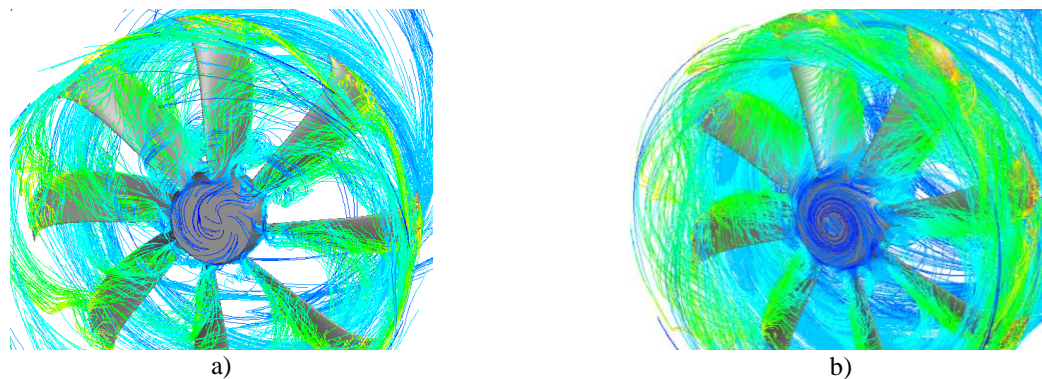


Figura 5.14 – Linhas de corrente vazão Q_1 , (a)V-VL e (b) V-VF

Com relação à Figura 5.15, ainda tem uma forte separação das camadas limites em ambos os rotores, sendo que a separação é mais intensa no caso do rotor V-VL.

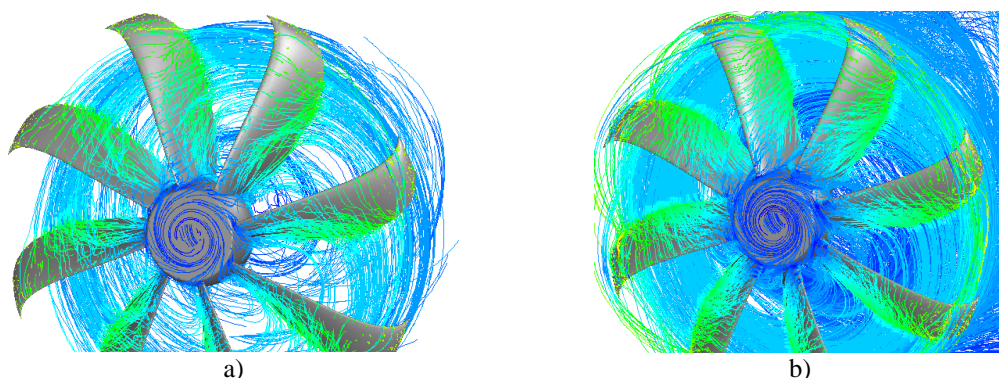


Figura 5.15 – Linhas de corrente vazão Q_2 , (a)V-VL e (b) V-VF

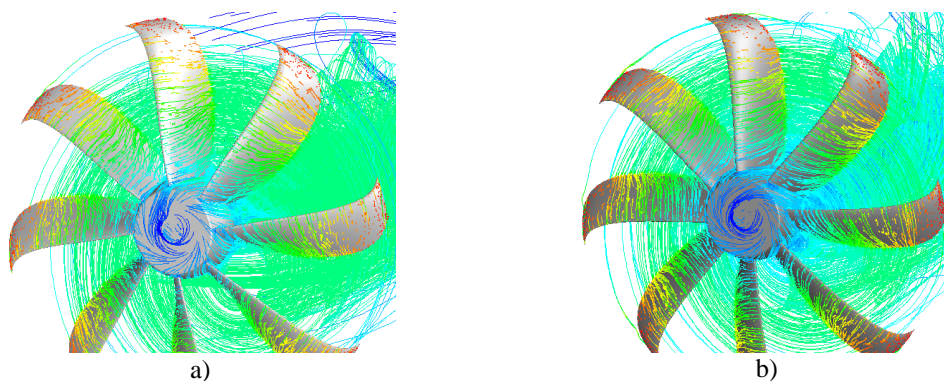


Figura 5.16 – Linhas de corrente vazão Q_3 , (a)V-VL e (b) V-VF

Nas vazões próximas ao ponto de máximo rendimento, pode-se observar a presença de um vórtice na região próxima ao cubo à saída da pá (Vide Figura 5.16). Sendo este efeito mais pronunciado no caso do rotor V-VL.

Isto pode ser devido à forte torção da pá na base do cubo (no caso do rotor V-VL), que mesmo sendo o ponto de máximo rendimento, esta vazão está próxima ao limite entre as regiões de instabilidade e estabilidade do ventilador.

Para a condição da região estável (Figura 5.17), pode-se ver que o efeito radial próximo à região do cubo em ambos os rotores diminui consideravelmente.

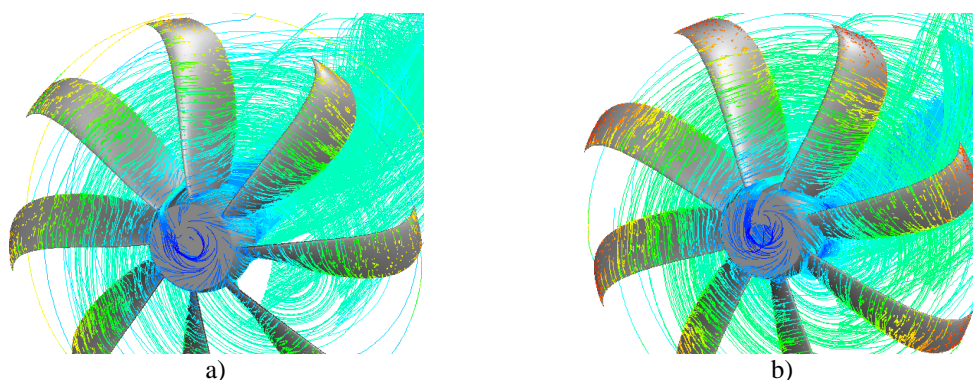


Figura 5.17 – Linhas de corrente, vazão Q_4 , (a)V-VL e (b) V-VF

Para a identificação das fontes acústicas do ventilador, foi considerada a abordagem do Método que utiliza os modelos de fontes de ruído de banda larga (*BNS- Broadband Noise Sources Models*). Como foi mencionado no capítulo 4, com relação à metodologia numérica, este método usa as quantidades de turbulência calculadas a partir das equações das médias de Reynolds (RANS), como a energia cinética turbulenta (k) e taxa de dissipação (ε), acoplados a modelos acústicos que consideram correlações semi-empíricas e a analogia acústica de Lighthill (Santos, 1995).

Os modelos de fontes de ruído de banda larga, não requerem soluções transitórias para a solução das equações de conservação. Porém, estão limitados à previsão de características de ruído de banda larga e não fornecem informações precisas do desempenho tonal (Dozolme, *et al.*, 2006). Sendo assim, estes modelos são empregados para identificar as principais regiões de geração de ruído, porém não podem ser considerados conclusivos para determinar o campo aeroacústico, e devem ser complementados com análises de pressão sonora.

Com a finalidade de identificar as fontes principais de ruído e quantificar a sua contribuição local na potência acústica total gerada pelo ventilador, no presente estudo foram utilizados dois dos modelos de fontes de ruído de banda larga disponíveis no código Fluent® - CFD. Estes são o *Modelo da Fórmula do Proudman (FP)* (Proudman, 1952) e o *Modelo de Fonte de Ruído da Camada de Limite (CL)* baseado na integral de Curle (Curle, 1955).

O modelo de *Proudman* (Eq. 5.3a), é uma fórmula para a potência acústica baseada na analogia acústica de Lighthill. Fornece uma medida aproximada da contribuição local para a

potência sonora total por unidade de volume num determinado campo de turbulência. Este modelo aplica-se principalmente nas fontes de ruído que tem sua origem nos fenômenos ocasionados pela separação do escoamento e formação de vórtices.

$$W = \alpha \rho_0 (u^3 / l) \left(\frac{u}{a_0} \right)^5 \quad [W/m^3] \quad (5.3a)$$

Na dedução original de Proudman (1952), $\alpha \approx 13$. Em termos de k e ε , e considerando $u^2 = 2\kappa / 3$, onde $\varepsilon = 1,5u^3 / l$, a Eq. (5.3a) pode ser expressa como:

$$W = \alpha_\varepsilon \rho_0 \varepsilon \left(\frac{\sqrt{2\kappa}}{a_0} \right)^5 \quad [W/m^3] \quad (5.3b)$$

onde, W , é a potência acústica ou sonora; α_ε , é uma constante redimensionada; ρ_0 , é a massa específica; ε , é a taxa de dissipação da turbulência; κ , é a energia cinética turbulenta; a_0 , é a velocidade do som.

A constante α_ε , é aproximadamente 0,5 para a constante de Proudman ($\alpha \approx 13$). Na pesquisa de Sarkar e Hussaini (1993) baseada em experimentos e simulação numérica direta (DNS) para turbulência isotrópica, os resultados obtidos estão de acordo com a expressão analítica de Proudman (Eq. 5.3 b), porém os autores mencionados recalibraram a constante, sendo o novo valor $\alpha_\varepsilon = 0,1$, o qual se ajusta melhor aos resultados da simulação numérica direta e os experimentos da pesquisa. Sendo assim, no programa comercial Fluent® a constante α_ε é definida como 0,1. A Eq. (5.3b) permite determinar a potência acústica devido ao volume unitário de turbulência isotrópica (Khondge *et al.*, 2005; Horváth e Vad, 2009).

Para a análise de nível de potência sonora através da fórmula de *Proudman*, foram criados planos perpendiculares ao eixo de rotação (eixo x), posicionados nas abscissas $x_1 = -0,027$ m, $x_2 = 0$ m, e $x_3 = 0,028$ m, para o rotor com a condição de vórtice livre (VL) e nas abscissas $x_1 = -0,023$ m, $x_2 = 0$ m, e $x_3 = 0,022$ m, para o rotor com a condição de vórtice forçado (VF).

As abscissas correspondem às posições próximas ao bordo de ataque (BA), metade das pás, e bordo de fuga (BF), respectivamente, como apresentado na Figura 5.18.

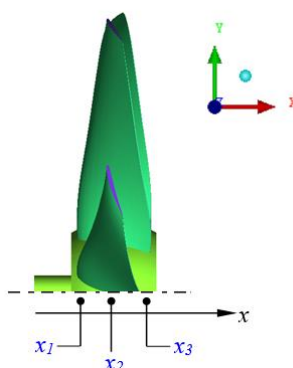
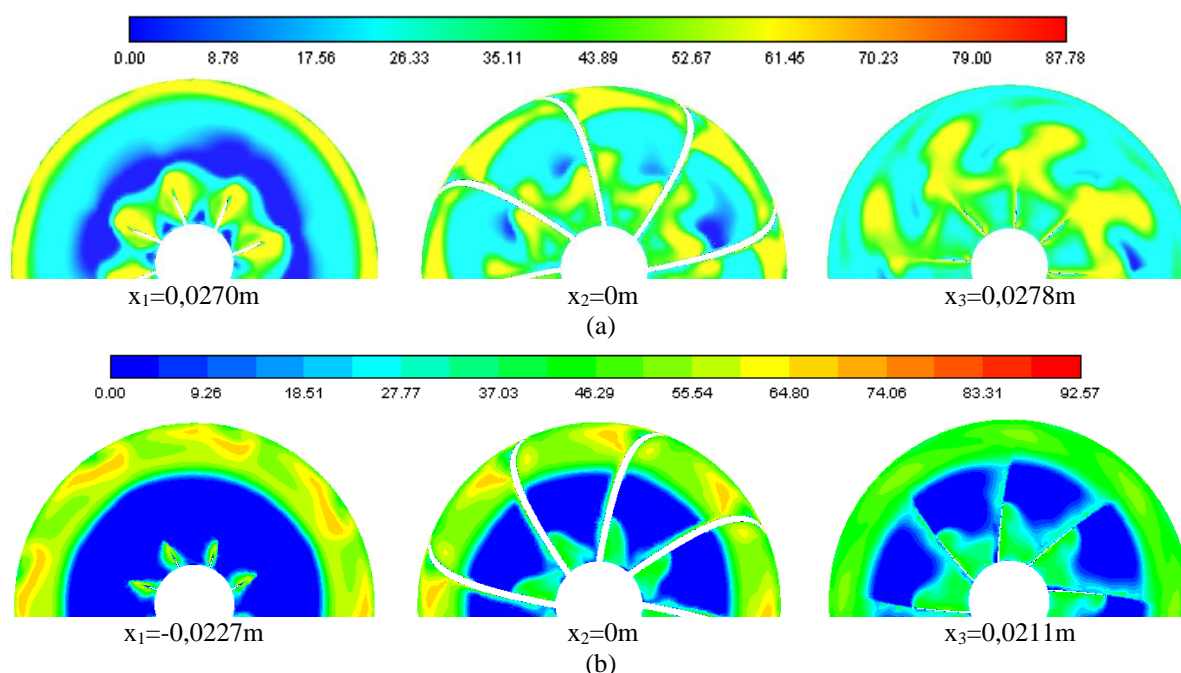


Figura 5.18 – Posições das abscissas para os planos de corte no rotor do ventilador

Nas Figuras 5.19 (a) e (b), para o ponto de operação correspondente à vazão Q_1 ($Q_{V-VL}=0,45\text{m}^3/\text{s}$ e $Q_{V-VF}=0,57\text{m}^3/\text{s}$), pode-se ver que os maiores valores de nível de potência sonora, calculados pelo modelo da fórmula de *Proudman*, estão concentrados na região próxima ao bordo de ataque, na região próxima a ponta das pás e no bordo de fuga nas regiões mais próximas à raiz das pás. Pode-se ver também que, no caso do rotor vórtice livre V-VL, as regiões de maior intensidade das fontes próximas ao cubo são maiores quando comparados com o rotor vórtice forçado V-VF.

Pode-se ainda verificar que as regiões de fontes estão relacionadas com as regiões onde se apresentam valores altos da componente radial da velocidade (Figura 5.20).



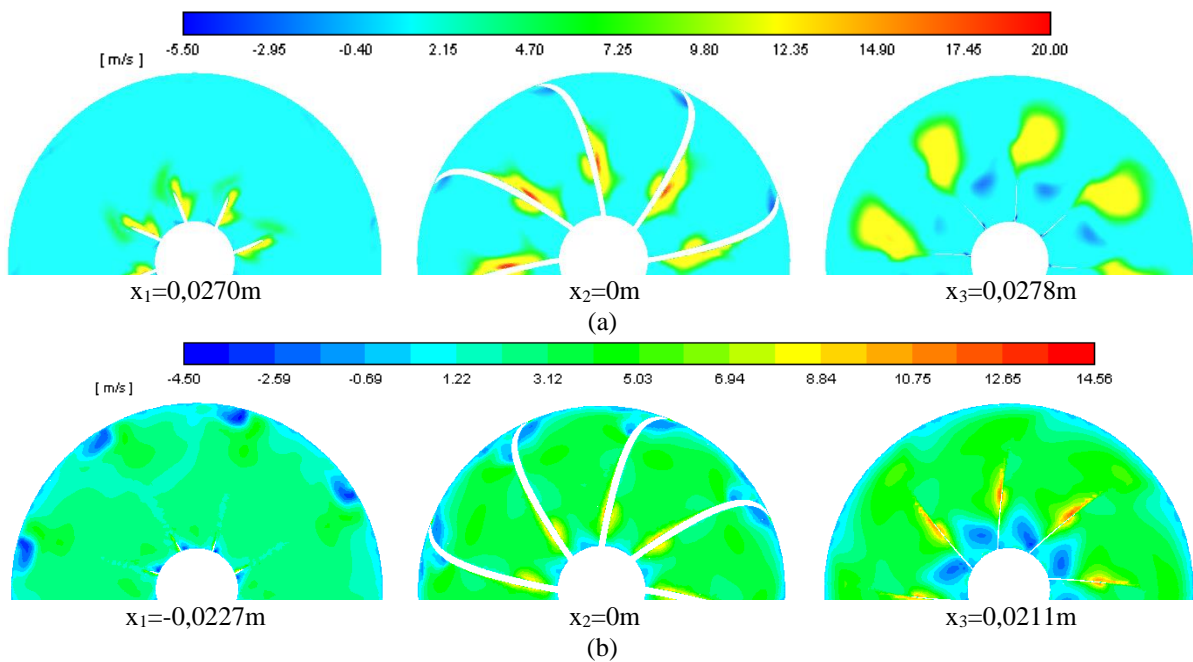


Figura 5.20 – Contornos de velocidade radial, para Q_1 (a) V-VL, $Q=0,45 \text{ m}^3/\text{s}$; (b) V-VF, $Q=0,57 \text{ m}^3/\text{s}$

Nas Figuras 5.21 e 5.22 são apresentados os contornos de nível de potência sonora e contornos da componente radial da velocidade correspondentes as vazões na região de instabilidade de $Q=0,88 \text{ m}^3/\text{s}$ e $Q=0,78 \text{ m}^3/\text{s}$, para os rotores V-VL e V-VF, respectivamente.

Como apresentado na Figura 5.21, os maiores valores de nível de potência sonora, estão concentrados na região próxima à ponta da pá, sendo que para o rotor V-VF, o valor máximo de nível de potência sonora é maior com respeito ao rotor V-VL.

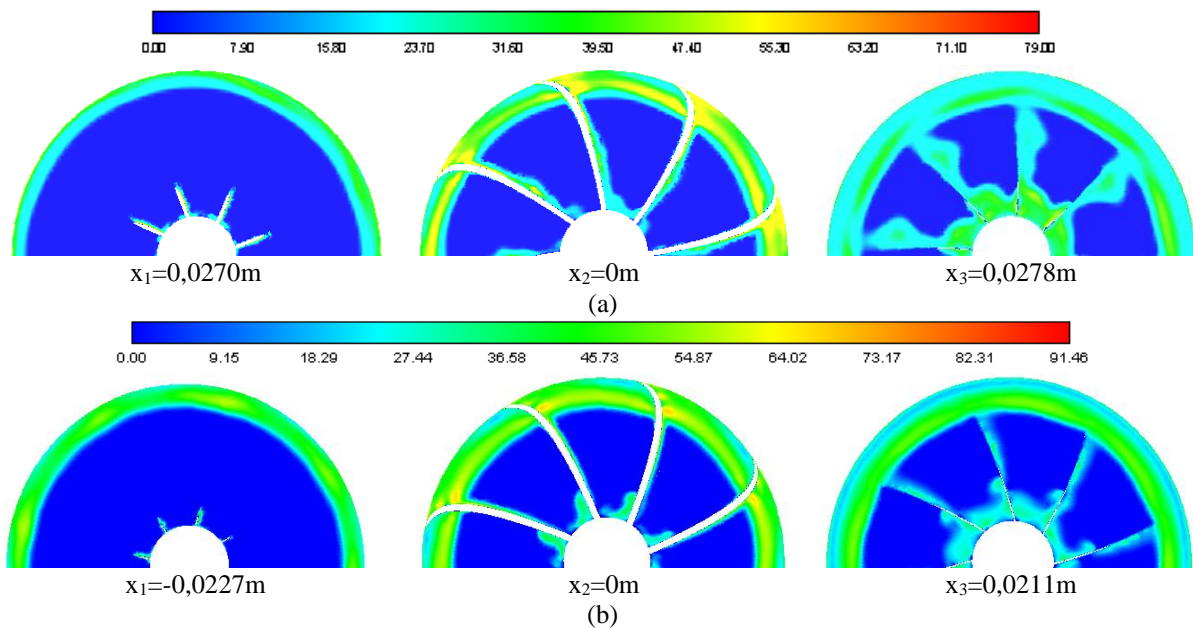


Figura 5.21 – Nível de potência sonora [dB] para Q_2 , (a) V-VL, $Q=0,88 \text{ m}^3/\text{s}$; (b) V-VF, $Q=0,78 \text{ m}^3/\text{s}$ –

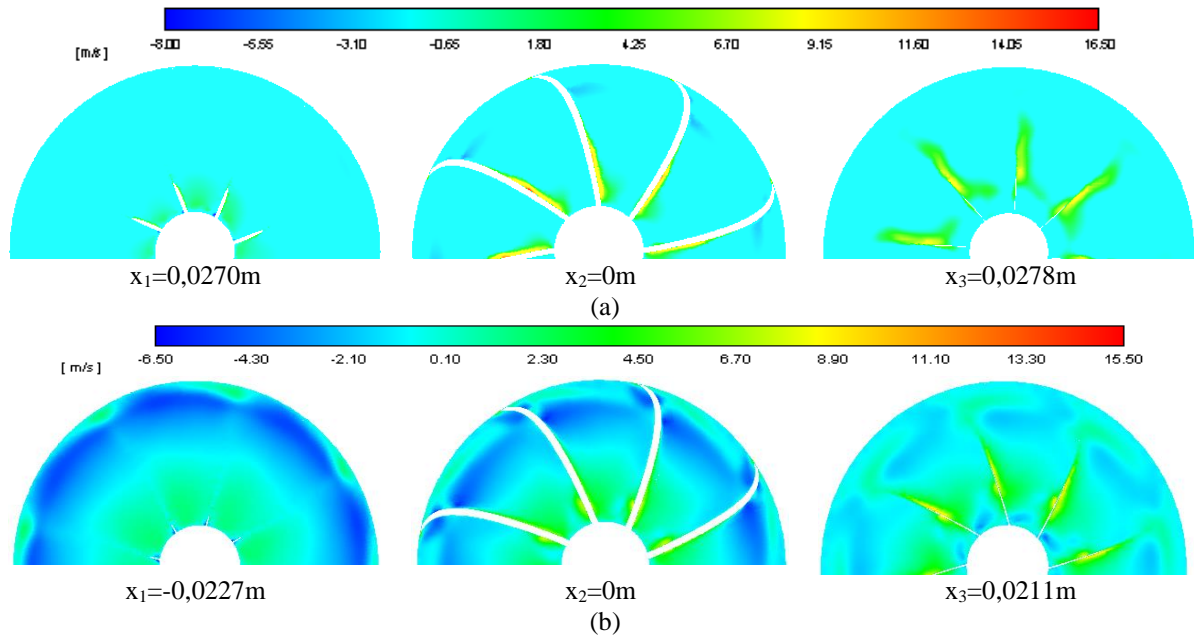


Figura 5.22 – Contornos de velocidade radial para Q_2 , (a) V-VL, $Q=0,88 \text{ m}^3/\text{s}$; (b) V-VF, $Q=0,78 \text{ m}^3/\text{s}$

Para a condição de máximo rendimento, na Figura 5.23 pode-se ver que o rotor V-VF, apresenta valores de nível de potência sonora menores, quando comparado com o rotor V-VL. Os valores de nível de potência sonora para os dois rotores, V-VL e V-VF, diminuem quando comparados com o comportamento para vazões menores. Os valores da componente radial da velocidade (Figura 5.24) nestes casos também é inferior.

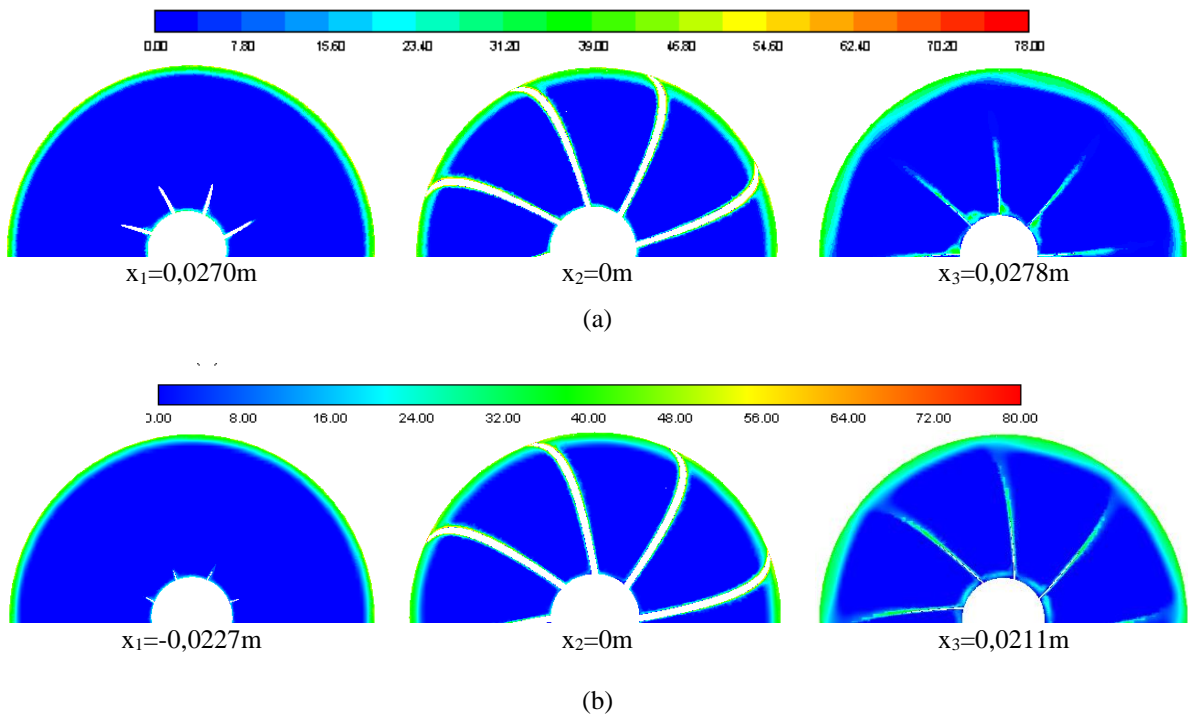


Figura 5.23 – Nível de potência sonora [dB] para Q_2 , (a) V-VL, $Q=1,53 \text{ m}^3/\text{s}$; (b) V-VF, $Q=1,46 \text{ m}^3/\text{s}$ –

Fórmula de Proudman

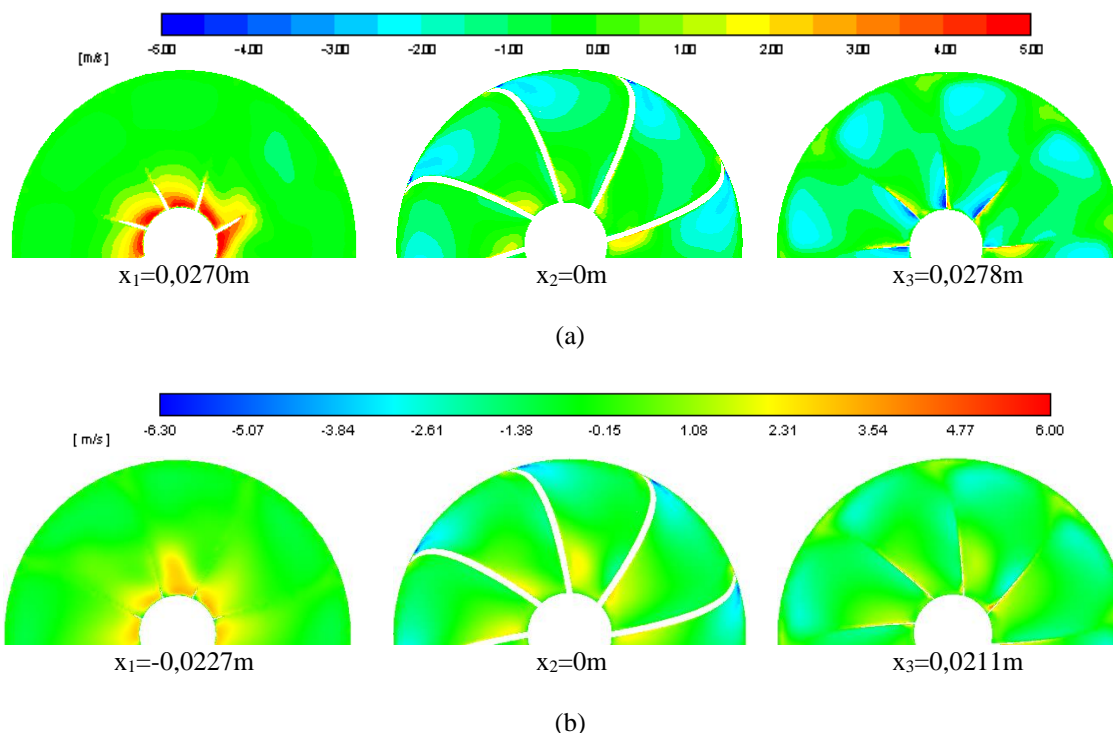


Figura 5.24 – Contornos de velocidade radial para Q_3 , (a) V-VL, $Q=1,53 \text{ m}^3/\text{s}$; (b) V-VF, $Q=1,46 \text{ m}^3/\text{s}$

Para a condição referente as vazões $Q=1,82 \text{ m}^3/\text{s}$ e $Q=1,70 \text{ m}^3/\text{s}$ na região estável de operação do ventilador (Figuras 5.25 e 5.26), tanto os valores de nível de potência sonora quanto os valores da componente radial da velocidade para os dois rotores são menores.

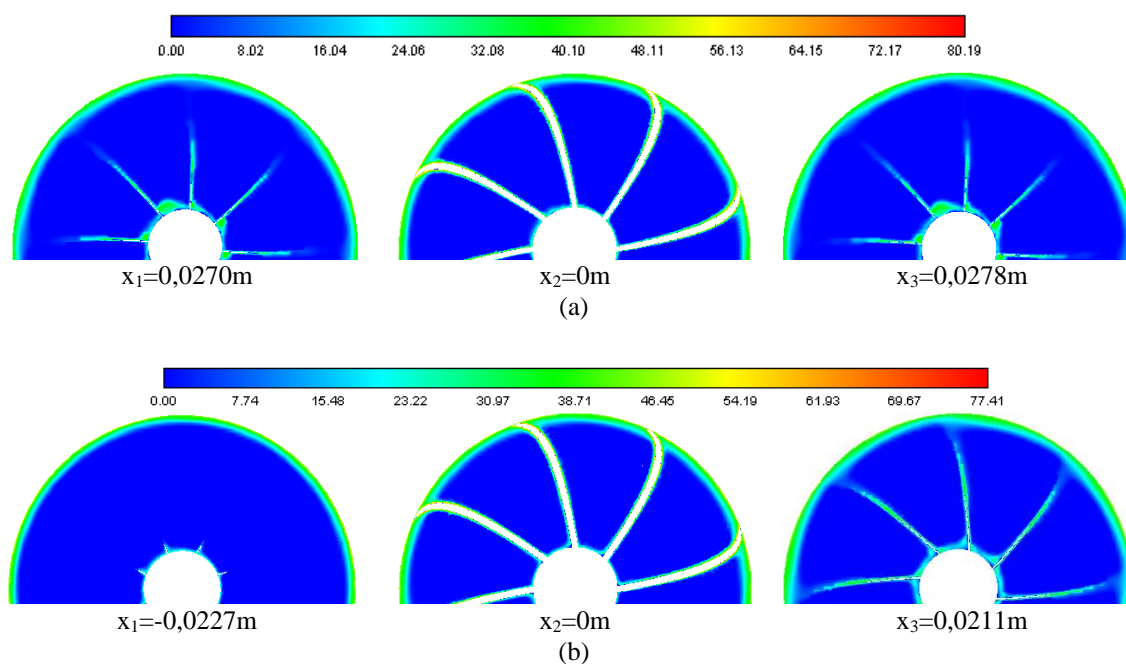


Figura 5.25 – Nível de potência sonora [dB] para Q_4 , (a) V-VL, $Q=1,82 \text{ m}^3/\text{s}$ (b) V-VF, $Q=1,70 \text{ m}^3/\text{s}$ –

Fórmula de Proudman

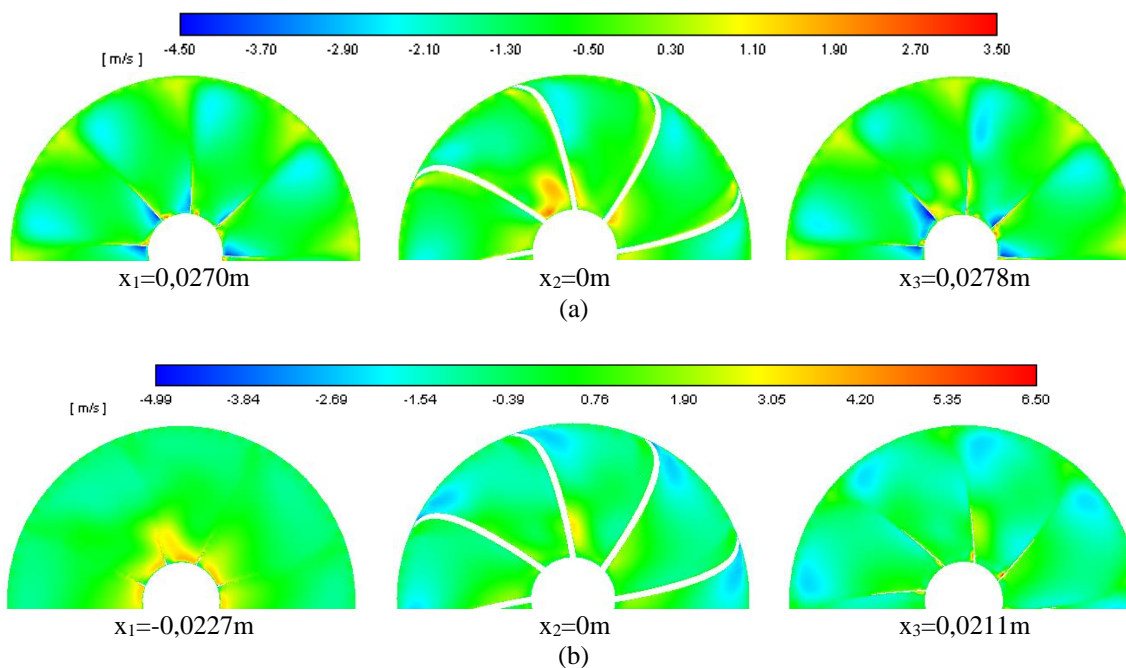


Figura 5.26 – Contornos de velocidade radial para Q_4 , (a) V-VL, $Q=1,82 \text{ m}^3/\text{s}$ (b) V-VF, $Q=1,70 \text{ m}^3/\text{s}$

Para uma análise quantitativa, nas Tabelas 5.3 e 5.4, são apresentados os valores de percentagem das fontes sonoras devido aos efeitos de turbulência correspondentes às faixas de 0-60 dB, 60,1 -70dB, 70,1 – 80dB, 80,1-90dB e superiores a 90 dB.

Tabela 5.3 – Percentagem de Nível de potência sonora obtidos pelo Modelo de Proudman, rotor V-VL

Q	0-60dB	60,1-70 dB	70,1-80 dB	80,1-90 dB	Superiores a 90,1 dB	Valor máx.
m^3/s	%	%	%	%	%	dB
0,45	92,2975	5,9957	1,5877	0,1189	0,0002	94,75
0,88	96,7124	2,5841	0,6100	0,0931	0,0004	96,97
1,53*	98,401	1,562	0,036	0,001	-	85,35
1,82	96,2289	3,5744	0,1960	0,0007	-	82,64

Tabela 5.4 – Percentagem de Nível de potência sonora obtidos pelo Modelo de Proudman, rotor V-VF

Q	0-60dB	60,1-70 dB	70,1-80 dB	80,1-90 dB	Superiores a 90,1 dB	Valor máx.
m^3/s	%	%	%	%	%	dB
0,56	91,9522	5,1941	2,1506	0,6758	0,0273	92,98
0,76	96,1661	2,6606	0,9196	0,2504	0,0033	95,76
1,46*	98,2271	1,7017	0,0687	0,0025	-	87,22
1,66	97,5953	2,3686	0,0354	0,0007	-	87,28

Pode-se ver que para os dois rotores, V-VL e V-VF, a maior percentagem de fontes está na faixa até 60 dB.

Isto concorda com estudos reportados na bibliografia que indicam que no caso dos ventiladores industriais, as fontes de ruído relacionados com os efeitos de turbulência são menores quando comparados com as fontes do tipo dipolo que tem sua origem nas flutuações de pressão nas superfícies das pás.

Por outra parte, o modelo de fontes de ruído da *Camada Limite* (CL) está baseado na integral de *Curle* (Curle, 1955), onde a pressão acústica radiada é derivada em função da pressão superficial flutuante da superfície do corpo rígido, neste caso a pá.

O modelo é utilizado para investigar o ruído gerado pelo escoamento da camada limite turbulenta. Neste é utilizada uma aproximação para determinar a contribuição local por unidade de área superficial da superfície do corpo, na potência total acústica, como pode ser visto na Equação (5.4).

$$W = \int_s I(\vec{y}) dS(\vec{y}) \quad (5.4)$$

Onde:

$$I(\vec{y}) \equiv \frac{A_c(\vec{y})}{12\rho_0\pi\alpha_0^3} \overline{\left[\frac{\partial p}{\partial t}\right]^2} \quad (5.5)$$

Sendo:

$A_c(\vec{y})$, é a correlação de área;

$S(\vec{y})$, é a superfície de integração;

e $I(\vec{y})$, é a intensidade do som por unidade de área de superfície.

O termo $\overline{\left[\frac{\partial p}{\partial t}\right]^2}$ e a correlação de área, $A_c(\vec{y})$, são aproximados em termos de quantidades de turbulência como energia cinética turbulenta, taxa de dissipação e tensão de cisalhamento na parede, como apresentado em Khondge *et al.* (2005) e Arispe *et al.* (2022).

Nas Figuras 5.27 - 5.34 são apresentados os contornos de nível de potência sonora local nas superfícies das pás e os contornos de pressão estática para os dois rotores, V-VL e V-VF considerando os quatro pontos de operação. Na análise foi observado que os maiores valores de potência sonora nas superfícies das pás estão relacionados com as regiões de separação identificadas através dos contornos de pressão estática. Para este tipo de fontes locais, o comportamento aeroacústico de ambos os rotores é similar.

Sendo que os máximos valores de nível de potência sonora estão concentrados na região próxima ao bordo de ataque e na região próxima da ponta da pá.

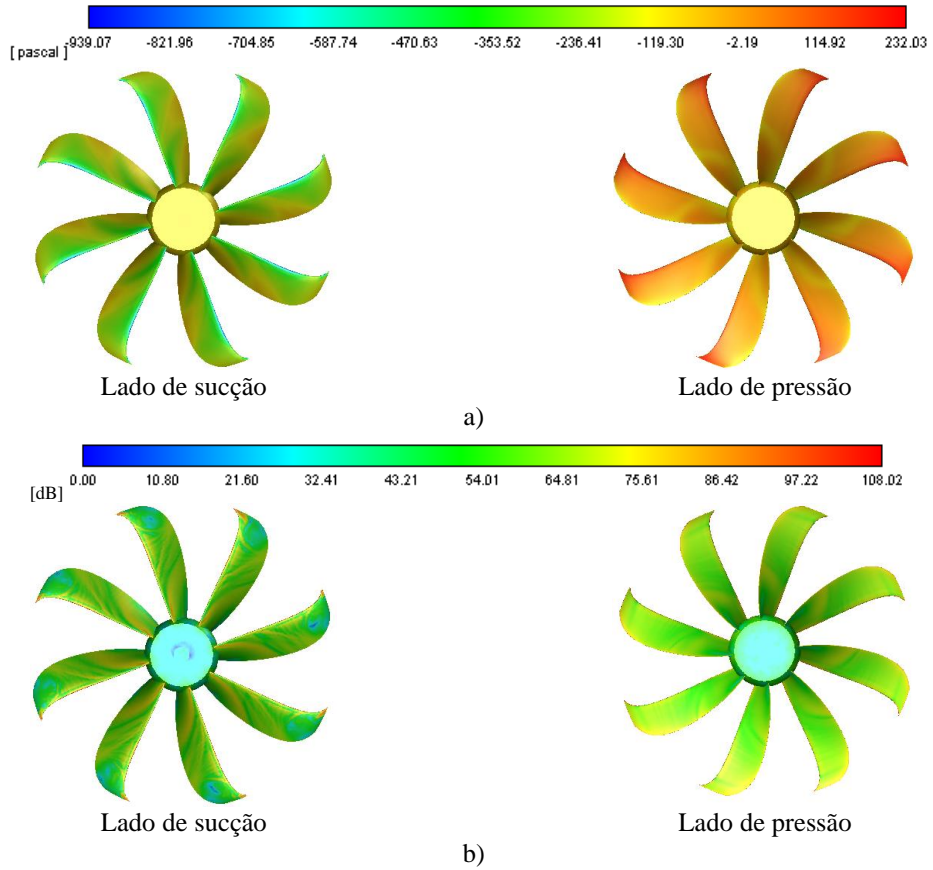


Figura 5.27 – Contornos: (a) pressão estática, (b) Nível de Potência Sonora. Q_I , V-VL

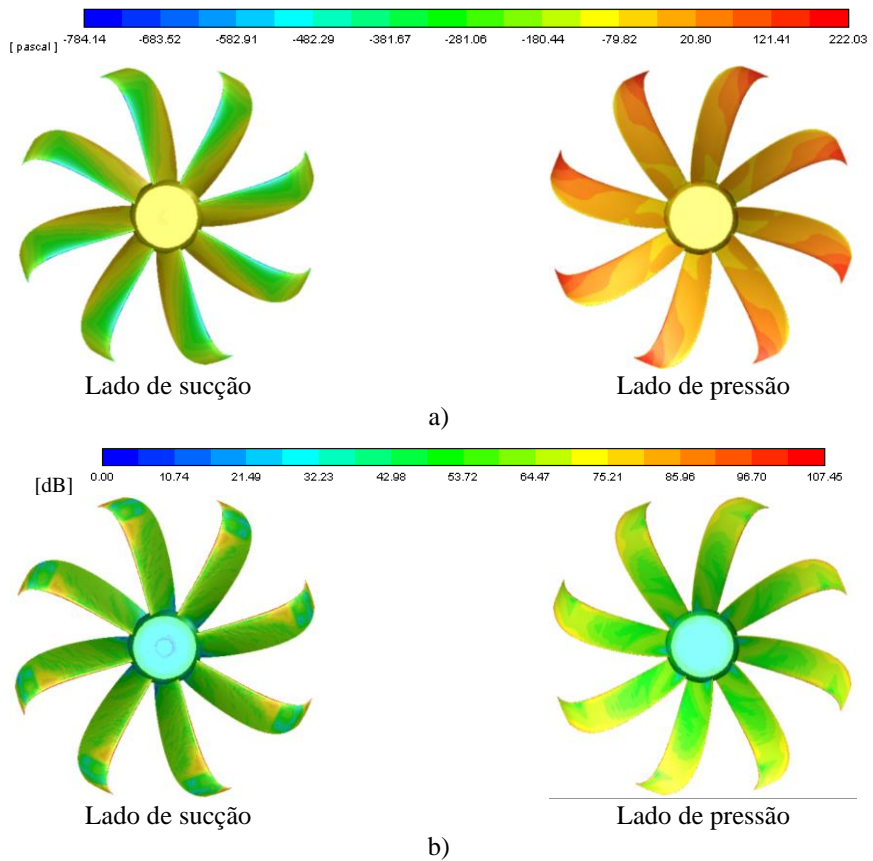


Figura 5.28 – Contornos: (a) pressão estática; (b) Nível de Potência Sonora. Q_I , V-VF

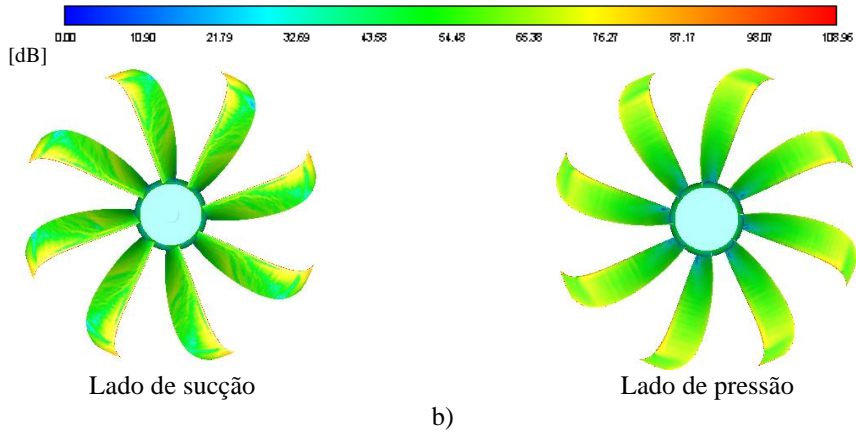
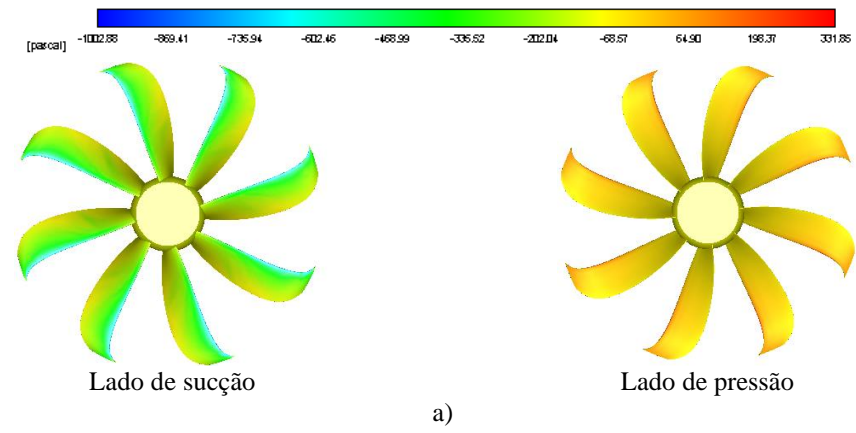


Figura 5.29 – Contornos: (a) pressão estática; (b) Nível de Potência Sonora. Q_2 , V-VL

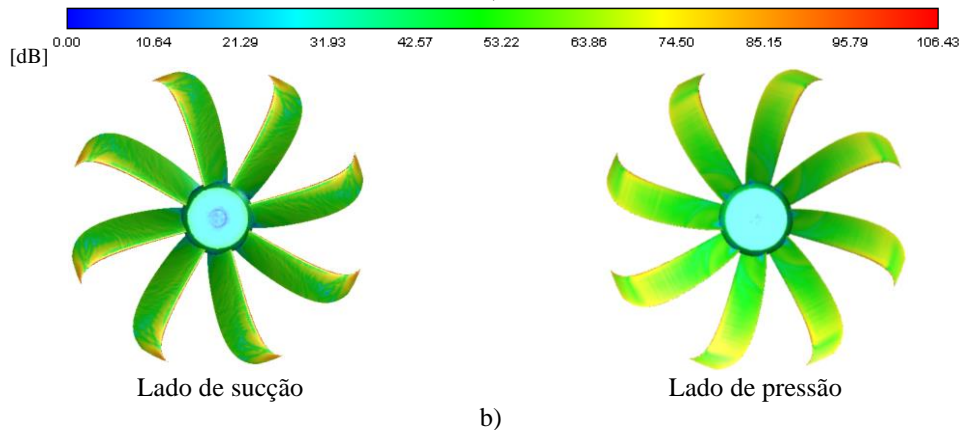
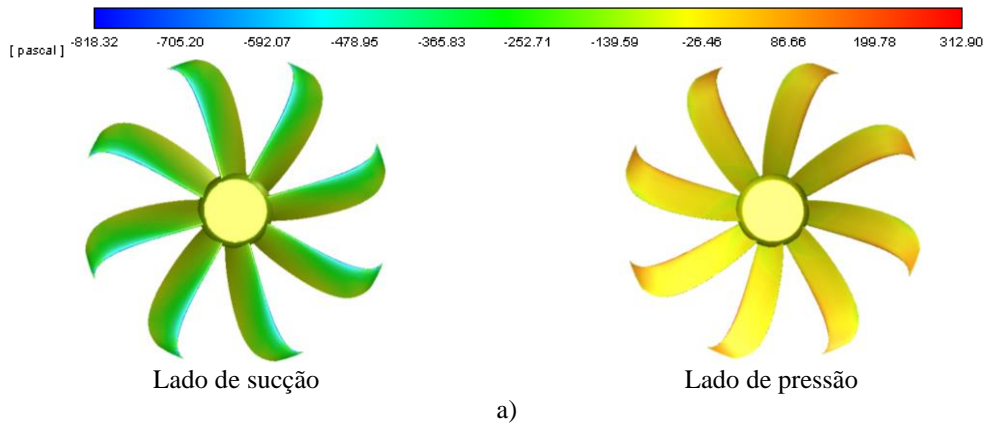


Figura 5.30 – Contornos: (a) pressão estática; (b) Nível de Potência Sonora. Q_2 , V-VF

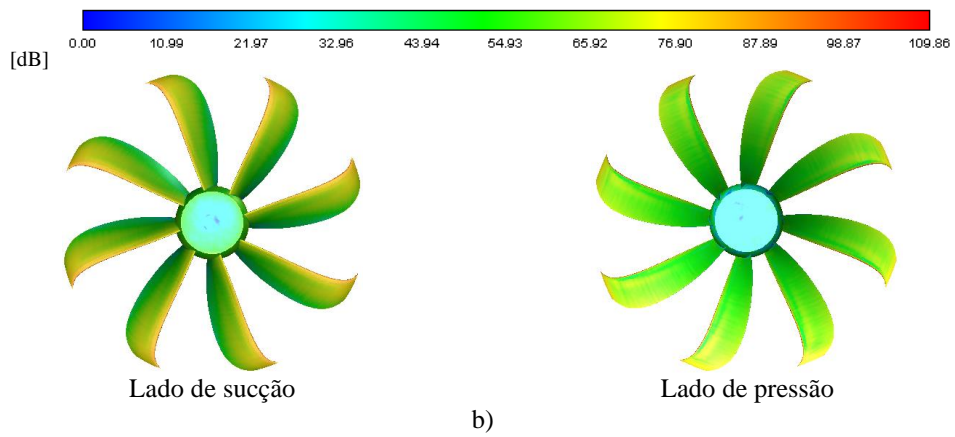
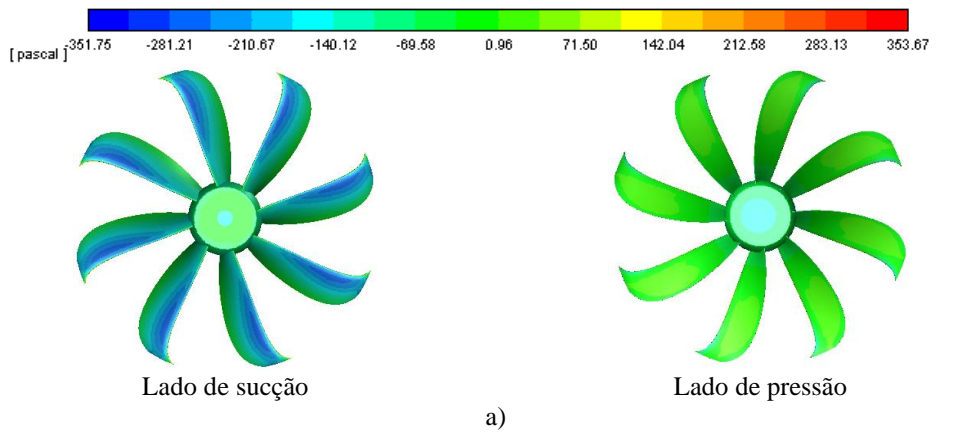


Figura 5.31 – Contornos: (a) pressão estática, (b) Nível de Potência Sonora. Q_3 , V-VL

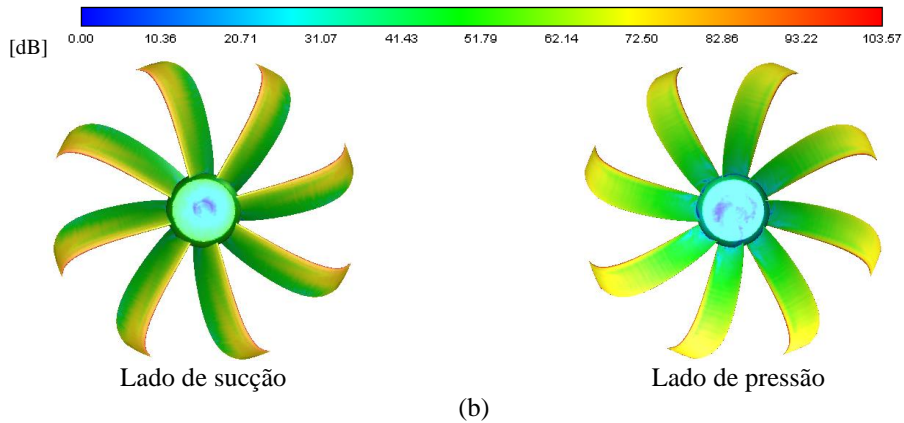
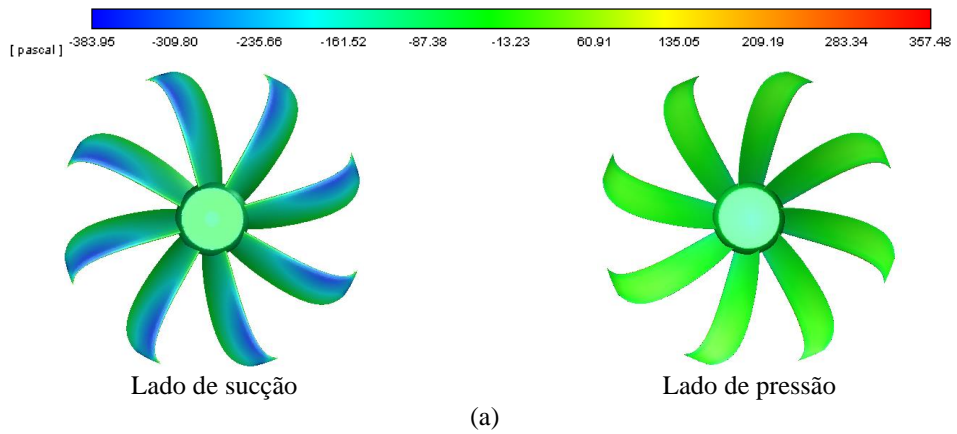


Figura 5.32 – Contornos: (a) pressão estática, (b) Nível de Potência Sonora. Q_3 , V-VF

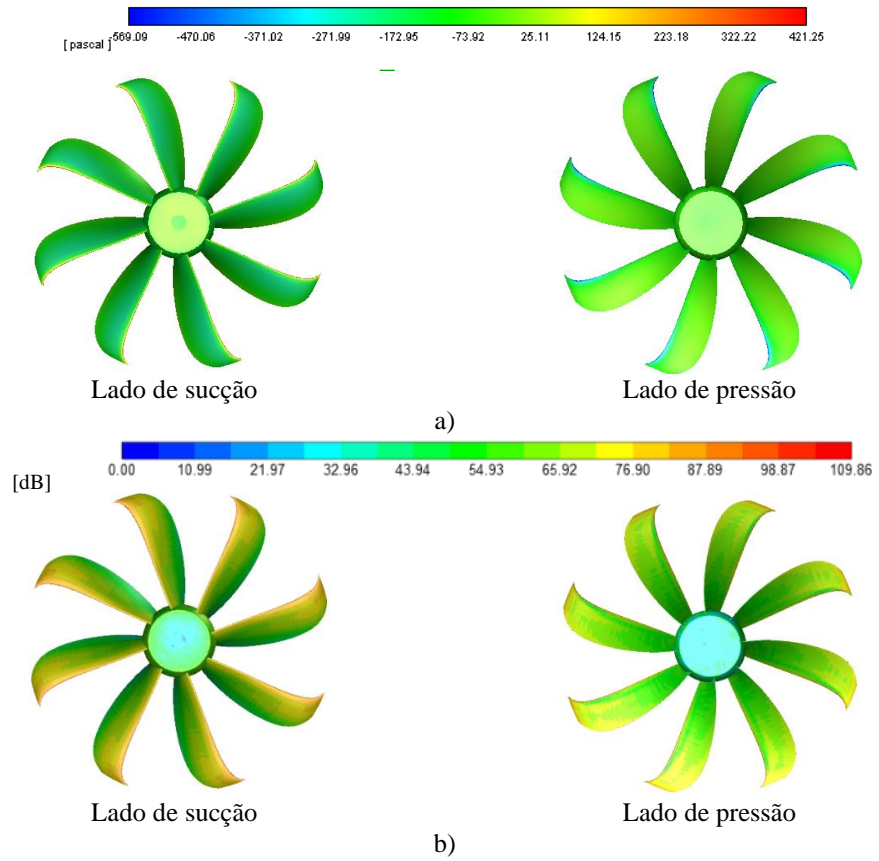


Figura 5.33 – Contornos: (a) pressão estática, (b) Nível de Potência Sonora. Q_4 , V-VL

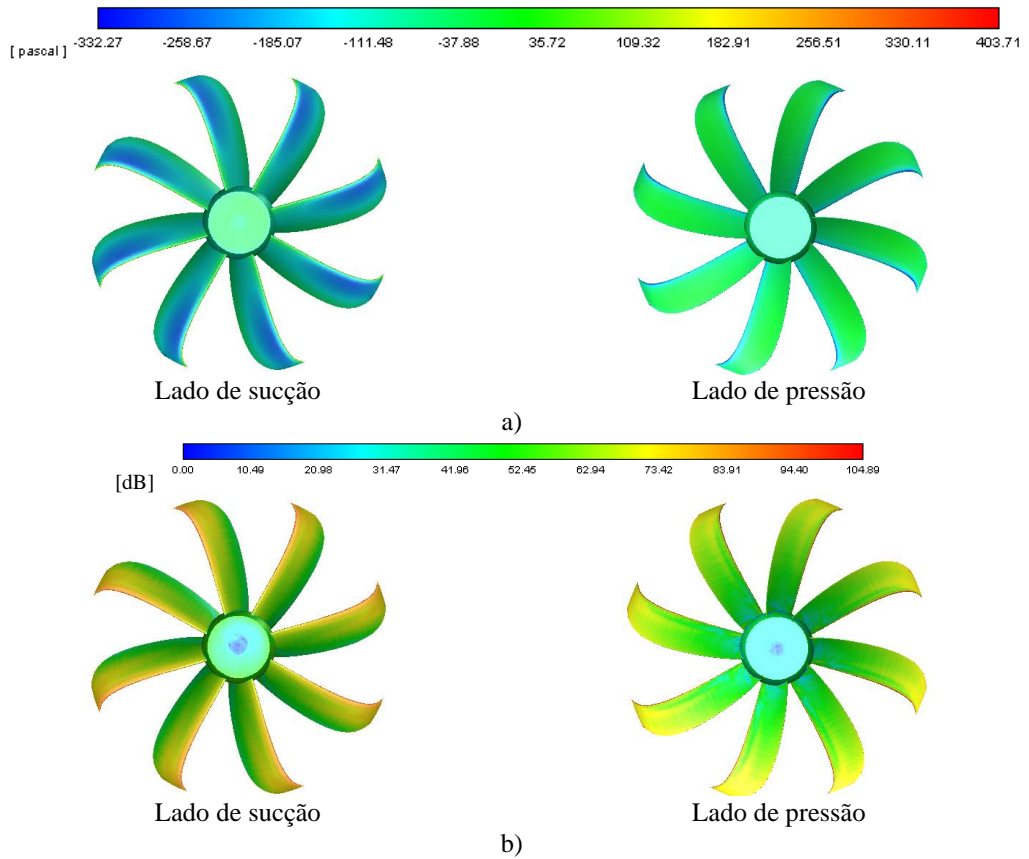


Figura 5.34 – Contornos: (a) pressão estática; (b) Nível de Potência Sonora. Q_4 , V-VF

Nas Tabelas 5.5 e 5.6, é apresentada a percentagem de fontes correspondentes a várias faixas de nível de potência sonora. Pode se ver que a contribuição local das fontes ocasionadas pela separação do escoamento nas superfícies das pás dos rotores, é mais importante na faixa de 60,1 – 70 dB para as vazões Q_1 e Q_2 do V-VL (Tabela 5.5).

Tabela 5.5 – Percentagem de nível de potência sonora (Modelo fontes de ruído da Camada Limite), V-VL

Q	0-60dB	60,1-70 dB	70,1-80 dB	80,1-90 dB	Superiores a 90,1 dB	Valor máx.
m ³ /s	%	%	%	%	%	dB
0,45	26,573	39,043	20,145	8,298	5,940	114,37
0,88	30,791	33,407	19,791	9,962	6,049	115,12
1,53	35,791	17,292	27,019	13,166	6,732	107,030
1,82	29,482	23,206	22,629	17,605	7,078	115,98

Para os pontos de operação similares no caso do rotor V-VF, a percentagem das fontes é menor, 32,8% e 29,7%, respectivamente (Vide tabela 5.6). Nas faixas de 70,1 – 90 dB, a maior percentagem das fontes está associada as vazões Q_3 e Q_4 para os dois rotores. Sendo que o valor global máximo do nível de potência sonora do rotor V-VF é inferior quando comparada ao rotor V-VL.

Tabela 5.6 – Percentagem de nível de potência sonora (Modelo fontes de ruído da Camada Limite), V-VF

Q	0-60dB	60,1-70 dB	70,1-80 dB	80,1-90 dB	Superiores a 90,1 dB	Valor máx.
m ³ /s	%	%	%	%	%	dB
0,56	33,313	32,859	19,663	8,782	5,383	110,02
0,76	37,429	29,704	17,801	9,843	5,223	111,66
1,46	36,013	18,174	25,483	13,809	6,522	107,69
1,66	34,314	19,471	25,488	13,634	7,092	109,84

Com base nos resultados apresentados nas Tabelas 5.5 e 5.6, pode se ver que a contribuição das fontes locais que tem sua origem nas flutuações de pressão sobre as pás e são determinadas com o modelo de fontes baseado na integral de *Curle*, são predominantes nas faixas de nível de potência sonora superiores a 60 dB.

As análises de fontes apresentadas, permitiram identificar as principais regiões onde se origina o ruído aerodinâmico. Na sequência estas análises são complementadas com a análise do nível de pressão sonora em função da frequência.

5.5 Análise do Nível de Pressão Sonora em função da frequência – NPS

Foi realizado o pós-processamento dos sinais de pressão sonora em função da frequência, considerando nove receptores, a partir dos dados das fontes armazenados nos arquivos com extensão *.asd, usando a Transformada Rápida de Fourier (FFT).

Assim, com base nos espectros, foi possível analisar a contribuição das diferentes fontes. Foram analisados os rotores de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção (VST), vórtice livre (VL) e vórtice forçado (VF). As simulações foram realizadas utilizando o modelo de turbulência $k-\omega$ -SST com base na solução URANS no ponto de máximo rendimento. Os espectros de nível de pressão sonora (NPS) foram obtidos considerando os parâmetros apresentados na Tabela 5.6. Para o caso do rotor VST se obteve o valor da Frequência de Passagem da Pá considerando um passo de tempo $\Delta t = 2,0 \times 10^{-5} (s)$. No caso dos rotores V-VL e V-VF, foi necessário um passo de tempo menor, como apresentado na Tabela 5.7, portanto o número de rotações considerados para obter o espectro foi só de 1,5 para esses dois rotores, com a finalidade de evitar um custo computacional alto.

Tabela 5.7 – Características consideradas para o cálculo acústico

Rotor	Q [m ³ /s]	Nro. de rotações p/espectro*	Δt	Nro. de Δt	Tempo p/ o espectro [s]**
VST	1,10	2	$2,0 \times 10^{-5}$	5000	0,1
V-VL	1,53	1,5	$0,5 \times 10^{-5}$	15000	0,075
V-VF	1,46	1,5	$0,5 \times 10^{-5}$	15000	0,075

* Número de rotações para obter o espectro de nível de pressão sonora, depois de obter a solução transiente estatisticamente estável.

** Tempo físico da simulação correspondente ao número de rotações e *timestep*.

Na Tabela 5.8, são apresentados os resultados do nível de pressão sonora (NPS), para os três rotores considerando os nove receptores. Pode-se ver que o NPS do rotor de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção, VST, em todos os receptores apresenta valores superiores quando comparados com os rotores projetados. Com relação à comparação do NPS dos rotores projetados com a condição de vórtice livre (VL) e condição de vórtice forçado (VF), o rotor VF apresenta valores menores para todos os receptores, o que condiz com a análise de fontes realizada anteriormente que mostrou que o nível de potência sonora também foi menor quando comparada com o rotor V-VL.

Tabela 5.8 – Nível de pressão sonora nos receptores - Norma ISO 13347-3

Ventiladores	Receptores (Norma ISO 13347-3)								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
VST	70,38	73,54	76,46	76,43	73,60	70,48	70,42	73,56	76,43
V-VL	67,92	72,60	74,42	74,40	72,30	64,91	67,89	72,59	74,39
V-VF	55,59	66,35	72,02	72,04	66,34	55,46	55,46	66,35	72,01

Na Figura 5.35, apresenta-se o espectro do Nível de Pressão Sonora (NPS) em função da frequência correspondente ao receptor 1 (Rec1), do rotor de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção (VST). No espectro é identificado o nível de pressão sonora correspondente à frequência de passagem da pá, $BPF = 160 \text{ Hz}$ ($BPF = n N_{pa} / 60$).

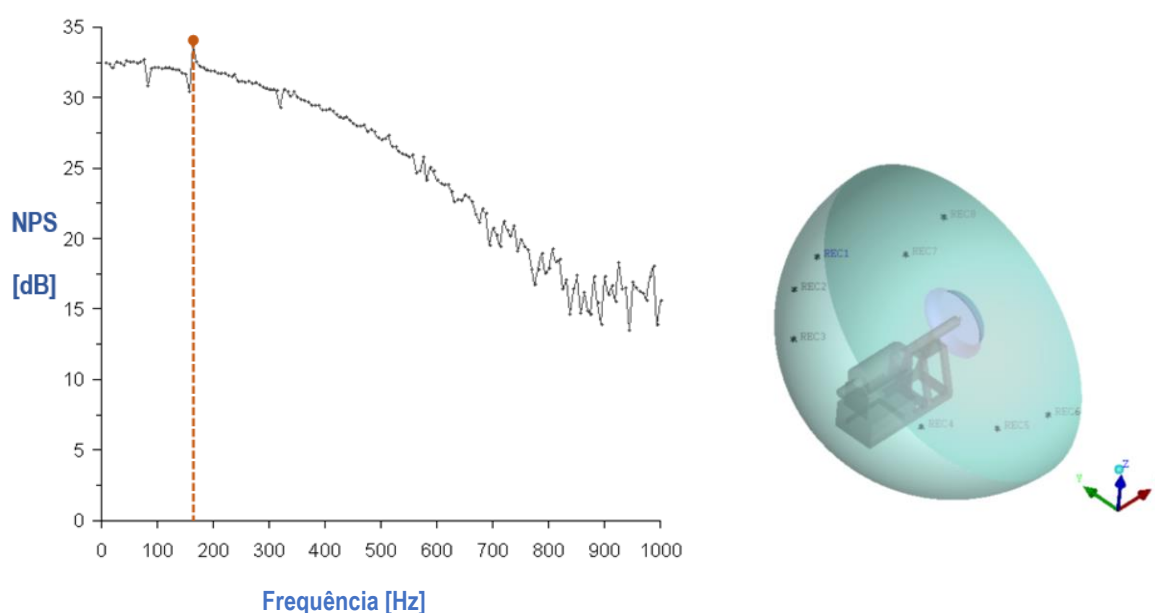


Figura 5.35 – Espectros de NPS do rotor de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção, VST, receptor 1.

Na Figura 5.36 e 5.37 pode se ver os espectros de NPS em função da frequência, correspondente ao receptor 1 dos rotores V-VL e V-VF. Pode-se ver que o comportamento do espectro para frequências próximas de 1 kHz já começa a apresentar componentes randômicos. Conforme a bibliografia o modelo $k-\omega$ SST URANS, permite visualizar a frequência de passagem da pá, porém não prevê com precisão o ruído de banda larga. A previsão de ruído de banda larga requer um método numérico com alta precisão como a Simulação Numérica Direta (DNS) ou a Simulação de Grandes Escalas (Large Eddy Simulation - LES) (Hurault *et al.*, 2010).

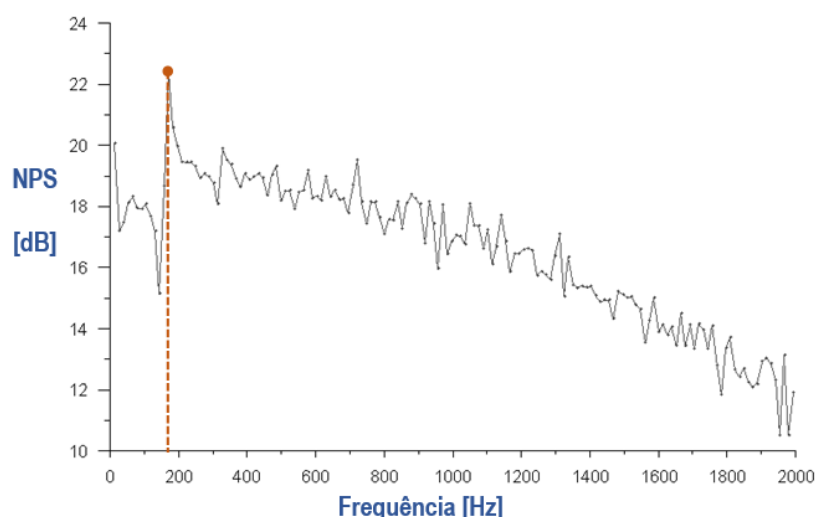


Figura 5.36 – Espectros de NPS do rotor projetado com a condição de vórtice livre, V-VL, receptor 1.

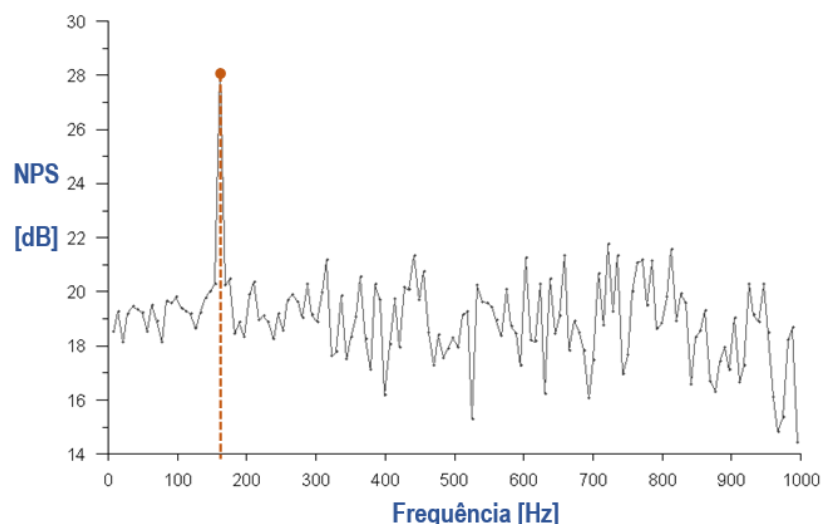


Figura 5.37 – Espectros de NPS do rotor projetado com a condição de vórtice forçado, V-VF, receptor 1.

No Apêndice E, são apresentados os espectros de nível de pressão sonora em função da frequência, para os rotores dos ventiladores de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção (VST), ventilador projetado com a condição de vórtice livre (V-VL) e ventilador projetado com a condição de vórtice forçado (V-VF), correspondentes aos nove receptores.

Nas Figuras 5.38 – 5.40 são apresentadas barras de valores RMS das flutuações de pressão sobre as superfícies das pás em função da frequência central com banda de 1/3 de oitava. Note-se que os valores de RMS das flutuações de pressão na frequência de passagem da pá (160 Hz) para os rotores de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção (VST), vórtice livre (VL) e vórtice forçado (VF) correspondem a 87,14 dB, 84,20 dB e 83,17 dB, respectivamente.

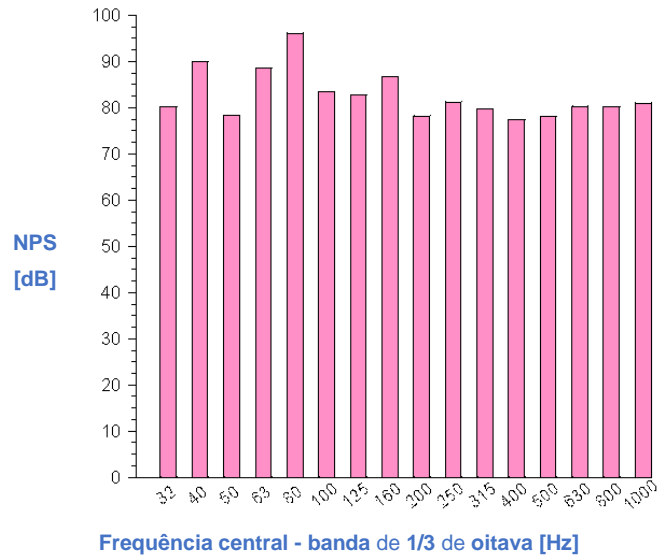


Figura 5.38 – Valores RMS das flutuações de pressão sobre as superfícies das pás - VST

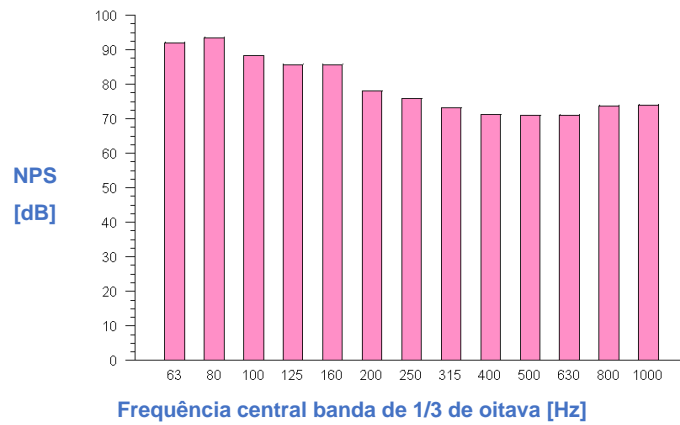


Figura 5.39 – valores RMS das flutuações de pressão sobre as superfícies das pás – V-VL

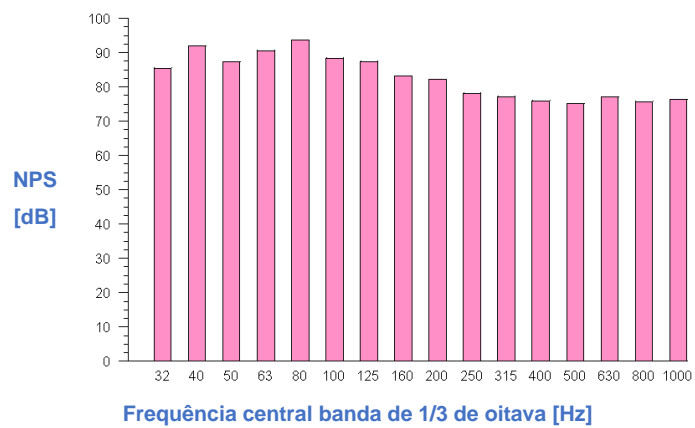


Figura 5.40 – valores RMS das flutuações de pressão sobre as superfícies das pás – V-VF

6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Neste capítulo são apresentadas as principais conclusões a partir dos resultados numéricos e experimentais (no caso de rotor de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção - VST) obtidos neste trabalho. Além disso, são apresentadas sugestões para trabalhos futuros relacionados às análises aeroacústicas de ventiladores axiais.

6.1 Conclusões

- Com base na literatura, foram apresentados alguns aspectos importantes de ventiladores axiais, referentes à aeroacústica e aerodinâmica. Destaca-se a importância de estudos aeroacústicos que permitam a quantificação numérica e identificação de fontes sonoras em ventiladores de fluxo axial, uma vez que este tipo de estudos ainda constitui um desafio devido aos elevados recursos computacionais requeridos associados a novos modelos matemáticos para uma representação ampla de todo o espectro sonoro. Sendo assim, na literatura são reportados estudos que utilizam diversos modelos e abordagens aeroacústicas que permitem quantificar as pequenas e grandes escalas de turbulência, porém com elevadas exigências computacionais. Entretanto, existem abordagens híbridas que integram modelos aeroacústicos simplificados e modelos de turbulência baseados nas médias temporais de Reynolds em regime permanente e representam uma alternativa para reduzir o custo computacional. Estes estudos realizados através de metodologias híbridas, posteriormente são complementados com análises através de simulações em regime transiente.
- Foi desenvolvida uma metodologia para o projeto aeroacústico do rotor de ventilador de fluxo axial, considerando a teoria da asa de sustentação, a condição de equilíbrio radial, a condição de vórtice livre e forçado e técnicas de controle de ruído (*sweep*), onde para a determinação da geometria da pá foi desenvolvido um programa em Fortran® para a obtenção do efeito *sweep* com base em quatro variáveis geométricas. Desta forma foram obtidas diferentes geometrias de ventiladores, e através de uma análise de sensibilidade foi possível determinar os

parâmetros geométricos do *sweep* que permitiram uma melhora no comportamento aerodinâmico e ao mesmo tempo redução das fontes locais de ruído aerodinâmico.

As geometrias com a incorporação do *sweep* foram obtidas com base na variação dos parâmetros da curva que definem a linha central de empilhamento de cada pá, que por sua vez é definida por uma função cúbica que permite o melhor controle do ângulo de *sweep* na ponta da pá.

A análise de sensibilidade foi realizada com base na integração de modelos acústicos de predição de ruído e simulações numéricas em regime permanente.

- Para as simulações numéricas foram utilizadas malhas não estruturadas com elementos prismáticos na parede e núcleo hexaédrico, que permitiram a diminuição do número de elemento e um cuidadoso refino da malha próxima da parede. Foram encontrados valores de $y^+ \sim 1$ nas superfícies das pás. As condições de contorno e domínios computacionais foram analisadas e adotadas conforme recomendações relatadas na literatura.
- Resultados das simulações em regime permanente mostraram que, mediante a incorporação do *sweep*, tanto o rendimento hidráulico, quanto os valores das fontes aeroacústicas melhoraram em comparação com a geometria base do rotor de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção (VST).

É importante destacar que os rotores dos ventiladores axiais projetados apresentam um comportamento aerodinâmico consistente em termos de rendimento hidráulico e pressão total, uma vez que os valores máximos de rendimento estão distantes da região de estol.

Conforme a análise aerodinâmica foi verificado, que o rotor projetado com a condição de vórtice forçado, VF, apresentou um comportamento favorável na região próxima ao cubo, com regiões de menor separação quando comparadas com o rotor de vórtice livre, VL.

Quanto ao comportamento das grandezas aerodinâmicas globais, o rotor projetado com a condição de vórtice livre, VL, apresentou maiores valores de pressão total e potência hidráulica na região estável; no entanto o rotor projetado com a condição de vórtice forçado apresentou valores superiores de rendimento hidráulico.

- A metodologia da simulação foi validada através dos ensaios experimentais para obter as grandezas aerodinâmicas realizados com o rotor de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção (VST). O rotor do ventilador foi ensaiado no Laboratório de Ventiladores (*LabVent*) do IEM/UNIFEI com rotações de 1200 ± 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). Os resultados obtidos numericamente apresentaram boa concordância na região estável de operação do ventilador. Entretanto na região de baixas vazões e a região de instabilidade mostraram uma diferença percentual próxima de 8% e 10%, respectivamente quando comparada com o comportamento obtido experimentalmente.
- Foi realizada uma análise das fontes aeroacústicas em regime permanente utilizando o *Modelo da Fórmula do Proudman* e o *Modelo de Fonte de Ruído da Camada de Limite*. Através destes modelos é possível identificar as fontes locais de forma detalhada e relativamente rápida, o qual permite modificar a geometria para diminuir o ruído aerodinâmico desde a etapa de projeto. Porém esta abordagem limita-se à identificação de fontes aeroacústicas e não provê informação sobre os espectros em função da frequência. Através da análise de fontes foi observado que as maiores intensidades de fontes estão associadas às regiões de separação, as quais também foram identificadas através dos contornos de pressão estática e as linhas de corrente em ambos os rotores (VL e VF).
- Foram obtidos os espectros do nível de pressão sonora (NPS) considerando a norma ISO 13347-3: 2004 para o posicionamento dos receptores para os rotores dos ventiladores de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção, vórtice livre e vórtice forçado, sendo que o NPS dos rotores projetados, vórtice livre e forçado, em todos os receptores apresentaram valores menores quando comparados com a geometria do rotor de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção (VST). Com relação à comparação do nível de pressão sonora (NPS) dos rotores projetados, o rotor V-VF apresentou valores menores para todos os receptores, o que condiz com a análise de fontes realizada, onde mostrou-se que o nível de potência sonora também foi menor comparada com o rotor V-VL.

Através da análise do nível de pressão sonora em função da frequência com a metodologia apresentada, também foi possível identificar o nível de pressão sonora na Frequência de Passagem da Pá (160 Hz) e o segundo harmônico para os três rotores analisados. O valor obtido nas simulações coincide com o valor calculado analiticamente.

6.2 Sugestões para trabalhos futuros

- Realizar ensaios aeroacústicos em laboratórios certificados que permitam validar a metodologia do estudo numérico dentro de padrões de qualidade e confiabilidade. Para tal fim, sugere-se a adaptação do banco de ensaio da UNIFEI para realizar testes acústicos de ventiladores axiais e centrífugos entre outros.
- Estudar o conjunto fluido-estrutura para os rotores VL e VF, com a finalidade de analisar a interação dos fenômenos aerodinâmicos e seu efeito na integridade estrutural dos rotores antes de realizar o ensaio experimental objetivando a escolha do material adequado para a construção do protótipo em escala reduzida. No Apêndice F é apresentada uma análise estrutural estática preliminar considerando diferentes materiais para a construção das pás dos rotores projetados. Nesta análise é evidenciado que a geometria do engate da pá no cubo deve ser otimizada considerando o seu efeito no comportamento aerodinâmico.
- Desenvolver procedimentos de otimização de ventiladores axiais, sendo que a partir de aplicação de um projeto preliminar podem ser implementadas diferentes metodologias para o projeto otimizado de rotores axiais. Os aspectos que podem ser analisados no estudo aeroacústico são diversos. Um deles é a influência da folga de topo no escoamento secundário originado devido à interação entre a ponta da pá e a carcaça. Outro aspecto importante no controle do escoamento secundário que poderia ser estudado é a introdução de diferentes estruturas na ponta da pá, como *winglets* e *endplates*. Além disso, também podem ser estudadas outras variações de *sweep*, destacando a redução de ruído, porém mantendo as condições de operação aerodinâmica do ventilador.

BIBLIOGRAFÍA

Albuquerque, R. B. F. **2006**. 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.

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

Argüelles Díaz K. M. **2004**. Ruido Aerodinámico Tonal Radiado por un Ventilador Axial en Campo Lejano: Mecanismos de Generación y Propagación del Mismo. Tesis Doctoral, Departamento de Física– Universidad de Oviedo, Noviembre 2004.

Arispe T., Ramírez R., Oliveira W., Silva E., and Niño G., **2022**. Free and non-free vortex design for axial fans with circumferential sweep through CFD techniques. Journal of Applied Fluid Mechanics, 15(4), 1017-1034. doi: 10.47176/jafm.15.04.33209

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE HANDBOOK. In: Borges, S. S. **2013**. Análise da geração de ruído em ventiladores de fluxo axial composto por rotores centrífugos de pás radiais. p. 84 – 86.

Augustyn Ockert P.H. **2013**. Experimental and numerical analysis of axial flow fans. Master Thesis, Faculty of Engineering at Stellenbosch University, South Africa, December.

Bamberger K., Carolus T. **2012**. Optimization of axial fans with highly swept blades with respect to losses and noise reduction. Noise Control Engineering Journal 60(6):716-725. DOI: 10.3397/1.3701043

Beckwith, T. G., Marangoni, R. D. and Lienhard V, J. H. **1993**. “Mechanical measurements” - 5th Edition, Addison-Wesley Publishing Company.

Beiler, M. G., and Carolus T.H. **1999**. Computation and measurement of the flow in axial flow fans with skewed blades, ASME J Turbomachinery, Vol. 121, pp. 59-66.

Benedict, R. P. **1977**. “Fundamentals of temperature, pressure, and flow measurements”, John Wiley & Sons, Inc.

Beranek, L. L.; VÉR, I. L. **1992**. Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications. [S.l.]: John Wiley and Sons.

Bistafa, S. R. **2006**. Acústica Aplicada ao Controle de Ruído, 1. ed. São Paulo, SP, Brasil: Edgard Blücher.

Borges, S. S. **2013**. Análise da geração de ruído em ventiladores de fluxo axial composto por rotores centrífugos de pás radiais. Dissertação (mestrado) – Universidade do Estado Santa Catarina, Centro de Ciências Tecnológicas, Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Mecânica, Joinville.

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

Carolus T., Beiler M. **1997**. Skewed blades in low pressure fans: a survey of noise reduction mechanisms. AIAA-97-1591, doi: 10.2514/6.1997-1591.

Colonius, T.; Lele, S. K. **2004**. Computational aeroacoustics: progress on nonlinear problems of sound generation. Progress in Aerospace Sciences, v. 40, p. 345–416.

Cordier O., **1955**. “Ähnlichkeitsbetrachtung bei Strömungsmaschinen”, VDI-Zeitschrift, Band 97, Nr. 34, S. 1233-1234.

Corsini A., Rispoli F. **2004**. Using sweep to extend the stall-free operational range in axial fan rotors. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy 2004 218: 129. DOI: 10.1243/095765004323049869

Cory, W. **2005**. Fans & Ventilation: A Practical Guide, First edition. England: Elsevier.

Cox-Stouffer, S. K. **1997**. Numerical Simulation of Injection and Mixing in Supersonic Flow. [s.l.] Virginia Polytechnic Institute and State University.

Curle N., **1955**. The Influence of Solid Boundaries upon Aerodynamic Sound,” Proceedings of the Royal Society of London Series A, 231, 505-514.

Dietzel F., **1980**. “Turbinen, Pumpen und Verdichter”, Vogel-Buchverlag, 342 S.

Dozolme A., Metwally H., Marchal T. **2006**. "Electronics Cooling Fan Noise Prediction". Therminic 2006, Nice, France. TIMA Editions, pp.75-79.

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

Ferreira, P. C. G., **2013**. Análise teórica e experimental das características de desempenho aerodinâmico de ventiladores centrífugos com pás auxiliares. Dissertação de mestrado. Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Flabes Neto, P. B. **2018**. Investigação matemática e numérica dos mecanismos de geração de ruído em escoamentos cisalhantes livres. 187 f. Tese (Tese em Engenharias) - Universidade Federal de Uberlândia.

Ffowcs Williams J. and Hawkings D., **1969**. "Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion," Proceedings of Royal Society, vol. 264, no. 1151, pp. 321-342.

Fukano, T.; Takamatsu, Y.; Kodama, Y. **1986**. The effects of tip clearance on the noise of low pressure axial and mixed flow fans. Journal of Sound and Vibration, 105, pp. 291-308.

Khondge, A. D, Sovani S., Kim S., Guzy S. and Farag A. **2005**. On predicting aeroacoustic performance of ducts with Broadband Noise Source Models. SAE Paper, 2005-01-249.

Kline, S. J. **1985**. The purposes of uncertainty analysis. ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 107, pp. 153-160.

Guédel A., Robitu M., Descharmes N., Amor D., Guillard J. **2011**. Prediction of the blade trailing-edge noise of an axial flow fan, ASME Turbo Expo 2011, paper GT2011-45256, Vancouver.

Gümmer, V., Wenger, U., and Kau, H.-P. **2001**. Using sweep and dihedral to control three-dimensional flow in transonic stators of axial compressors. ASME J. Turbomach. 123, 40-48.

Gutin, L. **1948**. On the sound field of a rotating propeller, NACA TM1195, (Traduction de "Über das Schallfeld einer rotierenden Luftschraube", Physikalische Zeitschrift der Sowjetunion, Band 9, Heft 1, 1936). pp. 57-71.

Herold G., Zenger F. and Sarradj E. **2017**. Influence of blade skew on axial fan component noise. *International Journal of Aeroacoustics* 2017, Vol. 16(4–5) 418–430. DOI: 10.1177/1475472X17718740

Horváth C. and Vad. J. **2009**. “Broadband noise source model acoustical investigation on unskewed and skewed axial flow fan rotor cascades”; Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF’09). The 14th International Conference on Fluid Flow Technologies. Budapest, Hungary, September 9-12.

Huang, L. and Wang, J., **2005**, “Acoustic Analysis of a Computer Cooling FAN”, *J. Acoustic. Soc. Am.*, Vol. 118, pp. 2190-2200.

Hurault J., Kouidri S., Bakir F., Rey R. **2010**. Experimental and numerical study of the sweep effect on three-dimensional flow downstream of axial flow fans. *Journal Flow Measurement and Instrumentation* 21 (2010) 155_165

International Organization for Standardization. ISO 5168. **1978**. Measurement of fluid flow - Estimation of uncertainty of a flow-rate measurement. First Edition - 1978-07-15, Ref. No. ISO 5168-1978 (E).

International Organization for Standardization. ISO 13347-3. **2004**. Industrial fans – Determination of sound power levels under standardized laboratory conditions. Part 3: Enveloping surface methods. 22p.

Krömer F., Becker S. **2018**. Experimental investigation of the off-design sound emission of low-pressure axial fans with different fan blade skew. *Conference Proceedings of Euronoise 2018*.

Krömer F., Czwielong F. and Becker S. **2019**. “Experimental investigation of the sound emission of skewed axial fans with leading-edge serrations,” 25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, AIAA 2019-2735, May 2019. doi.org/10.2514/6.2019-2735

Kwedikha, A. R. **2009**. Aerodynamic effects of blade sweep and skew applied to rotors of axial flow turbomachinery. Ph.D. Thesis. Budapest University of Technology and Economics Faculty of Mechanical Engineering Department of Fluid Mechanics. Budapest, 2009

Lacerda, J. F. **2016**. Aeroacústica computacional através de simulação numérica direta de escoamentos livres cisalhantes compressíveis. 138 f. Tese (Doutorado em Ciências – Ciências de Computação e Matemática Computacional) – Instituto de Ciências Matemáticas e de Computação (ICMC/USP), São Carlos – SP.

Lighthill M. J. **1952**. "On Sound Generated Aerodynamically: I. General Theory," Proceedings of the Royal Society, vol. 211, pp. 564-587.

Lighthill, M. J. **1954**. On Sound Generated Aerodynamically II. Turbulence as a Source of Sound. Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences, v. 222-1148, p. 1.32.

Maciel, Saulo Ferreira. **2013**. Desenvolvimento de ferramenta computacional de alta ordem para a solução de problemas de propagação acústica / S.F. Maciel. -- versão corr. -- São Paulo. 90 p. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

Magne S., Sanjosé M., Moreau S, Berry A. **2012**. Aeroacoustic Prediction of the Tonal Noise Radiated by a Ring Fan in Uniform Inlet Flow. 18th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (33rd AIAA Aeroacoustics Conference) 04 - 06 June, Colorado Springs.

Masi M., Castegnaro S., Lazzaretto A. **2016**. Special Forward sweep to improve the efficiency of rotor-only tube-axial fans with controlled vortex design Blades. Issue Article. Proc IMechE Part A: J Power and Energy 0(0) IMechE 2016. DOI: 10.1177/0957650915625520.

Masi M., Lazzaretto A. **2017**. Preliminary investigation on the effect of the modification of the sweep angle at the blade tip of forward swept axial fans. Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2017. June 26-30, 2017, Charlotte, NC, USA

Masi M., Lazzaretto A., Castegnaro S. **2018**. Effectiveness of Blade Forward Sweep In A Small Industrial Tube-Axial Fan. Conference paper fan 2018. Darmstadt (Germany), 18 - 20 April.

Menter F. Kuntz M., Langtry R. **2003**. Experience with the SST Turbulence Model. Turbulence, Heat and Mass Transfer 4. Begell House Inc.

Mohammed, K.P. and Prithvi Raj, D. **1977**. Investigations on axial flow fan impellers with forward swept blades. *J. Fluids Engng*, 1977, 543–547.

Mota, Pedro Henrique Augusto. **2018**. Estudo Aeroacústico Numérico e Experimental de Ventilador Axial. 126 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Itajubá.

Muiyser J., Spuy J., Bekker A. **2018**. Comparison of Sound Quality Metrics for Axial Flow Fans With Straight and Forward Swept Blades. FAN 2018 Darmstadt (Germany), 18 – 20 April.

Munzel, T. Gori T, Babisch W, Basner M. **2014**. Cardiovascular effects of environmental noise exposure. *European Heart Journal*, [s.l.], v. 35, n. 13, p.829-836. Oxford University Press (OUP). <http://dx.doi.org/10.1093/eurheartj/ehu030>.

NBR 10.151, da ABNT, em sua revisão de **2019**

Nau, S. **2000**. Desenvolvimento de Um Método de Cálculo Para Determinação do Ruído Acústico de Origem Magnética Gerado por Motores de Indução Trifásicos. Florianópolis, 115 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica – Universidade Federal de Santa Catarina.

Neise, W., **1992**, Review of fan noise generation mechanisms and control methods, Fan Noise Symposium, CETIM, France, 45-56.

Neise W., Michel U. **1994**. Aerodynamic Noise of Turbomachines. DLR Internal Report 22314-94/B5.

Ohtsuta, K.; Akishita, S. **1990**. Noise reduction of shortly ducted fans by using forward swept and inclined blades. AIAA-Paper 90-3986.

Oliveira, W. **2001**. Análise do escoamento em turbomáquinas radiais. Tese de Doutorado, Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA, Documento N.: CTA/ITAIEM/TD-007/2001, São José dos Campos – SP.

Oliveira, A. A. C., **2014**. Methodology for Aerodynamic Design of Axial Flow Rotor and Blade Optimization Based on the Effects of Sweep and Dihedral, Itajubá, 122p. Dissertation - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Oliveira, W., **2019**. Programa Vórtice Livre e vórtice forçado. Programa sem registro.

Orselli, R. M. **2012**. Investigação Numérica de escoamento e Ruído Gerado em Corpos Rombudos Prismáticos. 221 f. Tese (Doutorado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo.

Proudman, I., **1952**. The generation of noise by isotropic turbulence. Proceedings of the Royal Society of London Series A, 214119, 132.

Reese, H. and Carolus, T.H. **2008**. Axial fan noise: towards sound prediction based on numerical unsteady flow data - a case study. Acoustics'08 Paris 2008, 123(5): pp. 4069–4074, doi:10.1121/1.2934518.

Santos, Roberto M. Moura. **1995**. “Ruído de hélices: Mecanismos de geração e modelagem dos tons discretos”, Tese de Mestrado, Universidade Federal do Rio de Janeiro-COPPE.

Sarkar, S. and M. Hussaini. **1993**. Computation of the Sound Generated by Isotropic Turbulence, NASA Contract Report No. 93-74, NASA Langley Research Center, Hampton VA 24681.

Sarmiento, A. L. E. **2013**. “Desenvolvimento de uma metodologia para o projeto aerodinâmico de rotores axiais reversíveis de ventiladores de jato de túneis rodoviários”. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá. Itajubá.

Seo S-J, Choi S-M, Kim K-Y *. **2008**. Design optimization of a low-speed fan blade with sweep and lean. Proc. IMechE Vol. 222 Part A: J. Power and Energy. DOI: 10.1243/09576509JPE410.

Sigel, T., **1985**. Drehtonverhalten von Axialventilatoren. Doctoral dissertation, Technische Universität Karlsruhe, Germany.

Silva, H. P. **2011**. Fundamentos de Acústica. Jaraguá do Sul: WEG Equipamentos Elétricos S.A. Apostila de treinamento interno. 16 p.

Sousa F. M. **2017** Predição do ruído aerodinâmico da pá de um típico aerogerador de grande porte. Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Programa de Pós- Graduação em Engenharia Mecânica, Fortaleza.

Suzuki, S., Vgai, Y. & Komatsu, K., **1985**. A study on noise reduction of axial flow fans. In Proceedings Inter-noise)85 (Munich, Germany), pp. 371-374.

Tam, C. K. **2004**. Computational aeroacoustics: An overview of computational challenges and applications. *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, v. 18, n. 2, p. 547–567.

Tu, J., Yeoh, G. H., & Liu, C. **2008**. *Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach*. Oxford: Elsevier.

Vad J., Kwedikha A. R., Jaberg H. **2006**. Effects of blade sweep on the performance characteristics of axial flow turbomachinery rotors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 2006 220: 737. DOI: 10.1243/09576509JPE249

Vad, János. **2011**. Doctoral Thesis Hungarian Academy of Sciences. Blade Sweep Applied To Axial Flow Fan Rotors of Controlled Vortex Design. Budapest.

Vad, J. **2012**. Incorporation of forward blade sweep in preliminary controlled vortex design of axial flow rotors. *Proc. IMechE Vol. 226 Part A: J. Power and Energy*. DOI: 10.1177/0957650912443445.

Vad J., Halász G., Benedek, T. **2015**. Efficiency gain of low-speed axial Flow rotors due to forward sweep. *Proc IMechE Part A: J Power and Energy*, Vol. 229(1) 16–23. DOI: 10.1177/0957650914552817

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

Wadia, A. R., Szucs, P. N., Crall, D. W., **1997**, “Inner working of aerodynamic sweep”. ASME paper 97-GT-401.

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

Wright T., Simmons W. E. **1990**. Blade Sweep for Low-Speed Axial Fans. *Journal of Turbomachinery*. Vol. 112. ASME Proceedings digital collection.

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

Yang Li. **2016**. Investigation of blade tip of axial rotor with part-span forward skew. Proceedings of the 2015 International Conference (MME2015- Mechanics and Mechanical Engineering) pp. 414-420 (2016). https://doi.org/10.1142/9789813145603_0050

Yamaguchi, N., Tominaga, T., Hattori, S. and Mitsuhashi, T. **1991**. Secondary-loss reduction by forward-skewing of axial compressor rotor blading. In Proceedings of Yokohama International Gas Turbine Congress, 1991, II.61–II.68.

Younsi M., Lavedrine J. **2015**. Unsteady Flow and Acoustic Behaviour of an Axial Fan: Numerical and Experimental Investigations. Proceedings of 11th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC11, March 23-27, Madrid, Spain.

Zenger F., Becker S. **2016**. Fluid Mechanical and Acoustic Characterization of Low-Pressure Axial Fans with different Blade Skew. 18th International Symposium on the Application of Laser and Imaging Techniques to Fluid Mechanic. Portugal. July 4 – 7.

Apêndice A – Variações geométricas do *sweep*

Os ventiladores de pás com *sweep* foram projetados considerando as condições operacionais do ventilador de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção (VST) para uma rotação de 1800 rpm. As geometrias foram obtidas através das variações na corda, da espessura da pá, relação de cubo e funções cúbicas que definem a linha de empilhamento.

As cúbicas estão em função do ângulo do *sweep*, γ , e os ângulos das curvas tangentes à curva cúbica que define o *sweep* nos pontos do diâmetro interno e diâmetro externo, δ_i , δ_e , respectivamente. Estes parâmetros são apresentados na Tabela A.1. Sendo assim, foram consideradas três funções cúbicas (Figura A.1) para gerar o *sweep* de acordo com a Eq. (A.1).

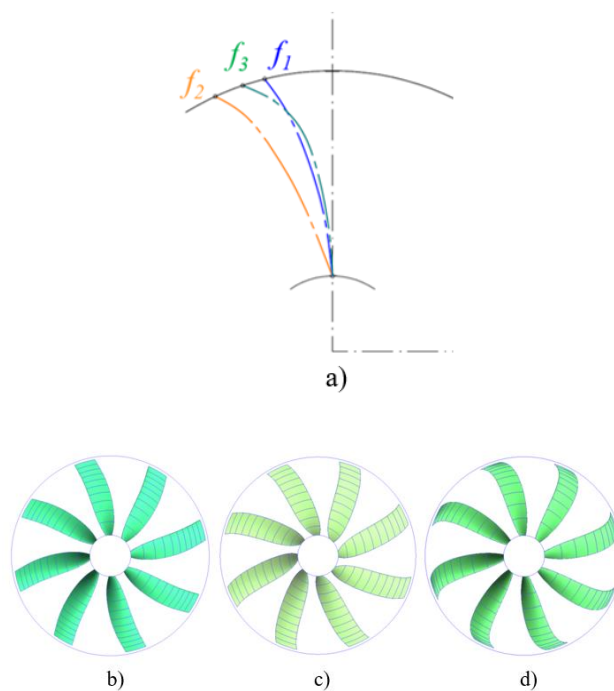


Figura A.1 – (a) Funções cúbicas que definem o *sweep*; (b), (c), (d) Rotores com as funções cúbicas f_1 , f_2 e f_3 , respectivamente.

$$f(x) = y = ax^3 + bx^2 + cx + d \quad (\text{A.1})$$

$$\text{Com: } a, b, c, d = f(\lambda, \delta_i, \delta_e, d_i/d_e)$$

Primeiro foi avaliada a influência das variações do ângulo do *sweep* (γ), uma vez que foi obtida a configuração que permite um valor de rendimento hidráulico alto e baixos valores de nível de potência sonora, foram avaliadas as distribuições da corda e espessura da pá.

Na Tabela A.1, são apresentadas as características geométricas das nove geometrias dos ventiladores com *sweep* e o valor do máximo rendimento obtido através das simulações numéricas. A análise foi realizada considerando o projeto com a condição de vórtice livre (VL).

Tabela A.1 – Análise de sensibilidade dos parâmetros do *sweep* circunferencial

Rotor	$f(x)$	γ	δ_i	δ_e	ν	l_{Tip}	e_{Root}	e_{Tip}	η	
	-	o	o	o	-	mm	mm	mm	%	Pa
V-1	f_1	15	100	120	0,21	55,3	8,1	6,3	73,85	103,81
V-2	f_2	25	115	135	0,21	55,3	8,1	6,3	79,85	105,59
V-3	f_3	20	100	150	0,21	55,3	8,1	6,3	84,70	130,12
V-4	f_3	20	100	150	0,21	69	8,1	8,1	85,03	153,92
V-5	f_3	20	100	150	0,24	69	8,1	8,1	86,22	153,07
V-6	f_3	20	100	150	0,24	69	8,1	6,2	86,75	135,94
V-7	f_3	20	100	150	0,24	69	5,1	5,1	87,20	156,20
V-8	f_3	20	100	150	0,24	69	8,1	4,1	87,92	157,67
V-9	f_3	20	100	150	0,24	45,6	8,0	3,1	88,26	155,88

Na Tabela A.2, são apresentadas as informações da percentagem das fontes obtidas através da fórmula de *Proudman* considerando as nove geometrias dos ventiladores com *sweep* circunferencial.

Tabela A.2 – Percentagem do Nível de Potência Acústica dos ventiladores

Geometria	Porcentagem do nível de potência acústica [%]			
	0-40 [dB]	41-90 [dB]	Superior a 91 [dB]	Valor máximo [dB]
VST	36,9	62,7	0,4	119
V-1	61,600	37,800	0,600	123
V-2	63,700	36,000	0,300	115
V-3	57,700	42,000	0,300	110
V-4	60,070	39,923	0,007	106
V-5	59,120	40,392	0,488	105
V-6	55,540	44,118	0,342	105
V-7	58,500	41,400	0,100	104
V-8	59,170	40,820	0,010	104
V-9	61,210	38,523	0,267	105

Com base na Tabela A.2, pode se ver que todos os ventiladores projetados com relação à geometria do ventilador de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção, apresentam uma percentagem maior na faixa de 0- 40 dB, o qual não representa uma situação crítica.

De acordo com esta análise de variação paramétrica, o rotor que apresentou melhor desempenho aerodinâmico em termos de eficiência hidráulica (rotor V-9 da Tabela A.1), foi obtido com uma função cúbica mais acentuada na região da ponta, f_3 . Para esta geometria a percentagem do nível de potência sonora também é o terceiro valor menor na faixa de 41 até 90 [dB]. Portanto os parâmetros correspondentes ao rotor V-9 da Tabela A.1, foram escolhidos para gerar a geometria dos rotores projetados com a condição de vórtice livre e vórtice forçado que são analisados detalhadamente no Capítulo 5.

Apêndice B – Geometria do bocal

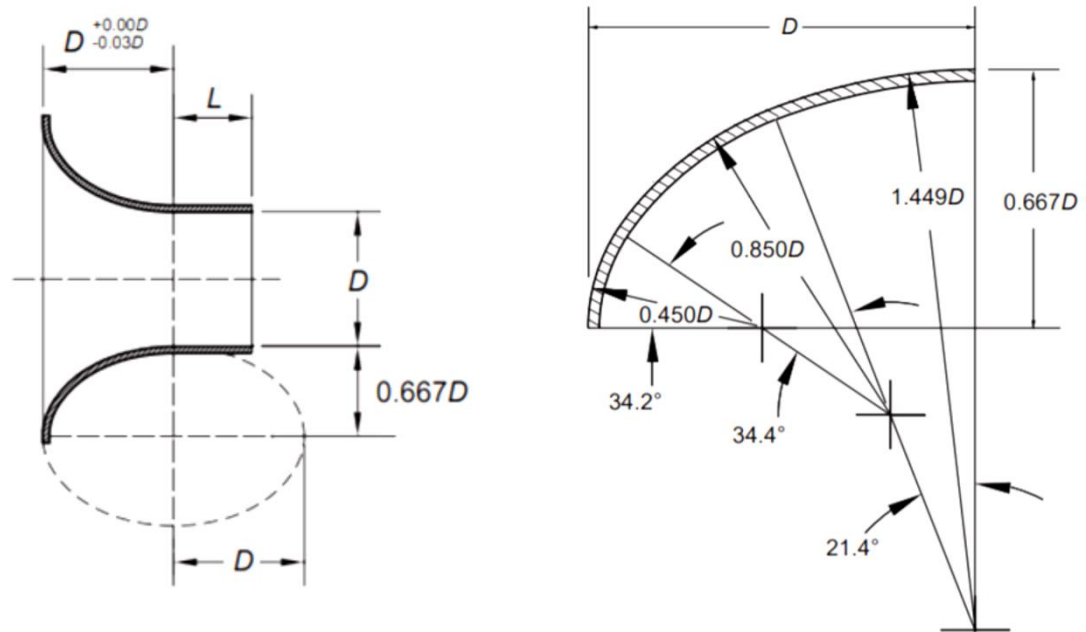


Figura B.1 – Aproximação do traçado do bocal elíptico com três arcos de círculo (ANSI/ AMCA 210-16)

Apêndice C – Descrição do banco de testes do Laboratório de Ventiladores

Neste apêndice é apresentada uma descrição sucinta dos principais componentes do banco de testes do Laboratório de Ventiladores (LabVent) do IEM/UNIFEI.

a) Conjunto de acionamento do ventilador axial

Esse conjunto é composto pelo mancal, acoplamento flexível, motor de corrente contínua (MCC) e quadro de comando e controle do MCC. 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 regulagem da rotação.

b) 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.

c) 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, pela válvula controladora de vazão (VCV), 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, 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.

d) 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): 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) Balança (resolução: 1 g): utilizada para a indicação do valor da massa m_E e posterior 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} .

O manômetro do tipo Betz 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.

C.1 Descrição do Funcionamento do Banco de Testes

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 1200 rpm. Com o auxílio do tacômetro ótico digital, se estabelece a rotação do VA no intervalo de $n = 1200^{\pm 5}$ 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 $1200^{\pm 5}$ 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 ($1200^{\pm 5}$ 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 mm_{H2O}; (3) diferença de pressões estáticas na placa de orifício, Δh_{PO} , no manômetro tipo Betz de 600 mm_{H2O}; (4) valor de massa na balança; (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 ($1200^{\pm 5}$ rpm), altera-se a vazão através da válvula controladora de vazão (VCV) (abrindo a válvula), fazendo, novamente, as 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 ($1200^{\pm 5}$ rpm), altera-se a vazão através da válvula controladora de vazão (abrindo a válvula), fazendo, novamente, as 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, se os mesmos não foram eventualmente alterados. 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.

Apêndice D – Testes experimentais aerodinâmicos

Ensaio 1 - Data: 17/03/2022 Horário início: 15:17h Horário fim:

Tabela D.1 – Valores medidos durante o ensaio do VST para valores médios da massa que atua na balança

Leitura	n	h_{CEP}	Δh_{PO}	m	t_{ar}	h_b	ψ_{ar}
-	rpm	mmH ₂ O	mmH ₂ O	g	°C	mmHg	%
1	1199	13,5	3,4	708	29,3	692,6	62
2	1195	13,2	3,4	680	29,2	692,6	62
3	1196	12,8	3,5	664	29,2	692,6	62
4	1200	12,3	3,7	652	29,2	692,6	62,5
5	1199	12	3,9	651	29,2	692,5	61,5
6	1200	11,4	4,4	630	29,2	692,5	61,5
7	1199	9,8	5,5	605	29,1	692,4	61,5
8	1199	9	6,4	583	29,1	692,4	61,5
9	1199	8,5	6,9	570	29,1	692,4	61
10	1199	7,6	8,1	548	29,2	692,4	61
11	1200	6,2	12,6	522	29,2	692,3	60
12	1200	7,2	21,9	530	29,2	692,3	60
13	1199	5,1	32	566	29,2	692,3	59,5
14	1199	1,7	43,9	500	29,2	692,3	59
15	1199	-4,8	66	380	29,3	692,2	58

Tabela D.2 – Valores calculados conforme a Tabela E.1 - condição de ensaio com P_{hx2} , P_{ex2} , $\eta_t \times 10$ e $\eta_s \times 10$

Leitura	V	p_{est}	p_{din}	p_{tot}	P_{hx2}	P_{ex2}	$\eta_t \times 10$	$\eta_s \times 10$
-	m ³ /s	Pa	Pa	Pa	W	W	%	%
1	0,3421	131,6277	1,6032	133,2309	91,1683	398,8349	228,5867	225,8360
2	0,342	128,7063	1,6032	130,3095	89,1493	380,3303	234,3996	231,5158
3	0,347	124,8061	1,6503	126,4565	87,7818	370,9199	236,6598	233,5712
4	0,3568	119,9309	1,7447	121,6755	86,8442	364,9318	237,9737	234,5615
5	0,3663	117,0057	1,839	118,8447	87,0872	363,988	239,2583	235,5562
6	0,3891	111,1555	2,0747	113,2302	88,1209	351,4709	250,7204	246,1264
7	0,435	95,5574	2,5934	98,1508	85,3958	335,866	254,2555	247,5374
8	0,4692	87,7568	3,0178	90,7745	85,1996	322,4163	264,2534	255,4684
9	0,4872	82,8814	3,2535	86,1349	83,9406	314,4688	266,9283	256,8457
10	0,528	74,1036	3,8194	77,923	82,2913	301,0191	273,3755	259,9761
11	0,6586	60,453	5,9412	66,3942	87,4527	285,3902	306,4319	279,011
12	0,8682	70,2034	10,3264	80,5299	139,8188	290,2851	481,6605	419,8965
13	1,0495	49,7274	15,0889	64,8163	136,0357	312,0234	435,9791	334,4856
14	1,2293	16,5758	20,7	37,2759	91,6386	271,6743	337,3103	149,995
15	1,5076	-46,801	31,1208	-15,6802	-47,2975	198,3125	-238,5	-711,856

Tabela D.3 – Valores calculados conforme a Tabela E.1 - condição de padrão com $Phx2$, $Pex2$, $\eta_t x 10$ e $\eta_s x 10$

Leitura	V	p_{est}	p_{din}	p_{tot}	$P_h x 2$	$P_e x 2$	$\eta_t x 10$	$\eta_s x 10$
-	m^3/s	Pa	Pa	Pa	W	W	%	%
1	0,3424	149,7777	1,8243	151,602	103,8236	454,2084	228,5867	225,836
2	0,3434	147,3745	1,8359	149,2104	102,5054	437,3179	234,3996	231,5158
3	0,3482	142,6854	1,8867	144,5721	100,6931	425,4747	236,6598	233,5712
4	0,3568	136,2011	1,9813	138,1824	98,6249	414,4395	237,9737	234,5615
5	0,3667	133,1189	2,0922	135,211	99,1644	414,4588	239,2583	235,5562
6	0,3891	126,2353	2,3564	128,5918	100,0758	399,1539	250,7204	246,1264
7	0,4354	108,6952	2,9499	111,6451	97,2206	382,3614	254,2555	247,5374
8	0,4696	99,8177	3,4326	103,2503	96,9857	367,034	264,2534	255,4684
9	0,4877	94,2831	3,7007	97,9839	95,5696	358,0263	266,9283	256,8457
10	0,5285	84,3252	4,3459	88,6711	93,7259	342,8249	273,3755	259,9761
11	0,6586	68,6827	6,7499	75,4326	99,3515	324,2411	306,4319	279,011
12	0,8682	79,7534	11,732	91,4855	158,8391	329,7764	481,6605	419,8965
13	1,0503	56,5823	17,1713	73,7536	154,9223	355,3435	435,9791	334,4856
14	1,2303	18,8641	23,5569	42,421	104,3638	309,4313	337,3103	149,995
15	1,5089	-53,2859	35,4333	-17,8526	-53,8932	225,976	-238,5	-711,856

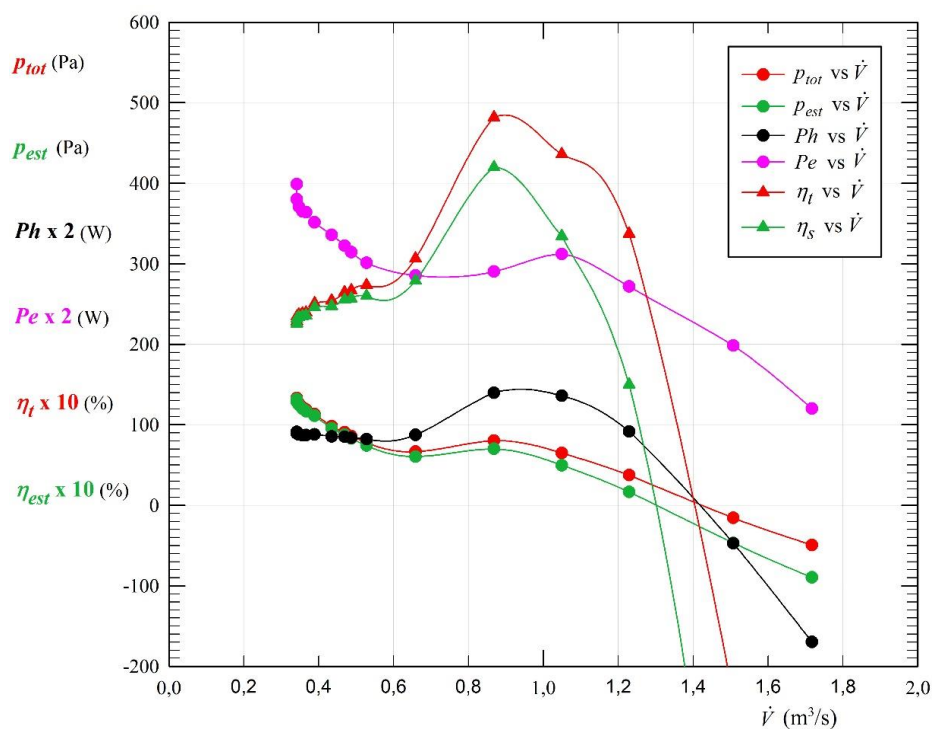


Figura D.1 – Resultados conforme a Tabela D.2 para a condição de ensaio

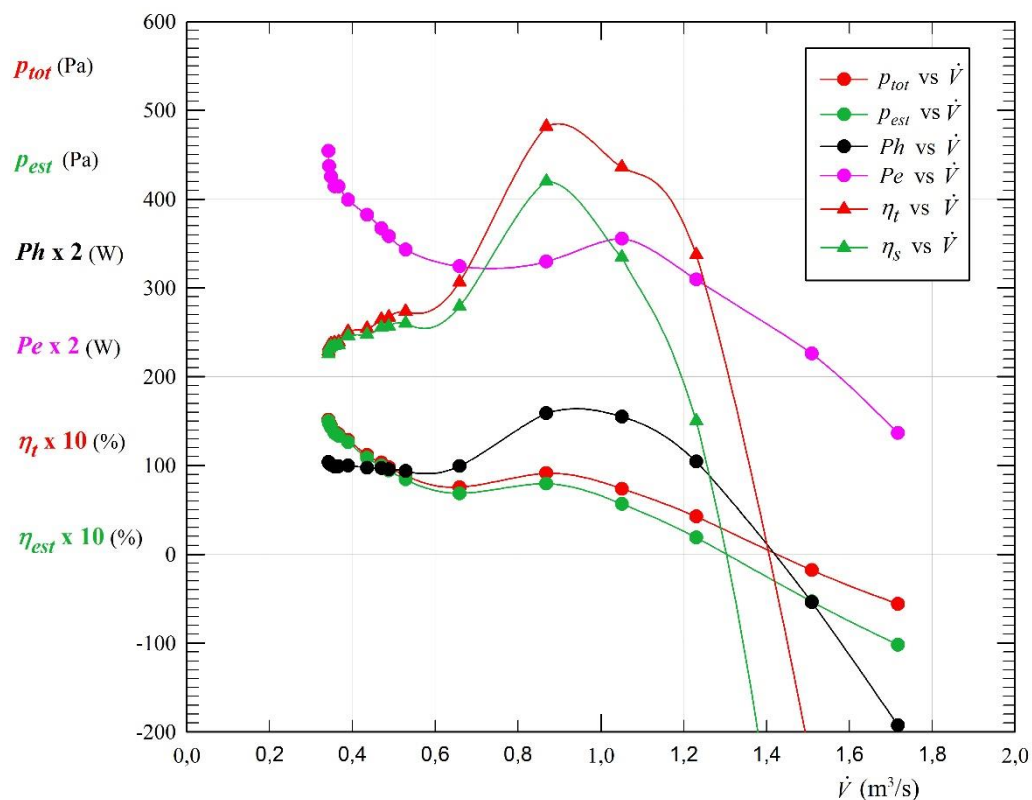


Figura D.2 – Resultados conforme a Tabela D.3 para a condição-padrão

Ensaio 2 - Data: 25/03/2022 Horário início: 13:30h Horário fim: 15:45h

Tabela D.4 – Valores medidos durante o ensaio do VST para valores médios da massa que atua na balança.

Leitura	n	h_{CEP}	Δh_{PO}	m	t_{ar}	h_b	ψ_{ar}
-	rpm	mmH ₂ O	mmH ₂ O	g	°C	mmHg	%
1	1201	14,4	1,5	700	27	692	64
2	1199	12	1,6	675	27	692	64,5
3	1200	11,9	1,7	655	27,4	691,9	64,2
4	1199	11,8	1,8	648	27,5	691,8	64
5	1199	11,5	1,9	646	27,5	691,8	64
6	1198	11,3	2,1	628	27,5	691,8	64
7	1199	10,6	2,8	619	27,5	691,8	63,5
8	1200	9,2	3,8	601	27,5	691,5	63
9	1199	8,8	4,7	585	27,8	691,5	63
10	1199	8,4	5,4	572	27,9	691,2	62,5
11	1199	8,2	5,6	565	28	691	62
12	1199	7,4	6	556	28	691	61,8
13	1199	6,4	8,9	540	28	691	61
14	1199	5,2	14,7	518	28	691	61
15	1200	6	25,8	566	28	691	60
16	1200	4,1	37,4	548	28,1	691	60
17	1199	0,9	51,6	500	28,1	691	60
18	1200	-3,4	68,5	408	28	690,8	59,9

Tabela D.5 – Valores calculados conforme a Tabela D.4 - condição de ensaio com $Phx2$, $Pex2$, η_x10 e η_sx10

Leitura	V	p_{est}	p_{din}	p_{tot}	P_hx2	P_ex2	η_x10	η_sx10
-	m ³ /s	Pa	Pa	Pa	W	W	%	%
1	0,2264	140,4899	0,7073	141,1972	63,974	394,6579	162,0998	161,2878
2	0,2338	117,0749	0,7544	117,8293	55,1401	378,6604	145,6189	144,6865
3	0,2412	116,0873	0,8016	116,8889	56,4205	366,7674	153,8318	152,7769
4	0,2483	115,1087	0,8487	115,9575	57,6029	362,154	159,0565	157,8923
5	0,2551	112,1823	0,8959	113,0782	57,7155	360,9312	159,9072	158,6402
6	0,2682	110,2313	0,9902	111,2215	59,677	349,6068	170,6975	169,1778
7	0,3096	103,4028	1,3203	104,723	64,8731	344,4248	188,3521	185,9775
8	0,3608	89,7458	1,7918	91,5376	66,0684	333,727	197,9713	194,0961
9	0,4015	85,837	2,2162	88,0532	70,7071	323,639	218,4751	212,9764
10	0,4305	81,9332	2,5462	84,4794	72,741	315,6914	230,4182	223,4732
11	0,4385	79,9802	2,6406	82,6208	72,4693	311,412	232,7121	225,2746
12	0,4539	72,1773	2,8292	75,0065	68,1001	305,9099	222,6149	214,2181
13	0,5529	62,4236	4,1966	66,6202	73,6727	296,1283	248,7865	233,1147
14	0,7105	50,7192	6,9315	57,6506	81,9119	282,6786	289,7704	254,9307
15	0,9413	58,5221	12,1654	70,6875	133,0609	312,312	426,0513	352,7274
16	1,1335	39,989	17,6351	57,6242	130,6348	301,2985	433,5727	300,8835
17	1,3314	8,7781	24,3308	33,1089	88,1644	271,6743	324,5225	86,0399
18	1,534	-33,1625	32,2996	-0,8629	-2,6427	215,6383	-12,2552	-470,976

Tabela D.6 – Valores calculados conforme a Tabela D.4 - condição-padrão com $Phx2$, $Pex2$, η_x10 e η_sx10

Leitura	V	p_{est}	p_{din}	p_{tot}	P_hx2	P_ex2	η_x10	η_sx10
-	m ³ /s	Pa	Pa	Pa	W	W	%	%
1	0,2262	158,1979	0,7964	158,9943	71,9799	444,0324	162,0998	161,2878
2	0,234	132,269	0,8524	133,1214	62,3471	428,1601	145,6189	144,6865
3	0,2412	131,1287	0,9055	132,0342	63,7298	414,2896	153,8318	152,7769
4	0,2485	130,3003	0,9609	131,2612	65,258	410,2918	159,0565	157,8923
5	0,2553	126,9977	1,0142	128,012	65,3902	408,9389	159,9072	158,6402
6	0,2686	125,0048	1,1229	126,1277	67,7888	397,1239	170,6975	169,1778
7	0,3099	117,0596	1,4947	118,5542	73,5026	390,2396	188,3521	185,9775
8	0,3608	101,478	2,026	103,5039	74,7093	377,3538	197,9713	194,0961
9	0,4018	97,3072	2,5126	99,8199	80,2227	367,1934	218,4751	212,9764
10	0,4309	92,9689	2,8891	95,858	82,6125	358,5109	230,4182	223,4732
11	0,4388	90,7945	2,998	93,7925	82,3331	353,815	232,7121	225,2746
12	0,4543	81,9439	3,2122	85,1561	77,3829	347,5944	222,6149	214,2181
13	0,5534	70,8853	4,7648	75,65	83,7285	336,5466	248,7865	233,1147
14	0,711	57,5735	7,8699	65,4434	93,064	321,1565	289,7704	254,9307
15	0,9414	66,3419	13,7894	80,1313	150,8461	354,0365	426,0513	352,7274
16	1,1336	45,3504	19,9963	65,3467	148,1283	341,6774	433,5727	300,8835
17	1,3324	9,967	27,6345	37,6016	100,1992	308,7961	324,5225	86,0399
18	1,534	-37,6004	36,6221	-0,9784	-3,0021	244,4948	-12,2552	-470,976

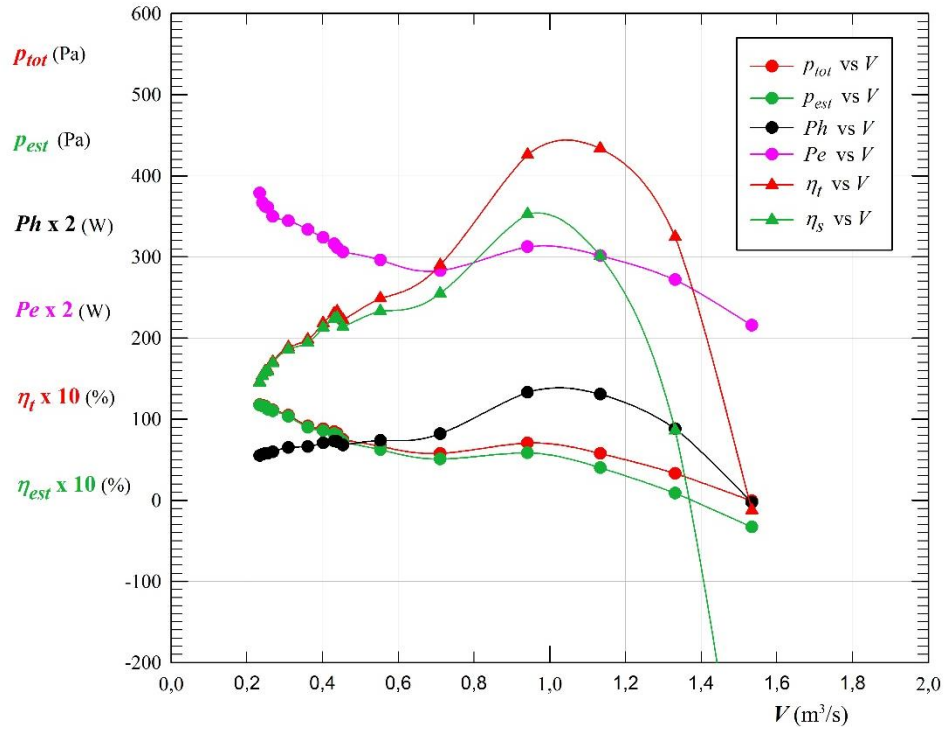


Figura D.3 – Resultados conforme a Tabela D.4 para a condição de ensaio

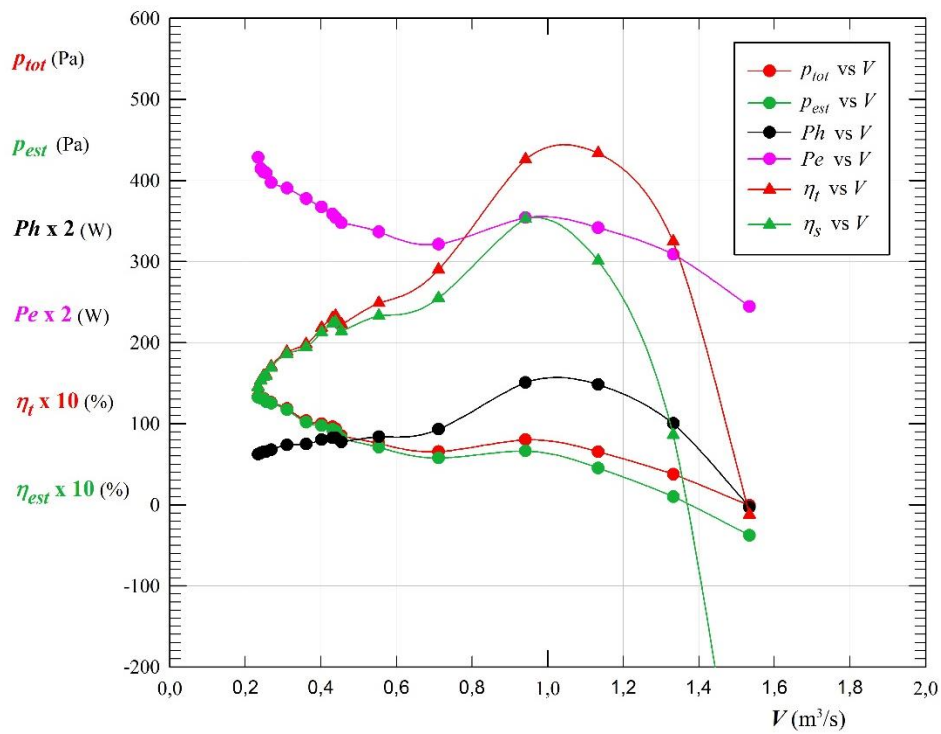


Figura D.4 – Resultados conforme a Tabela D.4 para a condição-padrão

Ensaio 3 - Data: 29/03/2022 Horário início: 07:26h Horário fim: 09:25h

Tabela D.7 – Valores medidos durante o ensaio do VST para valores médios da massa que atua na balança

Leitura	n	h_{CEP}	Δh_{PO}	m	t_{ar}	h_b	ψ_{ar}
-	rpm	mmH ₂ O	mmH ₂ O	g	°C	mmHg	%
1	1200	12,9	0,1	753	23,5	694,1	76,9
2	1199	12,4	2,1	671	23,5	694,1	76,9
3	1198	12,1	2,2	669	23,5	694,1	76,9
4	1199	11,8	2,4	660	23,5	694,1	76,9
5	1200	11,4	2,6	655	23,5	694,2	76,9
6	1200	10,7	3,3	639	23,7	694,3	76,8
7	1199	9,5	4,2	619	23,7	694,5	76,7
8	1199	8,7	5,2	601	24	694,5	76,7
9	1200	8,4	5,4	592	24	694,5	76,5
10	1199	8,3	5,6	590	24	694,5	76,2
11	1199	7,8	5,9	579	24	694,7	76,1
12	1199	6,6	8,6	563	24	694,7	76,1
13	1199	6	11	550	24	695	76
14	1200	6,4	19,8	593	24,1	695	76
15	1199	5,4	30,4	609	24,2	695	76
16	1200	2,7	43,1	578	24,5	695	76
17	1201	1	50,4	523	24,5	695	76
18	1200	-0,9	58,4	470	24,5	695	76

Tabela D.8 – Valores calculados conforme a Tabela D.7 - condição de ensaio com P_{hx2} , P_{ex2} , $\eta_r \times 10$ e $\eta_s \times 10$

Leitura	V	p_{est}	p_{din}	p_{tot}	P_{hx2}	P_{ex2}	$\eta_r \times 10$	$\eta_s \times 10$
-	m ³ /s	Pa	Pa	Pa	W	W	%	%
1	0,058	125,9598	0,0472	126,007	14,6923	426,7295	34,43	34,4171
2	0,2658	121,0777	0,9902	122,0679	64,9292	376,215	172,5853	171,1852
3	0,2721	118,1484	1,0374	119,1857	64,8833	374,6512	173,1833	171,676
4	0,2842	115,2191	1,1317	116,3508	66,1595	369,4901	179,0563	177,3148
5	0,2958	111,3134	1,226	112,5393	66,5969	366,7674	181,5779	179,5999
6	0,3333	104,4737	1,556	106,0298	70,7021	356,9776	198,0575	195,1509
7	0,376	92,7571	1,9804	94,7375	71,2535	344,4248	206,8768	202,5522
8	0,4186	84,9403	2,4519	87,3923	73,1682	333,4206	219,4472	213,2903
9	0,4265	82,0113	2,5462	84,5576	72,1491	328,2203	219,8192	213,1999
10	0,4344	81,035	2,6406	83,6756	72,6984	326,6957	222,5265	215,5042
11	0,4458	76,1534	2,782	78,9354	70,3842	319,9709	219,9707	212,218
12	0,5382	64,4375	4,0551	68,4926	73,7243	310,1893	237,6752	223,6035
13	0,6086	58,5795	5,1868	63,7663	77,6061	302,2418	256,7682	235,8825
14	0,8166	62,4834	9,3362	71,8197	117,2875	328,8321	356,6789	310,3122
15	1,012	52,7192	14,3344	67,0536	135,7103	338,3113	401,1403	315,3863
16	1,2057	26,3578	20,3228	46,6806	112,5553	319,6542	352,1157	198,8191
17	1,3038	9,7622	23,765	33,5271	87,4298	286,2687	305,4116	88,9272
18	1,4035	-8,7859	27,5372	18,7513	52,6366	253,5735	207,5792	-97,2617

Tabela D.9 – Valores calculados conforme a Tabela D.7 - condição-padrão com P_{hx2} , P_{ex2} , $\eta_{t \times 10}$ e $\eta_{s \times 10}$

Leitura	V	p_{est}	p_{din}	p_{tot}	$P_{h \times 2}$	$P_{e \times 2}$	$\eta_{t \times 10}$	$\eta_{s \times 10}$
-	m^3/s	Pa	Pa	Pa	W	W	%	%
1	0,058	139,8936	0,0524	139,9459	16,3176	473,9345	34,43	34,4171
2	0,2661	134,7012	1,1016	135,8029	72,2949	418,8955	172,5853	171,1852
3	0,2725	131,6633	1,156	132,8194	72,4288	418,2044	173,1833	171,676
4	0,2844	128,1903	1,259	129,4494	73,6702	411,4296	179,0563	177,3148
5	0,2958	123,6187	1,3615	124,9802	73,9582	407,3123	181,5779	179,5999
6	0,3333	116,0884	1,729	117,8174	78,5598	396,6638	198,0575	195,1509
7	0,3763	103,2209	2,2036	105,4245	79,3607	383,5978	206,8768	202,5522
8	0,4189	94,6126	2,7311	97,3437	81,5689	371,6973	219,4472	213,2903
9	0,4266	91,2026	2,8315	94,0341	80,2359	365,0044	219,8192	213,1999
10	0,4347	90,2594	2,9412	93,2007	81,044	364,1881	222,5265	215,5042
11	0,4462	84,8001	3,0979	87,898	78,4424	356,5988	219,9707	212,218
12	0,5385	71,7384	4,5156	76,254	82,1422	345,6269	237,6752	223,6035
13	0,609	65,1902	5,7733	70,9634	86,4314	336,6353	256,7682	235,8825
14	0,8166	69,4511	10,3782	79,8293	130,3596	365,5049	356,6789	310,3122
15	1,013	58,7293	15,9665	74,6958	151,3075	377,1833	401,1403	315,3863
16	1,2059	29,3524	22,623	51,9754	125,3355	355,9112	352,1157	198,8191
17	1,3028	10,8526	26,4107	37,2633	97,0919	317,9051	305,4116	88,9272
18	1,4034	-9,7816	30,6539	20,8723	58,579	282,2565	207,5792	-97,2617

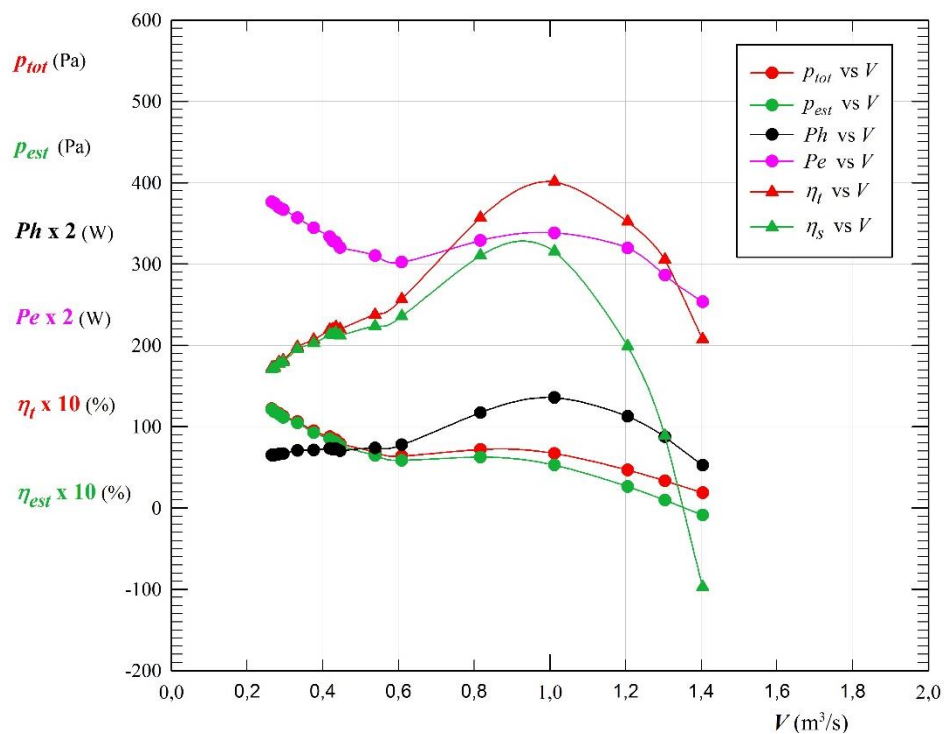


Figura D.5 – Resultados conforme a Tabela D.7 para a condição de ensaio

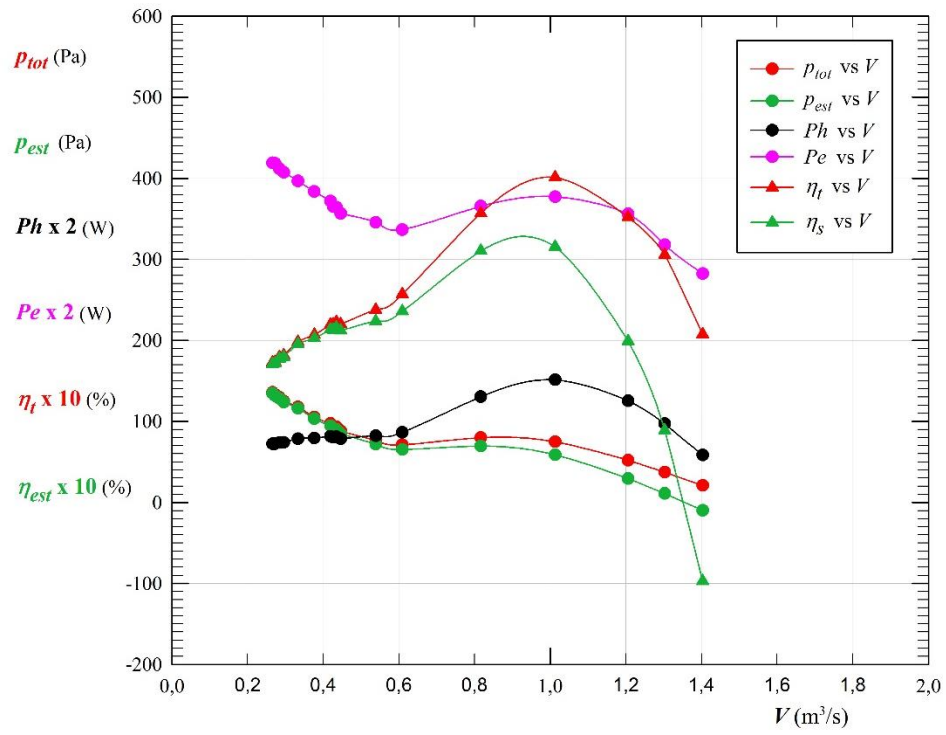


Figura D.6 – Resultados conforme a Tabela D.7 para a condição-padrão

Apêndice E – Espectros de nível de pressão sonora em função da frequência

Neste apêndice são apresentados os espectros de nível de pressão sonora em função da frequência obtidos para o rotor do ventilador de pás de espessura constante em formato de arco de círculo sem torção, assim como para os ventiladores projetados com a condição de vórtice livre e com a condição de vórtice forçado.

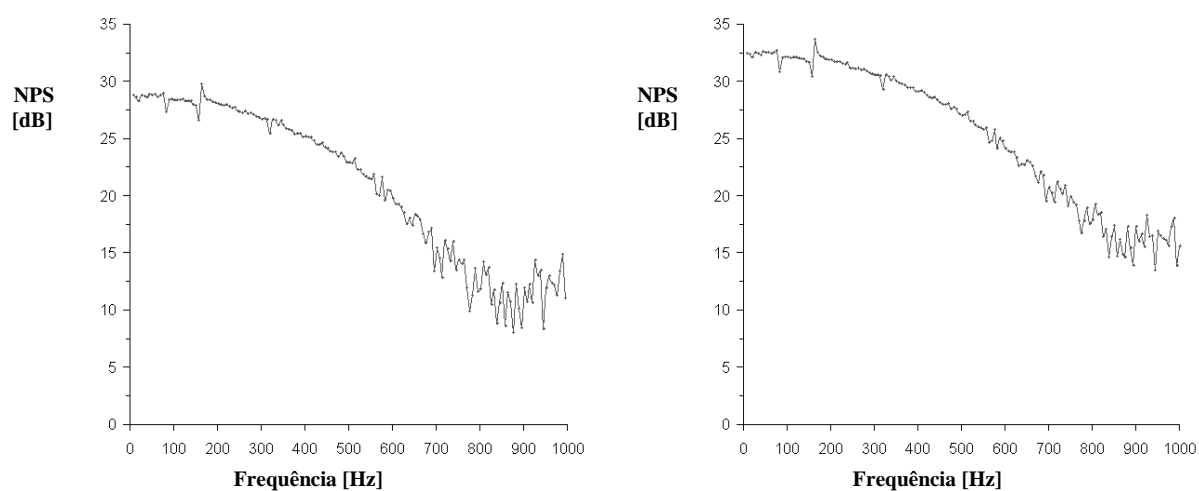


Figura E.1 – Espectros de NPS do rotor VST, receptores a) 1 e b) 2.

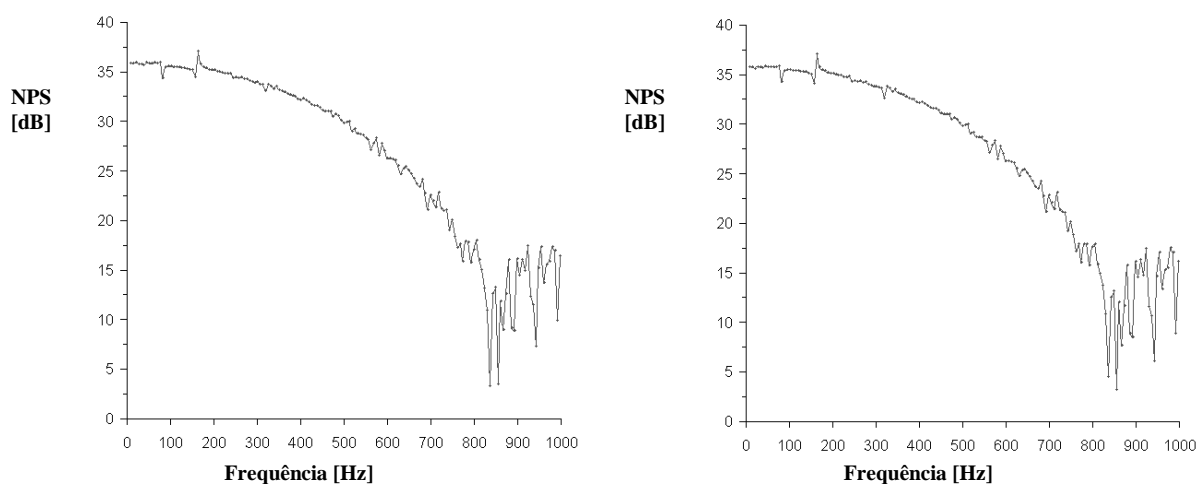


Figura E.2 – Espectros de NPS do rotor VST, receptores a) 3 e b) 4.

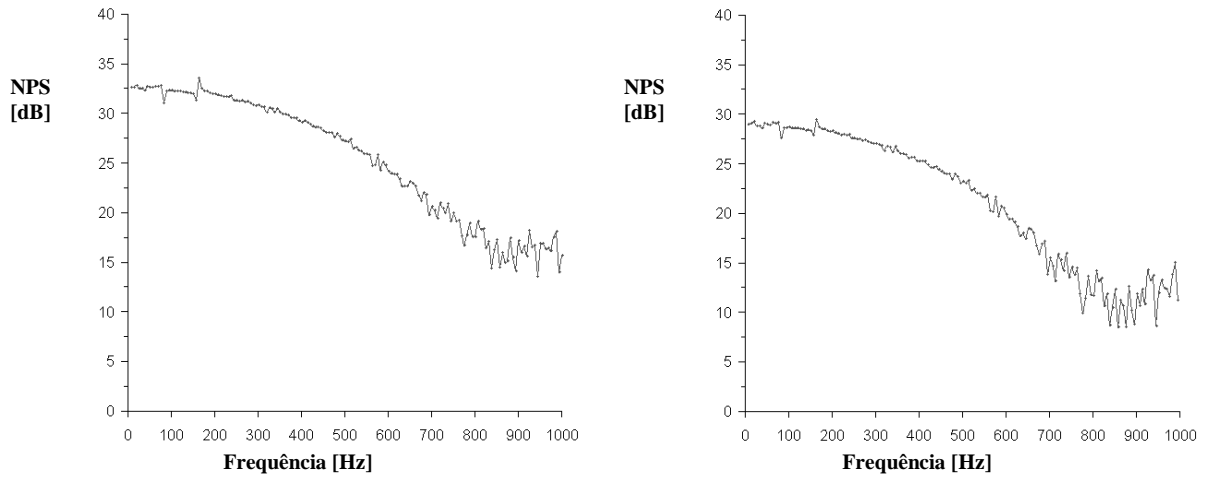


Figura E.3 – Espectros de NPS do rotor VST, receptores a) 5 e b) 6.

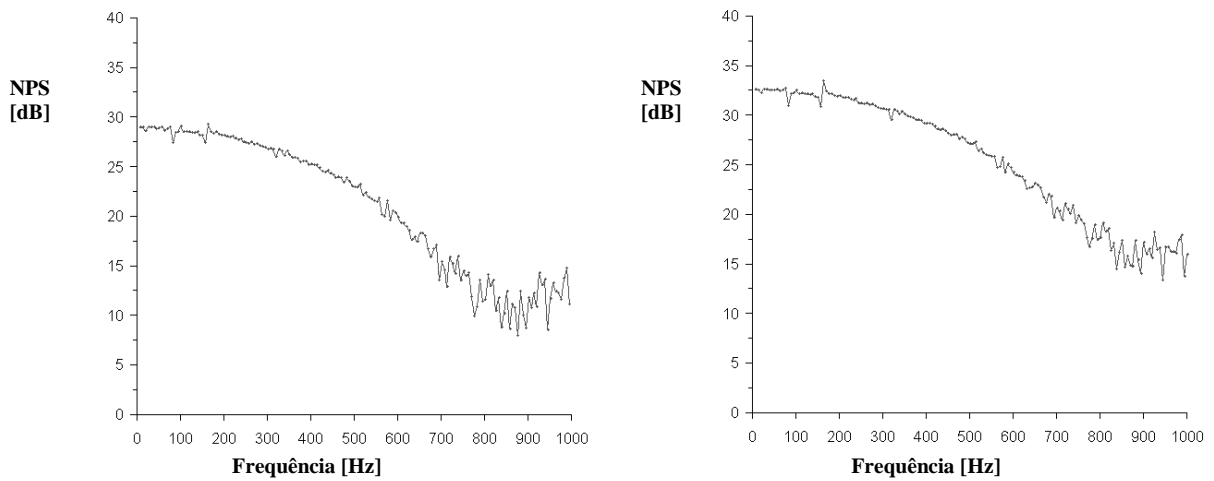


Figura E.4 – Espectros de NPS do rotor VST, receptores a) 7 e b) 8.

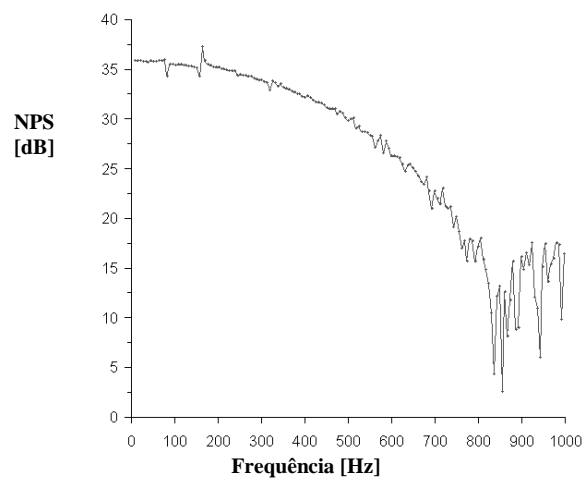


Figura E.5 – Espectros de NPS do rotor VST, receptor 9

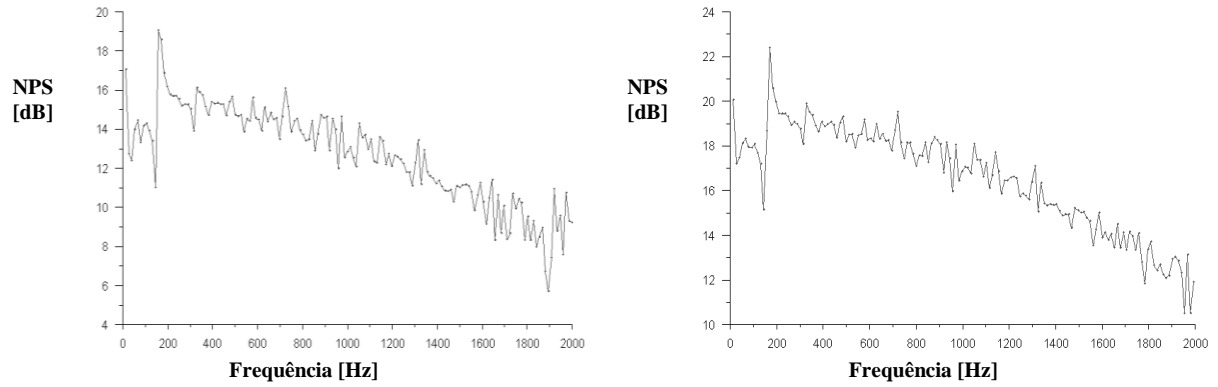


Figura E.6 – Espectros de L_p do rotor V-VL, receptores a) 1 e b) 2.

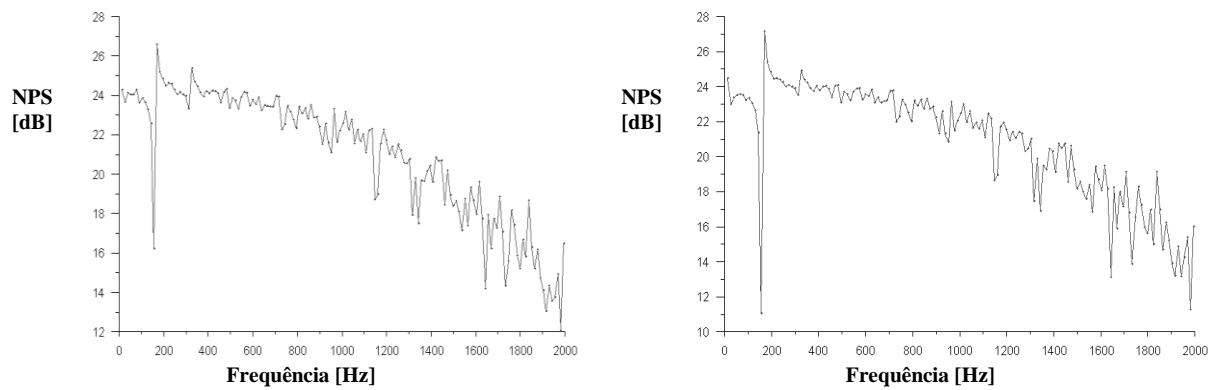


Figura E.7 – Espectros de L_p do rotor V-VL, receptores a) 3 e b) 4.

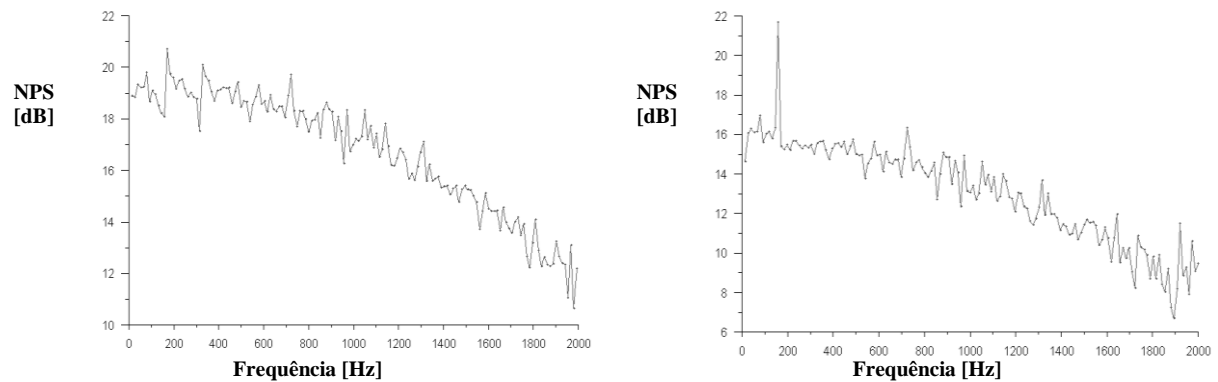


Figura E.8 – Espectros de L_p do rotor V-VL, receptores a) 5 e b) 6

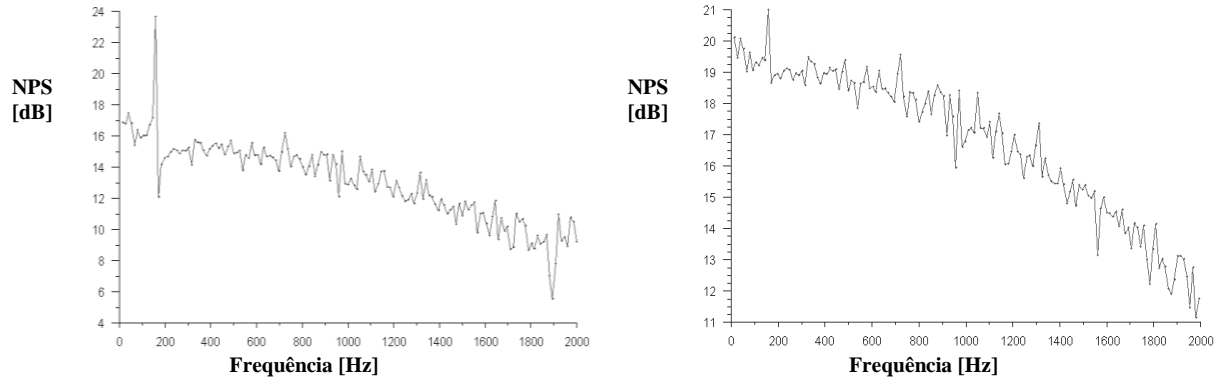


Figura E.9 – Espectros de L_p do rotor V-VL, receptores a) 7 e b) 8

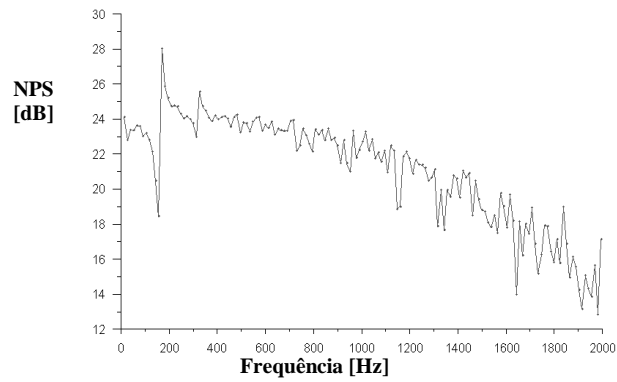


Figura E.10 – Espectros de L_p do rotor V-VL, receptor 9

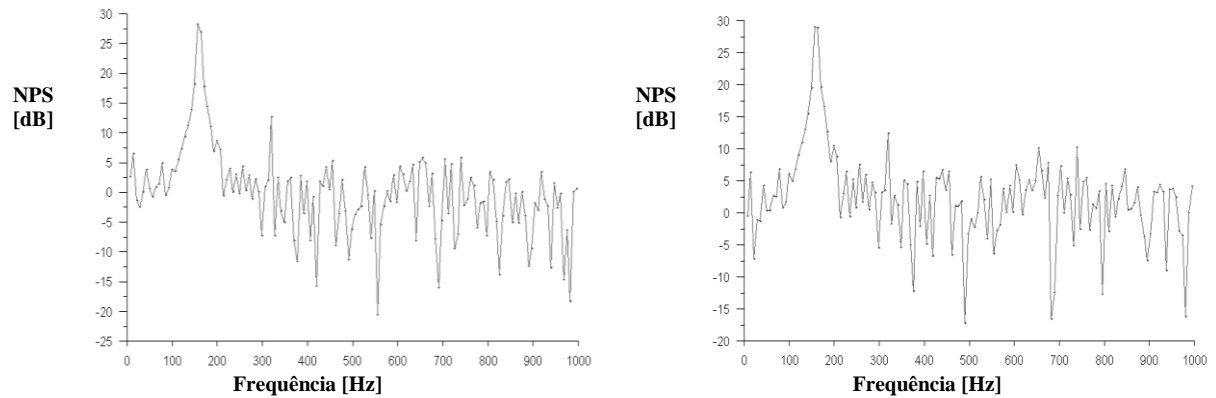


Figura E.11 – Espectros de NPS do rotor V-VF, receptores a) 1 e b) 2

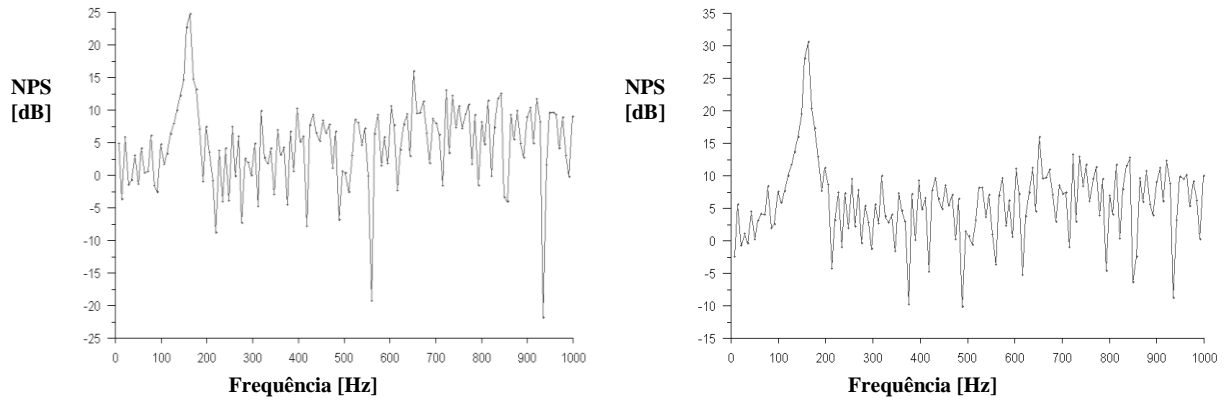


Figura E.12 – Espectros de NPS do rotor V-VF, receptores a) 3 e b) 4

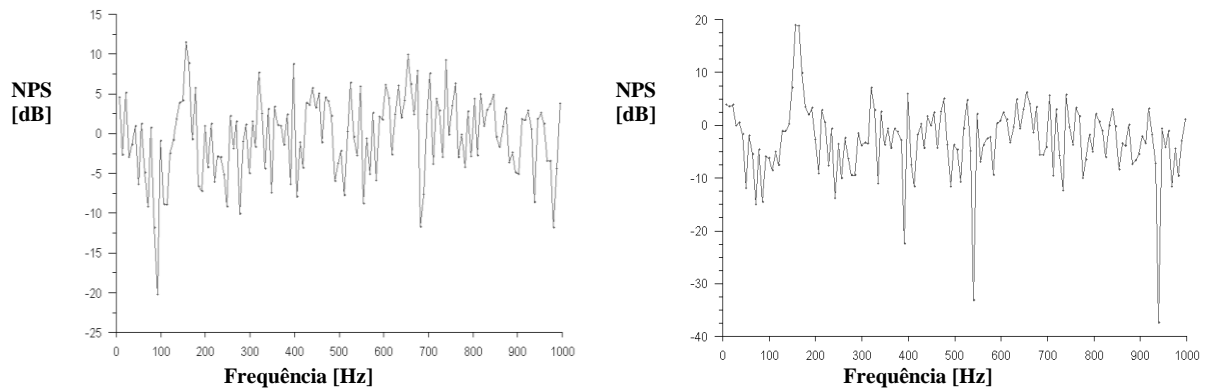


Figura E.13 – Espectros de NPS do rotor V-VF, receptores a) 5 e b) 6

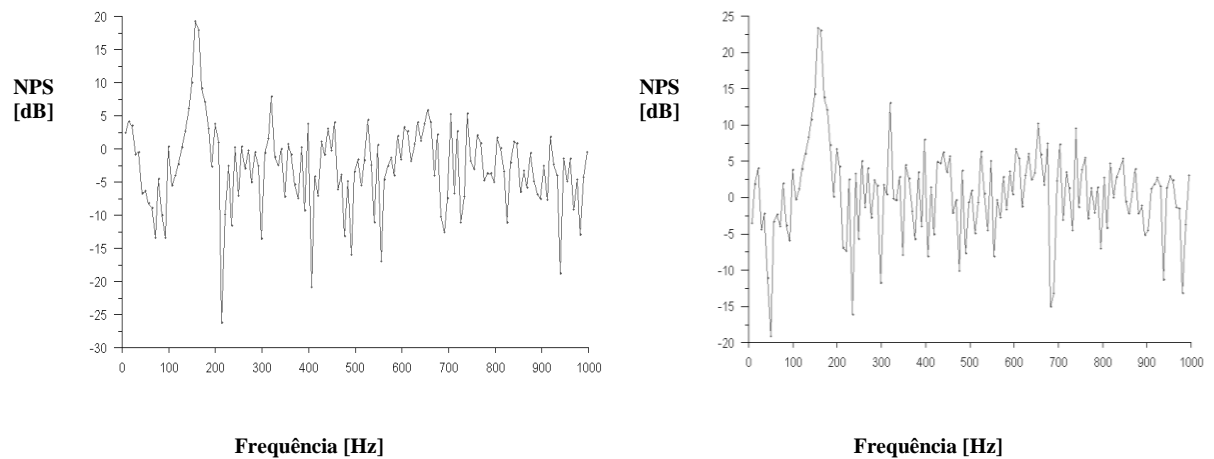


Figura E.14 – Espectros de NPS do rotor V-VF, receptores a) 7 e b) 8

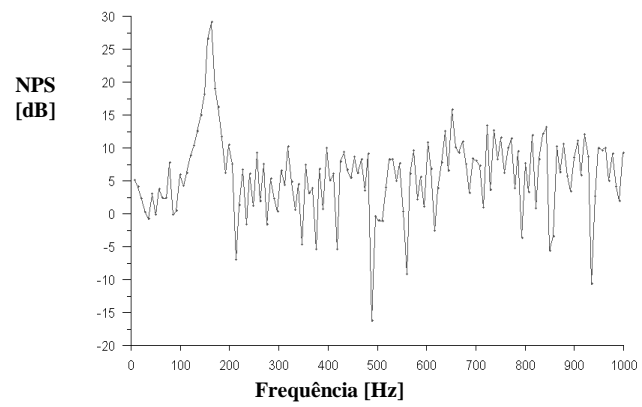


Figura E.15 – Espectros de NPS do rotor V-VF, receptor 9

Apêndice F – Análise estrutural estática das pás (rotores projetados)

Nesta secção é apresentada uma análise estrutural preliminar considerando os estados de carga correspondentes a quatro pontos de operação (Vide Tabela F.1).

Tabela F.1 – Estados de carga para quatro pontos de operação

Q	Δp_T	C_m	m	F_{max}
m³/s	Pa	m/s	kg/s	N
0,56	112,44	12,20	0,67	8,16
0,89	88,74	19,53	1,07	20,83
1,14	93,46	25,02	1,37	34,19
1,56	60,02	34,17	1,87	63,78
1,89	24,35	41,49	2,27	94,05

A análise foi realizada considerando as pás do rotor projetado com a condição de vórtice livre. Foram considerados 5 tipos de matérias diferentes com suas propriedades mecânicas respectivas, e foi avaliada a deformação máxima e a tensão equivalente máxima. Estes valores são apresentados nas Tabelas F.2 até F.5. Pode-se ver que os valores de deformação máxima para as pás com material ABS, PLA e Nylon 6/6 são altos mesmo para a condição de baixas vazões (Vide Figuras F.1 até F.4).

Sendo assim, estes materiais não são adequados para a construção dos protótipos dos rotores projetados.

Tabela F.2 – Tensão Equivalente e deformação máxima - condição Q_{IE}

Material	Propriedades do material		Tensão equivalente máxima (von Mises)	Deformação máxima
	σ_y [Mpa]	σ_u [Mpa]	σ [Mpa]	[mm]
Acero estrutural	250	460	41,08	0,50
Alumínio	280	310	15,6	0,55
Nylon 6/6	142	195	6,65	4,35
ABS	18,7	33	6,93	15,00
PLA	70	73	7,98	16,00

Tabela F.3 – Tensão Equivalente e deformação máxima - condição Q_{2E}

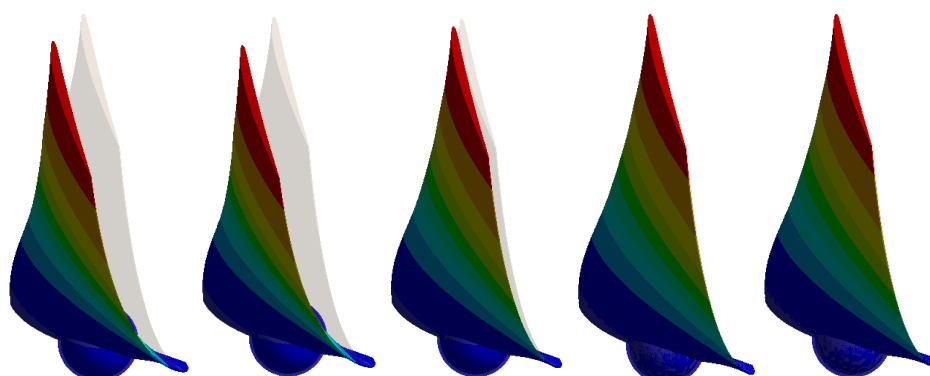
Material	Propriedades do material		Tensão equivalente máxima (von Mises)	Deformação máxima
	σ_y [Mpa]	σ_u [Mpa]	σ [Mpa]	[mm]
Acero estrutural	250	460	44,087	0,549
Alumínio	280	310	18,579	0,61
Nylon 6/6	142	195	10,32	6,68
ABS	18,7	33	10,499	23,51
PLA	70	73	11,45	24,15

Tabela F.4 – Tensão Equivalente e deformação máxima - condição Q_{3E}

Material	Propriedades do material		Tensão equivalente máxima (von Mises)	Deformação máxima
	σ_y [Mpa]	σ_u [Mpa]	σ [Mpa]	[mm]
Acero estrutural	250	460	54,44	0,71
Alumínio	280	310	29,92	1,16
Nylon 6/6	142	195	23,28	14,55
ABS	18,7	33	22,93	51,19
PLA	70	73	24,04	49,95

Tabela F.5 – Tensão Equivalente e deformação máxima - condição Q_{4E}

Material	Propriedades do material		Tensão equivalente máxima (von Mises)	Deformação máxima
	σ_y [Mpa]	σ_u [Mpa]	σ [Mpa]	[mm]
Acero estrutural	250	460	61,84	0,83
Alumínio	280	310	39,16	1,49
Nylon 6/6	142	195	32,64	20,10
ABS	18,7	33	32,15	70,70
PLA	70	73	33,36	68,14

Figura F.1 – Deformação máxima, condição Q_{1E}: (a) ABS, (b) PLA (c) Nylon 6/6, (d) Alumínio, (e) Aço estrutural.

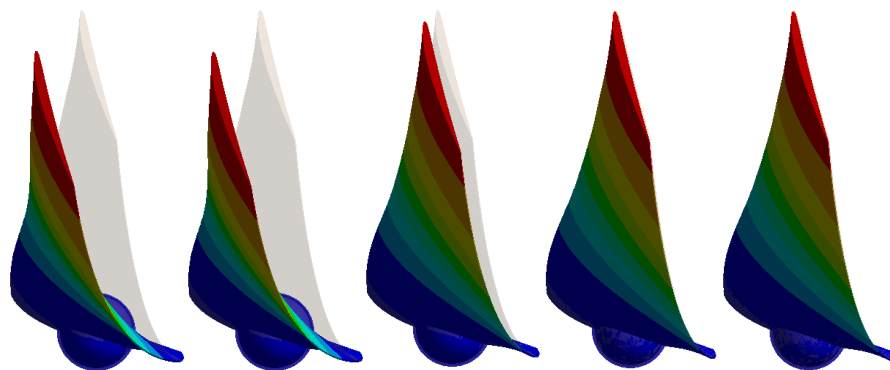


Figura F.2 – Deformação máxima, condição Q_{2E} : (a) ABS, (b) PLA (c) Nylon 6/6, (d) Alumínio, (e) Aço estrutural.

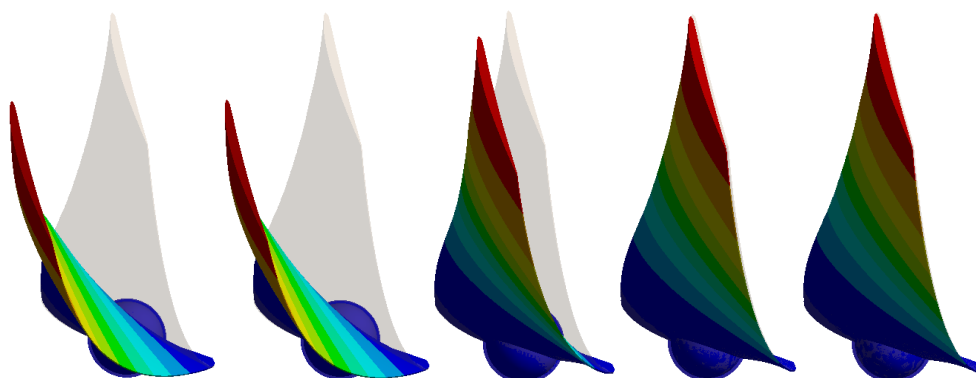


Figura F.3 – Deformação máxima, condição Q_{3E} : (a) ABS, (b) PLA (c) Nylon 6/6, (d) Alumínio, (e) Aço estrutural.

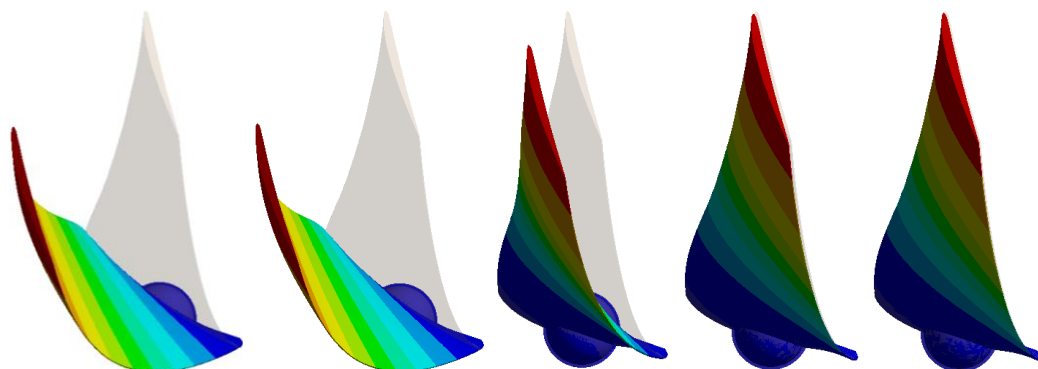


Figura F.4 – Deformação máxima, condição Q_{4E} : (a) ABS, (b) PLA (c) Nylon 6/6, (d) Alumínio, (e) Aço estrutural.

Na Figura F.5, é apresentado o concentrador de tensões equivalentes na região do engate da pá com o cubo. Sugere-se que em estudos subsequentes, sejam analisadas diferentes modificações que permitam suavizar a geometria nessa região fazendo com que a transição da geometria das superfícies das pás com o engate não seja suave.

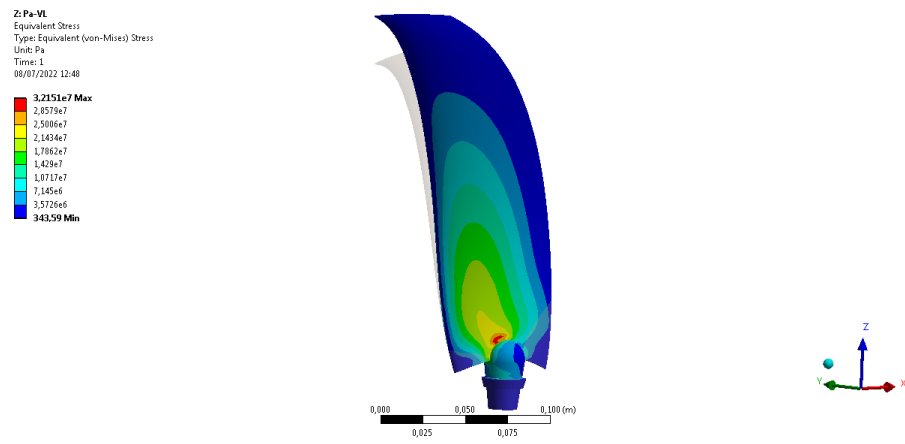


Figura F.5 – Tensão máxima equivalente (von- Mises), condição Q_{4E}, material ABS.