

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

**Análise Teórica e Experimental das
Características de Desempenho Aerodinâmico
de Ventiladores Centrífugos com Pás
Auxiliares**

Paulo Créder Gonçalves Ferreira

Itajubá, setembro de 2013

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

Paulo Créder Gonçalves Ferreira

**Análise Teórica e Experimental das
Características de Desempenho Aerodinâmico
de Ventiladores Centrífugos com Pás
Auxiliares**

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

Área de Concentração: Dinâmica dos Fluidos e Máquinas de
Fluxo

Orientador: Prof. Dr. Waldir de Oliveira

Setembro de 2013

Itajubá - MG

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Mauá
Bibliotecária Jacqueline Rodrigues de Oliveira Balducci- CRB_6/1698

F383a

Ferreira, Paulo Créder Gonçalves

Análise Teórica e Experimental das Características de Desempenho Aerodinâmico de Ventiladores Centrífugos com Pás Auxiliares. / Paulo Créder Gonçalves Ferreira. ó Itajubá, (MG) : [s.n.], 2013.

169 p. : il.

Orientador: Prof. Dr. Waldir de Oliveira

Dissertação (Mestrado) ó Universidade Federal de Itajubá.

1. Turbomáquina. 2. Ventilador Centrífugo. 3. Rotor Centrífugo. 4. Pás Auxiliares. 5. Escoamento potencial. 6. Método das singularidades. 7. Método dos painéis. 8. Características de Desempenho aerodinâmico. I. Oliveira, Waldir, orient. II. Universidade Federal de Itajubá. III. Título.

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

Paulo Créder Gonçalves Ferreira

Análise Teórica e Experimental das
Características de Desempenho Aerodinâmico
de Ventiladores Centrífugos com Pás
Auxiliares

Dissertação aprovada por banca examinadora em 27 de setembro de 2013, conferindo ao autor o título de **Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica.**

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Waldir de Oliveira (Orientador)

Prof. Dr. Helder Fernando de França Mendes Carneiro

Prof. Dr. Marcelo José Pirani

Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho

Itajubá - MG

2013

Dedicatória

À memória de minha mãe, Maria de Lourdes, e de minha irmã, Maria Bernadete. A lembrança da presença de vocês me reconforta.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus que me mostrou sua onipotência divina quando troquei minha vontade pela Tua vontade.

À minha esposa, Sandra, que sempre me apoiou e me incentivou para que eu obtivesse êxito neste trabalho.

Ao meu pai e aos meus irmãos que sempre me incentivaram e me apoiaram em todos os momentos desta caminhada.

Ao Prof. Dr. Ângelo José Junqueira Rezek, do Instituto de Sistemas Elétricos e Energia – ISEE da UNIFEI, pelo projeto e montagem do novo equipamento que permitiu variar e controlar de forma mais eficaz a rotação do motor elétrico que aciona o ventilador centrifugo a ser ensaiado no Laboratório de Ventiladores - *LabVent* do IEM da UNIFEI.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Waldir de Oliveira, que com sua infinita paciência e profundo conhecimento me proporcionou momentos de ensino de valor imensurável.

À minha comadre, Thatyanny de Oliveira, que muito me auxiliou na parte de Informática.

Aos funcionários do Laboratório de Tecnologia Mecânica – LTM do IEM da UNIFEI que colaboraram na fabricação dos rotores centrífugos dos ventiladores ensaiados.

À gerência do SENAI, empresa para a qual trabalho, que em momento algum deixou de colaborar para que este objetivo fosse alcançado.

“Trabalha como se fosses viver cem anos, reza como se fosses morrer amanhã”

Benjamim Franklin (1706-1790)

Resumo

FERREIRA, P. C. G. (2013), Análise Teórica e Experimental das Características de Desempenho Aerodinâmico de Ventiladores Centrífugos com Pás Auxiliares, Itajubá, 169 p. Dissertação (Mestrado em Dinâmica dos Fluidos e Máquina de Fluxo) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Este trabalho apresenta uma análise teórica e experimental das características de desempenho aerodinâmico de ventiladores centrífugos com pás auxiliares. Onze rotores centrífugos foram analisados numericamente, sendo dois rotores convencionais com 4 e 8 pás e nove rotores com 4 pás principais e 4 pás auxiliares. As pás (principais e auxiliares) desses rotores têm formato de um arco de círculo. Para a análise experimental, cada um desses rotores foi colocado numa única voluta de um ventilador centrífugo projetado para uma rotação específica igual a 150.

Na análise teórica foi utilizado o cálculo do escoamento potencial, bidimensional e incompressível em rotores centrífugos, porém, foi levada em consideração a variação de larguras das pás. Uma formulação clássica por meio de singularidades para rotores centrífugos com pás infinitamente finas é apresentada. A solução numérica da equação integral resultante dessa formulação foi obtida por meio do método dos painéis, com distribuição linear de densidade de vórtices em cada painel das pás principais e auxiliares discretizadas. O critério de carregamento aerodinâmico das pás, denominado número de Richardson máximo, que é apropriado para determinar o número ótimo de pás de rotores centrífugos convencionais, foi estendido para rotores centrífugos com pás auxiliares. Com base nesse critério, pode ser possível obter o comprimento e a posição circunferencial das pás auxiliares em relação às pás principais, para atender algum critério de desempenho do ventilador, por exemplo, o de maior rendimento total possível.

As pás dos onze rotores foram construídas e montadas num único disco e numa única capa de um rotor centrífugo de rotação específica igual a 150. Cada um desses rotores foi montado em conjunto com um único bocal de entrada e uma única voluta, formando cada um

dos onze ventiladores centrífugos. Esses ventiladores foram testados num banco de testes apropriado. Desses testes, foram obtidas diversas características globais de desempenho aerodinâmico.

Os resultados experimentais mostram que à medida que o comprimento das pás auxiliares aumenta, a pressão total do ventilador centrífugo também aumenta. Em termos de pressão total, o ventilador centrífugo com pás auxiliares com fator de raio, Fr , igual a 0,50 (metade do comprimento das pás principais) e fator de ângulo, Fa , igual a 0,50 (pás auxiliares posicionadas equidistantes das pás principais) fornece maiores pressões que aquele com $Fr = 0,80$ e $Fa = 0,33$ (pás auxiliares posicionadas mais próximas ao lado de sucção das pás principais). Em termos de rendimento total, o ventilador centrífugo com pás auxiliares com $Fr = 0,80$ e $Fa = 0,50$ apresentou o melhor rendimento. Esse resultado está de acordo com o critério do número de Richardson máximo aplicado somente às pás principais (porém com influência das pás auxiliares).

Conclui-se que, para a aplicação do critério do número de Richardson máximo, com o intuito de estabelecer o comprimento e a posição circunferencial das pás auxiliares em relação às pás principais, para atender algum critério de desempenho aerodinâmico, merece mais investigações. Essas investigações requerem mais estudos numéricos em rotores centrífugos e mais resultados experimentais para uma ampla faixa de rotações específicas desse tipo de turbomáquina.

Palavras-chave

Turbomáquina, Ventilador Centrífugo, Rotor Centrífugo, Pás Auxiliares, Escoamento Potencial, Método das Singularidades, Método dos Painéis, Características de Desempenho Aerodinâmico

Abstract

FERREIRA, P. C. G. (2013), *Theoretical and Experimental Analysis of the Characteristics of Aerodynamic Performance of Centrifugal Fans with Splitter Blades*, Itajubá, 169 p. MSc. Dissertation - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

This work presents a theoretical and experimental analysis of the aerodynamic performance characteristics of centrifugal fans with splitter blades. Eleven centrifugal impellers were analyzed numerically, two conventional impellers with 4 and 8 blades and nine impellers with 4 main blades and 4 splitter blades. The main blades and splitter blades of these impellers have the shape of a circular arc. For experimental analysis, each of the rotors was placed in a single volute of a centrifugal fan designed for a specific speed equal to 150.

In the theoretical analysis was used the calculation of the potential flow, two-dimensional and incompressible in centrifugal impellers, but was taken into account the variation of width of the blades. One classical formulation of the singularity method by centrifugal impellers with infinitely thin blades is provided. The numerical solution of the integral equation resulting from this formulation was obtained by the panel method, with a linear distribution of density of vortices in each panel of the main and splitter discretized blades. The criterion for aerodynamic loading of the blades, called maximum Richardson number, which is suitable for determining the optimal blade number of conventional centrifugal impeller has been extended to centrifugal impellers with splitter blades. Based on this criterion, it may be possible to obtain the length and circumferential position of the splitter blades in relation to the main blades, to meet a performance criterion of the centrifugal fan, for example, the highest possible total pressure rise.

The blades of the eleven impellers were built and assembled on a single hub and a single shroud of a centrifugal impeller of specific speed equal to 150. Each of these rotors is mounted in conjunction with a single inlet nozzle and a single volute forming each of the eleven centrifugal fans. These fans were tested in bench tests appropriate. These tests were obtained several global characteristics of aerodynamic performance.

The experimental results show that as the length of the splitter blades increases, the total pressure rise of the centrifugal fan also increases. In terms of total pressure rise, centrifugal fan with splitter blades with radius factor, Fr , equal to 0.50 (half the length of the main blades) and angle factor, Fa , equal to 0.50 (splitter blades positioned equidistant from main blades) provides greater pressure than that with $Fr = 0.80$ and $Fa = 0.33$ (splitter blades positioned closer to the suction side of the main blades). In terms of total efficiency, centrifugal fan with splitter blades with $Fr = 0.80$ and $Fa = 0.50$ showed the best performance. This result is in accordance with the criterion of maximum Richardson number only applied to the main blades (but with influence of splitter blades).

It is concluded that for the purpose of applying the maximum Richardson number, in order to establish the length and circumferential position of the splitter blades in relation to the main blade, to meet a particular aerodynamic performance criterion deserves further investigation. These investigations require more numerical studies on centrifugal impellers and more experimental results for a wide range of specific speeds of this type of turbomachinery.

Keywords

Turbomachinery, Centrifugal Fan, Centrifugal Impeller, Splitter Blades, Potential Flow, Singularity Method, Panel Method, Aerodynamic Performance Characteristics

Sumário

SUMÁRIO	i
LISTA DE FIGURAS	v
LISTA DE TABELAS	xii
SIMBOLOGIA	xiv
LETRAS LATINAS	xiv
LETRAS GREGAS	xvi
SUBSCRITOS	xvi
SUPERESCRITOS	xvii
ABREVIATURAS	xvii
SIGLAS	xviii
CAPÍTULO 1	1
INTRODUÇÃO	1
1.1 Algumas Considerações Sobre Ventiladores Centrífugos	1
1.2 Algumas Considerações Sobre o Escoamento em Ventiladores Centrífugos ..	4
1.3 Revisão Bibliográfica	8
1.3.1 Trabalhos numéricos	9
1.3.2 Trabalhos experimentais	13
1.4 Motivação do Trabalho	18
1.5 Objetivos do Trabalho	20
1.6 Organização do Trabalho	21
CAPÍTULO 2	23
FORMULAÇÃO DO PROBLEMA E SOLUÇÃO NUMÉRICA	23
2.1 Algumas Considerações Sobre a Geometria e Escoamento em Rotores Centrífugos	23
2.1.1 Considerações sobre a geometria de rotores centrífugos	24
2.1.2 Considerações sobre o escoamento em rotores centrífugos	25
2.1.3 Condições de contorno	26
2.1.4 Condições complementares	27
2.2 Formulação Clássica por Meio de Singularidades para Rotores	

Centrífugos com Pás Infinitamente Finas (PIF)	27
2.2.1 Modelo clássico de escoamento potencial através de grades radiais segundo o método das singularidades	27
2.1.2 Campo de velocidades induzidas por uma grade radial	33
2.3 Solução Numérica pelo Método dos Painéis para Rotores	
Centrífugos Convencionais	35
2.3.1 Técnica de discretização das pás infinitamente finas (PIF)	41
2.3.2 Formação do sistema de equações algébricas lineares	43
2.3.3 Condições complementares.	47
2.4 Solução Numérica pelo Método dos Painéis para Rotores	
Centrífugos com Pás Auxiliares	49
2.5 Aferição do Modelo Computacional	52
CAPÍTULO 3	55
GRANDEZAS CARACTERÍSTICAS DO ESCOAMENTO	55
3.1 Coeficiente de Vazão Ótimo	55
3.2 Velocidade Relativa Adimensional	56
3.3 Pressão Adimensional	57
3.4 Coeficiente de Pressão	57
3.5 Ângulo do Escoamento Relativo	59
3.6 Fator de Deficiência de Potência	61
3.7 Número de Richardson	62
CAPÍTULO 4	67
RESULTADOS NUMÉRICOS E COMENTÁRIOS	67
4.1 Resultados Numéricos para os Rotores Centrífugos Convencionais	68
4.2 Resultados Numéricos para os Rotores Centrífugos com Pás Auxiliares	69
4.2.1 Resultados para os três grupos de rotores com $Fr = 0,33$	73
4.2.2 Resultados para os três grupos de rotores com $Fr = 0,50$	84
4.2.3 Resultados para os três grupos de rotores com $Fr = 0,66$	90
4.3 Comentários Adicionais Sobre os Resultados Numéricos	97
CAPÍTULO 5	98
ANÁLISE EXPERIMENTAL	98
5.1 Descrição do Banco de Testes	99

5.2	Descrição do Funcionamento do Banco de Testes	101
5.3	Grandezas Medidas	102
5.4	Grandezas Calculadas	102
5.5	Valores das Grandezas Medidas	108
5.6	Cálculo das Incertezas das Grandezas Globais	109
CAPÍTULO 6		111
RESULTADOS EXPERIMENTAIS E COMENTÁRIOS		111
6.1	Resultados Experimentais para a Pressão Total dos Ventiladores Centrífugos	112
6.2	Resultados Experimentais para a Pressão Estática dos Ventiladores Centrífugos	115
6.3	Resultados Experimentais para a Potência de Eixo dos Ventiladores Centrífugos	117
6.4	Resultados Experimentais para a Potência Hidráulica dos Ventiladores Centrífugos	120
6.5	Resultados Experimentais para o Rendimento Total dos Ventiladores Centrífugos	122
6.6	Resultados Experimentais para o Rendimento Estático dos Ventiladores Centrífugos	125
6.7	Características de Desempenho Experimentais dos Ventiladores Centrífugos	127
6.8	Resultados das Incertezas das Grandezas Calculadas	133
6.9	Comentários Adicionais Sobre os Resultados Experimentais	134
CAPÍTULO 7		136
CONCLUSÕES E SUGESTÕES		136
7.1	Conclusões	136
7.2	Sugestões para Trabalhos Futuros	139
APÊNDICE A		142
GEOMETRIAS DOS ROTORES, VOLUTA E VENTILADORES CENTRÍFUGOS		142
A.1	Geometria dos Rotores Centrífugos	142
A.1.1	Seção meridional	143
A.1.2	Seção transversal	145

A.2 Geometria da Voluta	147
A.3 Geometria dos Ventiladores Centrífugos	148
APÊNDICE B.	149
DESCRIÇÃO DO FUNCIONAMENTO DO BANCO DE TESTES	
E VALORES DAS GRANDEZAS MEDIDAS	149
B.1 Descrição do Funcionamento do Banco de Testes	149
B.2 Valores das Grandezas Medidas	151
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.	163

Lista de Figuras

Figura 1.1	Esquemas de rotores centrífugos com pás auxiliares: (a) um conjunto de pás auxiliares, (b) dois conjuntos de pás auxiliares e (c) três conjuntos de pás auxiliares.	3
Figura 2.1	Esquema de seção transversal de rotor centrífugo com pás infinitamente finas (PIF) mostrando somente um conjunto de pás auxiliares	24
Figura 2.2	Grade radial móvel com pás de espessura finita e de largura variável: (a) seção meridional e (b) seção transversal (Oliveira, 2001)	29
Figura 2.3	Grade radial móvel com pás infinitamente finas e de largura variável: (a) seção meridional e (b) seção transversal (Oliveira, 2001).	30
Figura 2.4	Esquema representativo do escoamento potencial em grades radiais através da superposição de escoamentos mais simples (Fajardo, 2013).	31
Figura 2.5	Condição de contorno para grade radial móvel referente ao rotor centrífugo	34
Figura 2.6	Nomenclatura para a geometria da grade radial.	36
Figura 2.7	Discretização da pá de referência em segmentos de reta (painéis).	37
Figura 2.8	Grade elementar k e detalhamento do painel k da pá de referência ($\ell = 1$).	38
Figura 2.9	Discretização de uma pá de referência e condição de tangência no painel j para PIF	42
Figura 2.10	Condições de entrada (sem e com choque) e condição de saída (Kutta) para PIF e representação da distribuição linear de vórtice em	

	cada painel	48
Figura 2.11	Influência do número de painéis na distribuição de velocidades na superfície das PIF (ARC) do rotor de Oliveira (2001).	53
Figura 2.12	Influências do número de painéis e do fator de discretização no número de Richardson máximo para as PIF (ARC) do rotor de Oliveira (2001).	54
Figura 3.1	Distribuição de velocidades relativas em função do raio adimensional para um determinado número de pás (Oliveira, 2001).	64
Figura 3.2	Distribuição de números de Richardson em função do raio adimensional para três valores de números de pás (adaptado de Oliveira, 2001)	65
Figura 3.3	Esquema da seção transversal de um rotor centrífugo com pás auxiliares indicando os fatores de raio, Fr , e de ângulo, Fa , e e os Canais A, B e C	66
Figura 4.1	Coefficiente de pressão em função do coeficiente de vazão para os diversos fatores de ângulo, Fa , e de raio, Fr	74
Figura 4.2	Fator de deficiência de potência em função do coeficiente de vazão para os diversos fatores de ângulo, Fa , e de raio, Fr	75
Figura 4.3	Distribuição de pressões para o grupo de rotores 4_0,20_0,33.	76
Figura 4.4	Distribuição de velocidades relativas para o grupo de rotores 4_0,20_0,33	77
Figura 4.5	Distribuição do número de Richardson para o grupo de rotores 4_0,20_0,33	77
Figura 4.6	Distribuições dos ângulos das pás e do escoamento para o grupo de rotores 4_0,20_033.	78
Figura 4.7	Distribuição do número de Richardson nos Canais A, B e C do grupo de rotores 4_0,20_X	78
Figura 4.8	Distribuição de pressões para o grupo de rotores 4_0,50_0,33.	79
Figura 4.9	Distribuição de velocidades relativas para o grupo de rotores 4_0,50_0,33	79
Figura 4.10	Distribuição do número de Richardson para o grupo de rotores 4_0,50_0,33	80
Figura 4.11	Distribuições dos ângulos das pás e do escoamento para o grupo de	

	rotores 4_0,50_033.	80
Figura 4.12	Distribuição do número de Richardson nos Canais A, B e C do grupo de rotores 4_0,50_X.	81
Figura 4.13	Distribuição de pressões para o grupo de rotores 4_0,80_0,33.	81
Figura 4.14	Distribuição de velocidades relativas para o grupo de rotores 4_0,80_0,33.	82
Figura 4.15	Distribuição do número de Richardson para o grupo de rotores 4_0,80_0,33.	82
Figura 4.16	Distribuições dos ângulos das pás e do escoamento para o grupo de rotores 4_0,80_033.	83
Figura 4.17	Distribuição do número de Richardson nos Canais A, B e C do grupo de rotores 4_0,80_X.	83
Figura 4.18	Distribuição de pressões para o grupo de rotores 4_0,20_0,50.	84
Figura 4.19	Distribuição de velocidades relativas para o grupo de rotores 4_0,20_0,50.	85
Figura 4.20	Distribuição do número de Richardson para o grupo de rotores 4_0,20_0,50.	85
Figura 4.21	Distribuições dos ângulos das pás e do escoamento para o grupo de rotores 4_0,20_0,50.	86
Figura 4.22	Distribuição de pressões para o grupo de rotores 4_0,50_0,50.	86
Figura 4.23	Distribuição de velocidades relativas para o grupo de rotores 4_0,50_0,50.	87
Figura 4.24	Distribuição do número de Richardson para o grupo de rotores 4_0,50_0,50.	87
Figura 4.25	Distribuições dos ângulos das pás e do escoamento para o grupo de rotores 4_0,50_0,50.	88
Figura 4.26	Distribuição de pressões para o grupo de rotores 4_0,80_0,50.	88
Figura 4.27	Distribuição de velocidades relativas para o grupo de rotores 4_0,80_0,50.	89
Figura 4.28	Distribuição do número de Richardson para o grupo de rotores 4_0,80_0,50.	89
Figura 4.29	Distribuições dos ângulos das pás e do escoamento para o grupo de rotores 4_0,80_0,50.	90

Figura 4.30	Distribuição de pressões para o grupo de rotores 4_0,20_0,66	91
Figura 4.31	Distribuição de velocidades relativas para o grupo de rotores 4_0,20_0,66	91
Figura 4.32	Distribuição do número de Richardson para o grupo de rotores 4_0,20_0,66	92
Figura 4.33	Distribuições dos ângulos das pás e do escoamento para o grupo de rotores 4_0,20_0,66	92
Figura 4.34	Distribuição de pressões para o grupo de rotores 4_0,50_0,66	93
Figura 4.35	Distribuição de velocidades relativas para o grupo de rotores 4_0,50_0,66	93
Figura 4.36	Distribuição do número de Richardson para o grupo de rotores 4_0,50_0,66	94
Figura 4.37	Distribuições dos ângulos das pás e do escoamento para o grupo de rotores 4_0,50_0,66	94
Figura 4.38	Distribuição de pressões para o grupo de rotores 4_0,80_0,66	95
Figura 4.39	Distribuição de velocidades relativas para o grupo de rotores 4_0,80_0,66	95
Figura 4.40	Distribuição do número de Richardson para o grupo de rotores 4_0,80_0,66	96
Figura 4.41	Distribuições dos ângulos das pás e do escoamento para o grupo de rotores 4_0,80_0,66	96
Figura 5.1	Esquema geral do banco de testes do <i>LabVent</i>	100
Figura 6.1	Pressão total do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr = 0,20$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)	112
Figura 6.2	Pressão total do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr = 0,50$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)	113
Figura 6.3	Pressão total do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr = 0,80$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)	113
Figura 6.4	Pressão total do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares e rotores convencionais	114

Figura 6.5	Pressão estática do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr = 0,20$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)	115
Figura 6.6	Pressão estática do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr = 0,50$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)	116
Figura 6.7	Pressão estática do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr = 0,80$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)	116
Figura 6.8	Pressão estática do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares e rotores convencionais	117
Figura 6.9	Potência de eixo do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr = 0,20$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)	118
Figura 6.10	Potência de eixo do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr = 0,50$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)	118
Figura 6.11	Potência de eixo do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr = 0,80$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)	119
Figura 6.12	Potência de eixo do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares e rotores convencionais	119
Figura 6.13	Potência hidráulica do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr=0,20$ e $Fa=0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N=4$ e $N=8$)	120
Figura 6.14	Potência hidráulica do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr=0,50$ e $Fa=0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N=4$ e $N=8$)	121
Figura 6.15	Potência hidráulica do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr=0,80$ e $Fa=0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N=4$ e $N=8$)	121
Figura 6.16	Potência hidráulica do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares e rotores convencionais	122

Figura 6.17	Rendimento total do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr = 0,20$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)	123
Figura 6.18	Rendimento total do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr = 0,50$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)	123
Figura 6.19	Rendimento total do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr = 0,80$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)	124
Figura 6.20	Rendimento total do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares e rotores convencionais	124
Figura 6.21	Rendimento estático do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr=0,20$ e $Fa=0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N=4$ e $N=8$)	125
Figura 6.22	Rendimento estático do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr=0,50$ e $Fa=0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N=4$ e $N=8$)	126
Figura 6.23	Rendimento estático do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr=0,80$ e $Fa=0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N=4$ e $N=8$)	126
Figura 6.24	Rendimento estático do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares e rotores convencionais	127
Figura 6.25	Curvas de desempenho do ventilador centrífugo em função da vazão para o rotor convencional com 4 pás principais.	128
Figura 6.26	Curvas de desempenho do ventilador centrífugo em função da vazão para o rotor com 4 pás principais e 4 pás auxiliares com $Fr = 0,20$ e $Fa = 0,33$	128
Figura 6.27	Curvas de desempenho do ventilador centrífugo em função da vazão para o rotor com 4 pás principais e 4 pás auxiliares com $Fr = 0,20$ e $Fa = 0,50$	129
Figura 6.28	Curvas de desempenho do ventilador centrífugo em função da vazão para o rotor com 4 pás principais e 4 pás auxiliares com $Fr = 0,20$ e $Fa = 0,66$	129

Figura 6.29	Curvas de desempenho do ventilador centrífugo em função da vazão para o rotor com 4 pás principais e 4 pás auxiliares com $Fr = 0,50$ e $Fa = 0,33$	130
Figura 6.30	Curvas de desempenho do ventilador centrífugo em função da vazão para o rotor com 4 pás principais e 4 pás auxiliares com $Fr = 0,50$ e $Fa = 0,50$	130
Figura 6.31	Curvas de desempenho do ventilador centrífugo em função da vazão para o rotor com 4 pás principais e 4 pás auxiliares com $Fr = 0,50$ e $Fa = 0,66$	131
Figura 6.32	Curvas de desempenho do ventilador centrífugo em função da vazão para o rotor com 4 pás principais e 4 pás auxiliares com $Fr = 0,80$ e $Fa = 0,33$	131
Figura 6.33	Curvas de desempenho do ventilador centrífugo em função da vazão para o rotor com 4 pás principais e 4 pás auxiliares com $Fr = 0,80$ e $Fa = 0,50$	132
Figura 6.34	Curvas de desempenho do ventilador centrífugo em função da vazão para o rotor com 4 pás principais e 4 pás auxiliares com $Fr = 0,80$ e $Fa = 0,66$	132
Figura 6.35	Curvas de desempenho do ventilador centrífugo em função da vazão para o rotor convencional com 8 pás principais.	133
Figura A.1	Seção meridional do rotor centrífugo de $n_{qA} = 150$, Oliveira (2001).	144
Figura A.2	Esquema parcial da seção transversal do rotor centrífugo de $n_{qA} = 150$ convencional com pás de espessura finita (PEF) em formato de um arco de círculo (ARC).	146
Figura A.3	Esquema parcial da seção transversal do rotor centrífugo de $n_{qA} = 150$ convencional com pás infinitamente finas (PIF) em formato de um arco de círculo (ARC).	146
Figura A.4	Esquema da voluta em formato de uma espiral logarítmica utilizada na análise experimental.	147
Figura A.5	Esquema do ventilador centrífugo utilizado na análise experimental	148

Lista de Tabelas

Tabela 4.1	Grandezas geométricas das pás principais e auxiliares	68
Tabela 4.2	Resultados numéricos para os rotores convencionais com $M_P = 150$ e $q_{sg} = 1,05$	69
Tabela 4.3	Resultados numéricos para rotores com 4 pás principais e 4 auxiliares.	71
Tabela 4.4	Grupo de rotores centrífugos com $Fa = 0,33$	72
Tabela 4.5	Grupo de rotores centrífugos com $Fa = 0,50$	72
Tabela 4.6	Grupo de rotores centrífugos com $Fa = 0,66$	73
Tabela 6.1	Resultados das incertezas das grandezas calculadas	133
Tabela A.1	Dimensões da seção meridional dos rotores centrífugos de $n_{qA} = 150$ com pás em formato de um arco de círculo (ARC)	143
Tabela A.2	Dimensões principais da seção transversal do rotor centrífugo de $n_{qA} = 150$ com pás em formato de um arco de círculo (ARC)	145
Tabela B.1	Valores medidos para o ventilador centrífugo de $n_{qA} = 150$ com 4 pás principais (rotor convencional)	152
Tabela B.2	Valores medidos para o ventilador centrífugo de $n_{qA} = 150$ com pás auxiliares para $Fr = 0,20$ e $Fa = 0,33$	153
Tabela B.3	Valores medidos para o ventilador centrífugo de $n_{qA} = 150$ com pás auxiliares para $Fr = 0,20$ e $Fa = 0,50$	154
Tabela B.4	Valores medidos para o ventilador centrífugo de $n_{qA} = 150$ com pás auxiliares para $Fr = 0,20$ e $Fa = 0,66$	155
Tabela B.5	Valores medidos para o ventilador centrífugo de $n_{qA} = 150$ com pás auxiliares para $Fr = 0,50$ e $Fa = 0,33$	156

Tabela B.6	Valores medidos para o ventilador centrífugo de $n_{qA} = 150$ com pás auxiliares para $Fr = 0,50$ e $Fa = 0,50$	157
Tabela B.7	Valores medidos para o ventilador centrífugo de $n_{qA} = 150$ com pás auxiliares para $Fr = 0,50$ e $Fa = 0,66$	158
Tabela B.8	Valores medidos para o ventilador centrífugo de $n_{qA} = 150$ com pás auxiliares para $Fr = 0,80$ e $Fa = 0,33$	159
Tabela B.9	Valores medidos para o ventilador centrífugo de $n_{qA} = 150$ com pás auxiliares para $Fr = 0,80$ e $Fa = 0,50$	160
Tabela B.10	Valores medidos para o ventilador centrífugo de $n_{qA} = 150$ com pás auxiliares para $Fr = 0,80$ e $Fa = 0,66$	161
Tabela B.11	Valores medidos para o ventilador centrífugo de $n_{qA} = 150$ com 8 pás principais (rotor convencional)	162

Simbologia

Letras Latinas

a_1	Primeiro termo da série (progressão) geométrica
A	Área
A_{jk}	Elementos da matriz de influência
b	Largura da pá
B_{jk}	Elementos da matriz de influência
$B(r)$	Função de variação da largura da pá no plano da grade radial
B_k	Elementos do vetor independente
c	Velocidade absoluta do escoamento
C	Velocidade relativa adimensional
D	Diâmetro
e	2,718281828...
Fa	Fator de ângulo
Fr	Fator de raio
g	Aceleração da gravidade local
i	Unidade imaginária $i = (-1)^{1/2}$
$\Im m$	Parte imaginária do argumento complexo
ℓ	Corda do perfil (pá)
M_A	Número de painéis da pá auxiliar
M_P	Número de painéis da pá principal
n	Velocidade de rotação do rotor centrífugo
n_{qA}	Rotação específica segundo Addison
N	Número de pás genérico
N^*	Número ótimo de pás

N_A	Número de pás auxiliares
N_P	Número de pás principais
p	Pressão estática
p_0	Pressão total
p^*	Pressão de movimento
P	Pressão adimensional
P_e	Potência de eixo
P_h	Potência hidráulica ou potência útil de fluido
q	Intensidade de fonte ou sumidouro pontual; densidade de fontes ou sumidouros
q_{sg}	Quociente da série geométrica (fator de discretização)
Q	Vazão volumétrica
r, θ, z	Coordenadas cilíndricas
r	Coordenada radial no plano z ; raio genérico
R	Coordenada radial adimensional; raio de curvatura
\Re	Parte real do argumento complexo
Ri	Número de Richardson
s	Coordenada natural da pá; coordenada da linha de singularidades
S	Coordenada natural adimensional
t	Passo da pá
u	Velocidade circunferencial de um ponto de raio r do rotor
w	Velocidade relativa do escoamento
W	Velocidade relativa adimensional
\bar{W}	Velocidade relativa média adimensional
x, y	Coordenadas cartesianas retangulares
x_1, x_2, x_3	Sistema de eixos coordenados da grade radial ou do rotor
Y	Trabalho específico da turbomáquina
$Y_{pá}$	Trabalho específico do rotor
$Y_{pá\infty}$	Trabalho específico ideal para número infinito de pás de espessura desprezível
z	Ponto no plano complexo da grade radial, $z = x + i y$
Z	Variável complexa adimensional

Letras Gregas

α	Ângulo do escoamento absoluto
β	Ângulo do escoamento relativo
$\beta_{pá}$	Ângulo da pá
γ	Densidade de vórtices
Γ	Circulação; densidade de vórtices adimensional
Δp	Diferença de pressões estáticas
Δp_T	Diferença de pressões totais (pressão total do ventilador)
ΔW	Diferença de velocidades relativas adimensionais
ζ	Variável complexa designativa da posição genérica das singularidades distribuídas
η	Rendimento total do ventilador
η_{est}	Rendimento estático do ventilador
η, ξ	Coordenadas de um ponto do contorno do perfil (pá) no plano complexo
θ	Argumento da variável complexa z ; ângulo polar
μ	Fator de deficiência de potência (<i>slip factor</i>)
π	3,141592653...
ϕ	Coefficiente de vazão
ψ	Coefficiente de pressão
ω	Velocidade angular do rotor
Ω_0	Coefficiente de pré-circulação

Subscritos

0	Referente ao centro do rotor centrífugo
3	Referente às condições na entrada da pá para número finito de pás
4	Referente às condições na entrada da pá

5	Referente às condições na saída da pá
6	Referente às condições na saída da pá para número finito de pás
∞	Referente à distância longe da grade, ou ao número infinito de pás
<i>ba</i>	Bordo de ataque
<i>bf</i>	Bordo de fuga
<i>c</i>	Referente ao ponto de controle do painel
<i>j</i>	Referente ao ponto de controle genérico
<i>k</i>	Referente à grade elementar genérica, ou painel correspondente
<i>m</i>	Referente ao componente meridional, ou à linha média
<i>máx</i>	Referente ao máximo
<i>ót</i>	Referente às condições ótimas ou de projeto
<i>p</i>	Referente ao lado de pressão da pá
<i>pá</i>	Referente à pá, ou ao rotor
<i>r</i>	Referente à componente radial
<i>s</i>	Referente ao lado de sucção da pá
<i>u</i>	Referente à componente circunferencial
θ	Referente ao componente circunferencial

Superescritos

+	Referente ao lado de sucção
–	Referente ao lado de pressão
<i>G</i>	Referente ao efeito da grade radial (rotor radial)
ϕ	Referente ao coeficiente de vazão (ou à vazão)
Ω	Referente ao coeficiente de pré-circulação

Abreviaturas

Am	Pás auxiliares modificadas
As	Pás auxiliares seccionadas

ARC	Referente à pá em formato de arco de círculo
PA	Pás auxiliares
PEF	Referente à pá de espessura finita
PIF	Referente à pá infinitamente fina
PP	Pás principais
RAm	Rotor com pás auxiliares modificadas
RA _s	Rotor com pás auxiliares seccionadas
RC	Rotor convencional (sem pás auxiliares)
RPc	Rotor somente com pás principais

Siglas

ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
EFEI	Escola Federal de Engenharia de Itajubá
FINEP	Financiadora de Estudos e Projetos
IEM	Instituto de Engenharia Mecânica
<i>LabVent</i>	Laboratório de Ventiladores do IEM da UNIFEI
UNIFEI	Universidade Federal de Itajubá

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

Neste capítulo são apresentadas inicialmente algumas considerações gerais referentes a ventiladores centrífugos, principalmente sobre o seu rotor. Em seguida, são apresentadas algumas considerações sobre o escoamento no interior dessas máquinas, com ênfase maior no escoamento através do seu rotor. Na sequência, é feita uma revisão bibliográfica sobre turbomáquinas que possuem pás auxiliares (*splitter blades*) intercaladas às pás principais. Na sequência, é apresentada a principal motivação deste trabalho. Finalmente, são apresentados os principais objetivos e como está organizado o presente trabalho.

1.1 ALGUMAS CONSIDERAÇÕES SOBRE VENTILADORES CENTRÍFUGOS

Um ventilador pode insuflar gás num ambiente ou exaurir gás de um determinado ambiente. Os ventiladores são utilizados nos mais diversos campos de aplicações e constituem uma classe importante de turbomáquinas onde o escoamento através dessas máquinas é tratado como incompressível e, portanto, são denominados de turbomáquinas hidráulicas. Com relação à direção do escoamento principal no rotor, os ventiladores são normalmente classificados radiais, diagonais e axiais.

Na classe de ventiladores radiais, existem os ventiladores denominados puramente radiais e aproximadamente radiais. Os ventiladores radiais operam baixas vazões e altas pressões, ao passo que os axiais operam altas vazões e baixas pressões. Intermediariamente a esses dois tipos, os ventiladores diagonais operam médias vazões e pressões. Em geral, os ventiladores radiais desenvolvem pressões estáticas até 1.000 mmH₂O e possuem rotação específica, $n_{qA} = n \cdot Q^{1/2} / (\Delta p_T / \rho)^{3/4} \cdot 10^3$, menores que 200. Geralmente, o sentido do escoamento no rotor de ventiladores radiais é centrífugo.

Em geral, um ventilador centrífugo é composto de um bocal de entrada, um rotor radial (ou aproximadamente radial) e uma voluta. Na entrada, o ventilador pode ter um sistema diretor com aletas móveis que, além de direcionar o gás para o rotor, controla a sua vazão. As pás do rotor de ventilador centrífugo são solidárias ao disco interno, montado no eixo do ventilador, e ao disco externo (capa). As pás, geralmente, são fixadas perpendicularmente nesses discos. Tal configuração é denominada de rotor fechado, típica de ventiladores centrífugos. Dependendo das vazões envolvidas, o rotor pode apresentar uma ou duas entradas. A voluta, posicionada na periferia mais externa do rotor, recebe o gás proveniente desse rotor e o direciona para a sua saída. Normalmente, a seção meridional da voluta de ventiladores centrífugos é retangular e sua seção de saída é quadrada ou circular.

Rotores de ventiladores centrífugos apresentam os mais variados formatos de pás, podendo ter formato reto ou curvado. O ângulo de saída das pás, β_5 , pode ser menor (pás curvadas para trás), igual (pás radiais) ou maior (pás curvadas para frente) que 90°. Ângulo $\beta_5 > 90^\circ$ é típico de ventiladores centrífugos (Sirocco) onde o requisito de baixo nível de ruído é primordial. As pás de ventiladores centrífugos, geralmente, são de espessura constante, mas existem pás em formato de aerofólio que melhoram o desempenho do ventilador em termos aerodinâmicos e de ruído.

Dependendo da aplicação do ventilador centrífugo (associada ao seu desempenho aerodinâmico e às suas características estruturais e de ruído), o seu rotor pode ter somente pás principais (rotor convencional) ou pode ter (além das pás principais) um conjunto ou mais conjuntos de pás auxiliares (*splitter blades*), denominado rotor com pás auxiliares, Figura 1.1. As pás auxiliares são posicionadas entre as pás principais e têm comprimentos menores que aqueles das pás principais. Rotores com mais de um conjunto de pás auxiliares podem ter pás auxiliares com comprimentos iguais ou diferentes e ser posicionadas de forma não equidistante das pás principais. No caso de ventiladores centrífugos, as pás auxiliares podem estar posicionadas na periferia externa do rotor, na periferia interna ou entre essas periferias.

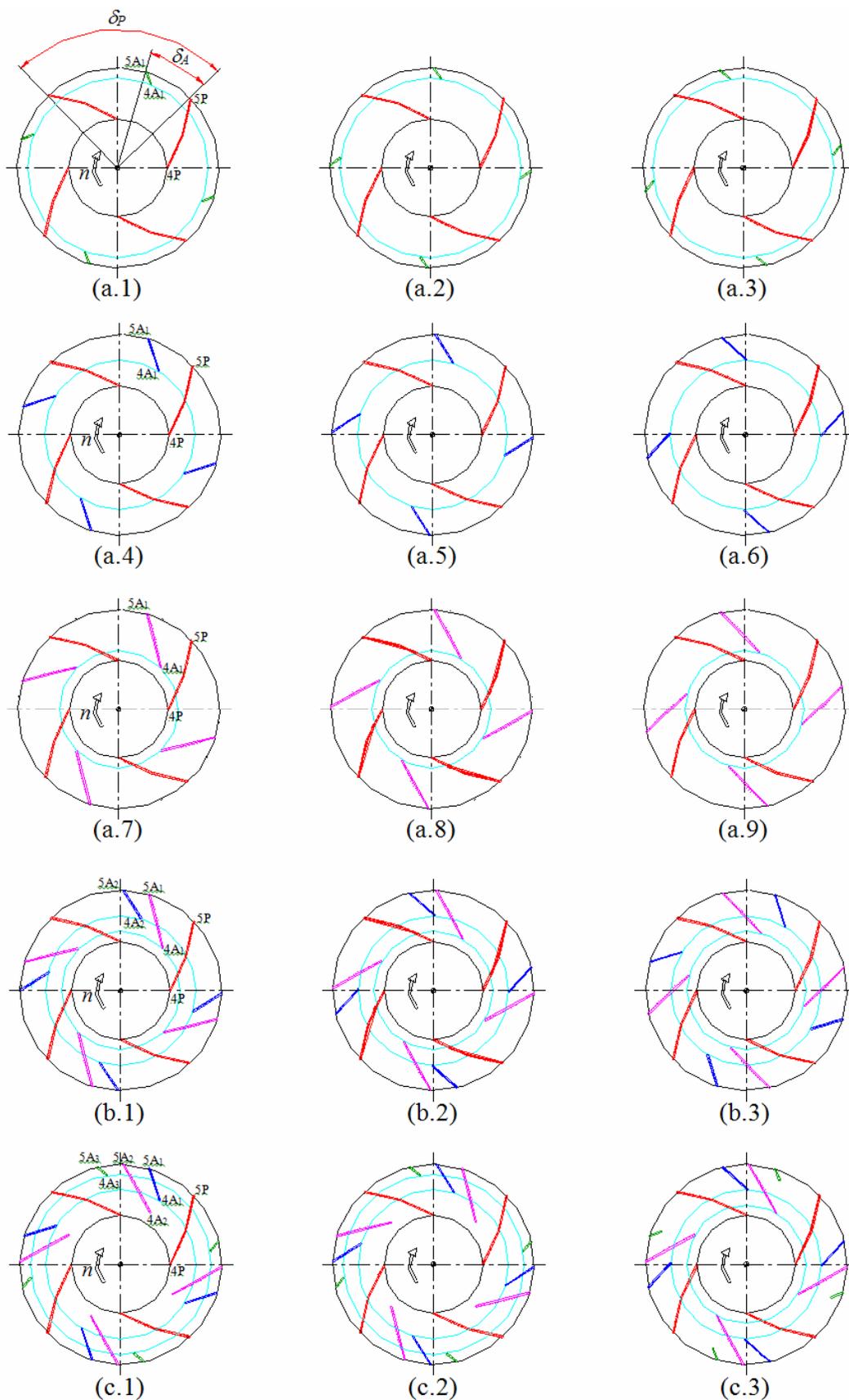


Figura 1.1 Esquemas de rotores centrífugos com pás auxiliares: **(a)** um conjunto de pás auxiliares, **(b)** dois conjuntos de pás auxiliares e **(c)** três conjuntos de pás auxiliares

Porém, no caso de bombas centrífugas as pás auxiliares são posicionadas afastadas da periferia interna do rotor, a fim de se evitar um estrangulamento geométrico na seção de entrada do rotor, que poderia provocar o fenômeno da cavitação. O uso otimizado de pás auxiliares permite a redução do carregamento das pás principais e uma melhor configuração do escoamento no rotor, resultando num melhor desempenho em termos aerodinâmicos e de ruído não só no ponto de projeto, mas também numa ampla faixa de operação da máquina.

O presente trabalho analisa ventiladores centrífugos com pás auxiliares compostos basicamente de um bocal de entrada, um rotor com apenas um conjunto de pás auxiliares e uma voluta de seção meridional retangular com saída de seção quadrada. Cada rotor analisado é montado numa única voluta de um ventilador de $n_{qA} = 150$. As pás principais e auxiliares são curvadas para trás, $\beta_5 < 90^\circ$, montadas perpendicularmente aos discos interno e externo, têm espessura constante (a menos das regiões próximas aos bordos de ataque e de fuga), formato de um arco de círculo e são de simples curvatura.

1.2 ALGUMAS CONSIDERAÇÕES SOBRE O ESCOAMENTO EM VENTILADORES CENTRÍFUGOS

O escoamento em ventiladores centrífugos, como em qualquer turbomáquina, é um dos mais complexos existentes em dinâmica dos fluidos. Na maioria dos casos, esse escoamento, é totalmente tridimensional, com fenômenos de transição laminar/turbulenta e descolamentos associados ao desenvolvimento das camadas-limites. Complexos mecanismos de dissipação viscosa e de geração de vorticidade também estão presentes. Os escoamentos nos componentes móveis e fixos do ventilador interferem entre si provocando efeitos não-permanentes.

A característica pressão-vazão de um ventilador centrífugo depende das características de cada um dos seus componentes. Os escoamentos nesses componentes interagem entre si, e a característica individual de cada um é obtida em conjunto com os demais, através de testes desenvolvidos em laboratório. Porém, o projeto de cada componente, segundo Japikse e Platt (2004), é feito individualmente, com o objetivo de atingir as melhores características possíveis para uma determinada aplicação da turbomáquina. O tratamento de cada componente isolado constitui numa simplificação notável, mas os problemas relacionados ao

escoamento real persistem, particularmente, quando se trata de um rotor centrífugo por causa da sua geometria. Novas simplificações devem ocorrer, preservando ao máximo as características reais.

No que se refere à análise teórica do escoamento em rotores centrífugos, existem diversas classificações dos métodos computacionais relacionadas, basicamente, à: 1) dimensão do campo de escoamento (uni, bi, quase-tri e tridimensionais), 2) consideração ou não dos efeitos viscosos (métodos puramente invíscidos, invíscidos com correção empírica, de interação viscosa-invíscida e de solução das equações de Navier-Stokes completas) e 3) técnica da solução numérica (diferenças finitas, elementos finitos e volumes finitos, entre outras). Essas considerações não serão abordadas neste trabalho visto que estão relatadas em diversos trabalhos de revisão e em livros-textos publicados por Gostelow (1973), Japikse (1976), Adler (1980), McNally e Sockol (1985), Cumpsty (1989), Whitfield e Baines (1990), Lakshminarayana (1991) e Lakshminarayana (1996), entre outros.

A existência de escoamento separado em duas regiões distintas, nos canais formados pelas pás de rotores centrífugos, foi observada por vários pesquisadores em seus trabalhos experimentais. Porém, se atribui a Dean Jr. que apontou a necessidade de se levar em consideração esse tipo de escoamento e que também o denominou de modelo jato-esteira. A idéia foi primeiramente esclarecida no trabalho de Dean Jr. e Senoo (1960) no qual o escoamento foi tratado como bidimensional (uniforme na direção axial), com o jato e a esteira dividindo o canal formado por duas pás consecutivas na direção circunferencial (plano transversal). A esteira, com velocidade uniforme, w_w , ocupava a região próxima ao lado da superfície de sucção da pá, e o jato, com velocidade uniforme, w_j , maior que w_w , ocupava a região próxima ao lado da superfície de pressão da pá.

A primeira informação mais importante sobre o escoamento em rotores centrífugos sem disco externo foi dada por Eckardt (1976 e 1980), que utilizou anemometria a laser para a medição detalhada do campo de escoamento para um rotor centrífugo com ângulo de saída das pás igual a 90° . As distribuições de velocidades obtidas por Eckardt (1976), no ponto de projeto, mostram que nas seções próximas à entrada do rotor até a sua seção mais central não apresenta qualquer irregularidade. A partir da seção central, começa aparecer alguma irregularidade no lado da capa estacionária e, próximo à seção de saída do rotor, essa irregularidade é mais acentuada na região do canto compreendida entre o lado de sucção da pá e a capa estacionária. A separação aumenta e a esteira pode ser reconhecida nitidamente na saída do rotor.

Com essas medições, foi possível esclarecer a maioria das ambigüidades de interpretação sobre o escoamento na saída de rotores centrífugos. A esteira, medida por Eckardt (1976), não é como aquela idealizada por Dean Jr. e Senoo (1960), mas ocupa uma região significativa na saída do rotor, com uma velocidade média muito menor que a velocidade média do jato e posicionada nas proximidades do lado da superfície de sucção da pá. Dean Jr. imaginou a esteira começando na região entre o lado da superfície de sucção da pá e a capa estacionária, emigrando para preencher a região entre o disco interno e a capa estacionária, próxima à saída do rotor. Alguns detalhes, portanto, não são precisos, mas, no geral, o modelo proposto por Dean Jr. e Senoo (1960) é bem razoável.

Vários testes em laboratório realizados no interior de rotores centrífugos de altas, moderadas e baixas velocidades de rotação, com pás de saída radial ou curvadas para trás, com pás auxiliares e de diferentes geometrias foram realizados em diversos centros de pesquisas. Descrições desses trabalhos são relatadas por Fagan e Fleeter (1991) e Hathaway *et al.* (1993), entre outros. Os experimentos indicam a estrutura jato-esteira observada em muitos rotores, numa escala maior ou menor.

Os resultados anteriores mostram claramente que o escoamento na forma de jato-esteira depende da vazão e da geometria do rotor. No plano transversal, as pás curvadas para trás com ângulos de saída menores que 90° , dependendo da sua geometria e do seu ângulo de saída, têm tendência de apresentar pouca ou nenhuma separação do escoamento, no ponto de projeto. No trabalho de Adler e Krimerman (1980) sobre “*a relevância de cálculos do escoamento não-viscoso e subsônico no escoamento real de rotores centrífugos*”, a seguinte conclusão foi estabelecida: “*teorias não-viscosas podem ser seguramente utilizadas em todos os casos onde a esteira no lado de sucção da pá não está presente e que os efeitos viscosos não são predominantes*”. Exemplos típicos dessa situação são os rotores de bombas e de ventiladores centrífugos com pás altamente curvadas para trás (ângulos de saída das pás muito menores que 90°), onde a estrutura jato-esteira não está presente no ponto de projeto.

Teorias do escoamento não-viscoso podem ser classificadas em vários grupos. Sob o aspecto geométrico, uma classificação normalmente encontrada na literatura técnica se refere aos conceitos das superfícies S_1 (B-B, “*Blade-to-Blade*”) e S_2 (H-S, “*Hub-to-Shroud*”) introduzidas por Wu (1952): teorias bi, quase-tri e tridimensionais. Os métodos de cálculo em cada um desses grupos podem ainda ser classificados com base no esquema computacional utilizado: método das singularidades – método dos painéis, métodos da curvatura da linha de corrente, métodos de diferenças finitas e métodos de elementos finitos, entre outros. Com

relação aos três últimos, não se pretende fazer nenhuma revisão dos inúmeros trabalhos publicados. Especificamente no caso de escoamentos não-viscosos em rotores centrífugos, Adler (1980) e Whitfield e Baines (1990) fornecem detalhes sobre o assunto.

O método das singularidades, utilizado no presente trabalho, pode ser aplicado basicamente em duas situações distintas: 1) problema direto (análise do escoamento potencial de uma dada geometria), 2) problema inverso (projeto de uma geometria para uma dada distribuição de velocidades ou outra grandeza de interesse). Essas situações podem envolver escoamentos compressível ou incompressível, escoamento em corpos em *tandem*, escoamento em grades lineares e radiais de turbomáquinas, entre outras aplicações. Esse método, normalmente empregado na aerodinâmica da asa, foi estendido para abranger situações envolvendo diferentes geometrias de grades de turbomáquinas, como descrito por Scholz (1965). No caso específico de grades radiais móveis, típicas de rotores centrífugos, uma das primeiras contribuições para o problema direto do escoamento incompressível foi dada por Isay (1954). Foram utilizadas distribuições de vórtices no contorno das pás de largura constante, simulando o efeito de grade. A aplicação da condição de tangência do escoamento relativo no contorno das pás resultou em uma equação integral de contorno, tendo por incógnita a função de densidade de vórtices. Essa é uma característica das formulações clássicas do escoamento potencial pelo método das singularidades, isto é, equações integrais lineares de contorno para as densidades de singularidades de vários tipos (fontes, vórtices, dipolos isolados ou combinados).

Ao se analisar o escoamento potencial em rotores centrífugos com pás de largura variável, é possível, ainda, manter uma formulação diferencial de caráter bidimensional e linear. Entretanto, ao se aplicar o método das singularidades, verifica-se que, em geral, não é mais possível manter uma formulação integral estritamente de contorno e linear: a variação radial da largura da pá origina integral de campo, dependente não só dessa variação, mas também do próprio campo de velocidades resultante, de forma não-linear. Métodos numéricos de solução da formulação integral irão exigir a discretização tanto do contorno como da própria região do escoamento, além de procedimentos iterativos.

No sentido de superar essas dificuldades, Hoffmeister (1960) mostrou ser possível uma formulação integral exclusivamente de contorno para um caso particular de variação de largura da pá. Murata *et al.* (1978), utilizando o método das singularidades, consideraram o caso particular de variação de largura prescrito por Hoffmeister (1960), para o caso de pás logarítmicas de espessura infinitamente fina, e obtiveram uma formulação integral

exclusivamente de contorno e linear que, apesar de restrita, pode ser considerada exata. Uma formulação integral mais geral, abrangendo pás de espessura finita, foi desenvolvida por Nyiri (1970) e Eremeef (1974), válida para o escoamento potencial entre duas superfícies de corrente, supostas de revolução. A geometria de interseção do rotor com essas superfícies foi mapeada no plano de uma grade linear, através de uma transformação apropriada. Por meio de uma aproximação para as integrais de campo, tornou-se possível uma formulação integral do problema apenas no contorno das pás no plano transformado. O efeito dessa aproximação não foi devidamente analisado por Nyiri (1970) e Eremeef (1974), apesar de esse último ter apresentado procedimentos para refinar as soluções. Lewis (1991), utilizando a formulação clássica de Martensen (1959), também apresentou procedimentos para considerar a variação de largura da pá, porém os seus resultados são mostrados somente para grades radiais de largura constante.

Uma técnica numérica de discretização muito simples e altamente eficiente, denominada de método dos painéis (veja, por exemplo, Hess e Smith (1967) e Katz e Plotkin (1991)), tem sido aplicada em problemas de aerodinâmica. Giesing (1964) e Amorim (1987) estenderam esse método para o caso de grades lineares e Manzanares Filho (1982) para rotores centrífugos com pás infinitamente finas e de largura constante. Fernandes e Oliveira (1991) também aplicaram esse método para o caso de rotores centrífugos com pás de espessura finita e de largura variável, e Manzanares Filho e Oliveira (1992) para o caso de pás infinitamente finas também de largura variável.

No trabalho de Oliveira (2001), foi mostrado que, no caso de pás de pequena espessura finita com bordos arredondados e excetuando-se as regiões do escoamento muito próximas a esses bordos, o efeito da variação radial de largura das pás é mais importante que o da variação de espessura. Esse fato parece indicar que a utilização de modelos de escoamento potencial que desprezam a espessura das pás pode ser recomendável, desde que se leve em conta o efeito da variação radial de largura da pá.

1.3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

No caso de turbomáquinas radiais, a maioria dos trabalhos numéricos e experimentais publicados se refere aos rotores de turbocompressores. No caso de bombas e de ventiladores

centrífugos, os trabalhos disponíveis se referem basicamente a resultados experimentais de grandezas globais do escoamento. Na literatura técnica, existem poucos trabalhos que apresentam resultados numéricos locais, obtidos do cálculo do escoamento potencial, para rotores com pás auxiliares desses dois tipos de turbomáquinas. Existem, no entanto, diversos trabalhos publicados nos quais os autores utilizaram técnicas de dinâmica dos fluidos computacional (DFC), ou desenvolvendo seus próprios códigos computacionais ou utilizando códigos comerciais disponíveis. No que segue, são descritos os trabalhos numéricos e experimentais de rotores e de turbomáquinas centrífugas com pás auxiliares.

1.3.1 Trabalhos numéricos

Os principais trabalhos numéricos disponíveis na literatura são:

Luu *et al.* (1980) apresentaram um método de cálculo para a análise do escoamento não-viscoso, subsônico e transônico em um rotor centrífugo com pás auxiliares. O método de cálculo analisa o escoamento no plano transversal (pá a pá) sobre superfícies de corrente axialmente simétricas. O primeiro passo para o cálculo consiste da análise da linha de corrente no plano meridional, que determina a configuração das geratrizes das superfícies de corrente axialmente simétricas. O segundo passo é o cálculo do escoamento no plano transversal sobre as superfícies de corrente obtidas do primeiro passo. Como o escoamento relativo no rotor é rotacional, os autores usaram a técnica de separação do escoamento relativo em uma parte rotacional e uma parte irrotacional. A primeira parte, com divergência nula, é definida por uma função corrente representando o escoamento incompressível. A condição de Kutta é imposta ajustando-se o valor da função corrente sobre cada pá incluída na periodicidade geométrica (duas pás principais e uma auxiliar). A segunda parte, com divergência não-nula, é definida por um potencial de velocidade representando o efeito de compressibilidade até a faixa transônica. A solução numérica da equação diferencial do potencial de velocidade acoplada com a equação diferencial da função corrente é resolvida pelo método de diferenças finitas. Os resultados numéricos do trabalho são comparados com os resultados numéricos obtidos do programa computacional desenvolvido por Katsanis (1969). Os valores de função corrente e de circulação obtidos por Luu *et al.* foram introduzidos no programa de Katsanis, uma vez que tal programa não fornece meios de impor a condição de Kutta diretamente. Os resultados numéricos apresentados mostram uma boa concordância em toda extensão das pás. Os resultados numéricos de Luu *et al.* também foram comparados com os resultados

experimentais realizados por Mizuki *et al.* (1974). A concordância entre esses resultados só não é satisfatória na região mais próxima à saída do rotor.

Wu e Wang (1984) apresentaram um método para calcular o escoamento compressível através da superfície S_1 (pá a pá) de rotores de turbomáquinas compostas de pás auxiliares ou de pás em *tandem*. As equações que representam as leis físicas do escoamento em turbomáquinas são escritas em coordenadas curvilíneas não-ortogonais, com o objetivo de melhorar a exatidão da diferenciação numérica em pontos da malha próximos de contornos que definem a geometria das pás. O efeito da viscosidade do fluido é considerado de forma aproximada; ao invés de utilizar a equação que representa a segunda lei da termodinâmica, o aumento de entropia ao longo de uma linha de corrente é calculado de uma relação politrópica apropriada ou de resultados experimentais da perda de pressão total. O valor do gradiente de entropia assim obtido é então usado na equação da quantidade de movimento. Na essência, esse modelo significa que o efeito acumulado da ação viscosa a montante das pás no aumento da entropia é considerado, enquanto que as tensões viscosas locais são desprezadas. A solução numérica da equação para a função corrente é obtida através do método de diferenças finitas. Um processo iterativo entre a função corrente e a massa específica do fluido é utilizado. O sistema de equações resultante é resolvido por uma técnica matricial que utiliza a decomposição LU para convergência rápida. Os resultados numéricos são apresentados para um rotor convencional e para um rotor com pás auxiliares. No caso do rotor convencional, são comparados os resultados numéricos e os resultados experimentais realizados por Savage *et al.* (1955), observando-se uma boa concordância em toda extensão das pás.

Bakir *et al.* (2001-a), utilizando o método das singularidades, desenvolveram um algoritmo para analisar a interação dos escoamentos nos sistemas móvel e fixo de turbomáquinas centrífugas. Esses sistemas foram mapeados para o plano das grades lineares móvel e fixa por meio de transformação conforme. O algoritmo utiliza vórtices discretos distribuídos periodicamente no contorno das pás (sistema móvel) e das aletas (sistema fixo) consideradas de espessura finita. O algoritmo apresentado considera a complexidade da geometria da turbomáquina (presença ou não de pás auxiliares, possibilidade de variação de passo das pás e/ou aletas, presença da voluta após o rotor, etc.). Resultados numéricos e experimentais são apresentados para uma bomba centrífuga composta de um rotor convencional de 5 pás e de uma voluta, com a finalidade de validar o algoritmo proposto e ilustrar a efetividade do cálculo do escoamento potencial na determinação das flutuações de pressão geradas pela interação dos escoamentos no rotor e na voluta. Apesar de os autores

terem desenvolvido um algoritmo geral para levar em consideração a presença de pás auxiliares, nenhum resultado numérico para essa situação foi apresentado.

Bakir *et al.* (2001-b) apresentaram o mesmo algoritmo geral desenvolvido pelos próprios autores no trabalho descrito anteriormente (Bakir *et al.* (2001-a)). Resultados numéricos são apresentados para um ventilador axial do tipo rotor-estator composto de 4 pás (rotor) e de 7 aletas (estator), e para uma bomba centrífuga composta por um rotor com 5 pás e uma voluta. No caso do ventilador axial, os autores analisaram a influência da variação da distância entre as pás do rotor e as aletas do estator e, também, a influência da variação do passo das pás. No caso da bomba centrífuga, os autores analisaram a influência da variação da vazão e, também, a influência da distância radial da lingueta da voluta em relação à periferia externa do rotor. Novamente, os autores não apresentaram nenhum resultado para rotores com pás auxiliares.

Violato (2004) apresentou uma formulação para o escoamento potencial e incompressível em rotores centrífugos de turbomáquinas contendo um conjunto de pás auxiliares consideradas de espessura infinitamente fina. A formulação é baseada no método das singularidades e é feita diretamente no plano da grade radial que representa o rotor centrífugo, evitando-se transformações intermediárias. Uma aproximação é efetuada para se levar em consideração a variação radial de largura das pás, possibilitando uma formulação integral, linear e exclusivamente de contorno. A solução numérica da equação integral de Fredholm de primeira espécie, resultante da formulação apresentada, é obtida pelo método dos painéis. Uma distribuição linear de densidade de vórtices é admitida em cada painel plano das pás discretizadas, com isso, a condição de Kutta e a condição de entrada sem choque do escoamento no rotor são impostas diretamente. Todas as grandezas de interesse, tanto locais como globais, podem ser calculadas. Conforme o trabalho de Oliveira (2001), uma dessas grandezas é o número de Richardson que fornece importantes informações sobre as características do escoamento através de rotores centrífugos. Os resultados numéricos obtidos são apresentados para diversos rotores centrífugos com pás principais e auxiliares em formato de arco de círculo tendo uma geometria fixa de seção meridional. Três posições circunferenciais para o conjunto de pás auxiliares em relação às pás principais e três comprimentos de pás auxiliares foram considerados para efeito de análise e comparação dos resultados. Ao contrário da técnica geralmente utilizada, onde as pás auxiliares são originadas de suas correspondentes pás principais através de usinagem, foi proposta no trabalho uma modificação no ângulo de entrada das pás auxiliares, a fim de se evitar o choque de entrada, porém mantendo-se o mesmo formato das pás pré-estabelecido.

Madhresh *et al.* (2011) utilizando técnicas de dinâmica dos fluidos computacional apresentaram um estudo numérico sobre o escoamento em um ventilador centrífugo com pás auxiliares. O ventilador analisado é composto de uma região de entrada, um rotor e uma voluta. O rotor original possui 12 pás principais (configuração M) de espessura constante igual a 3 mm. Duas configurações (A e B) de pás auxiliares de comprimento radial igual a 40% do comprimento radial das pás principais foram analisadas. Uma configuração (A) possuía pás auxiliares posicionadas na periferia mais externa do rotor (mais próximas ao bordo de fuga das pás). A outra configuração (B) possuía pás auxiliares posicionadas na periferia mais interna do rotor (mais próximas ao bordo de ataque das pás). Para cada uma dessas configurações foram analisadas três posições circunferenciais das pás auxiliares em relação às pás principais: a primeira, afastada do lado de sucção das pás principais de 25% da distância circunferencial entre duas pás principais consecutivas (A_1 e B_1), a segunda de 50% (A_2 e B_2), e, a terceira de 75% (A_3 e B_3). Os autores apresentaram resultados apenas para uma condição de vazão (vazão ótima), referentes aos coeficientes de pressão estática e de perdas de pressão total do ventilador e às linhas de corrente do escoamento relativo no rotor, para as configurações M, A_1 , A_2 , A_3 , B_1 , B_2 e B_3 . Em termos de pressão estática, foi observado um aumento, em relação ao rotor original (configuração M), para as configurações B_1 , B_2 e B_3 . O maior aumento foi para a configuração B_2 , diminuindo um pouco para a B_3 e um pouco mais para a B_1 . Porém, foi observada uma diminuição da pressão estática, em relação ao rotor original (configuração M), para as configurações A_1 , A_2 e A_3 . A maior diminuição foi para a configuração A_2 , aumentando um pouco para a A_1 e um pouco mais para a A_3 . Em termos de perdas de pressão total, foi observada uma redução, em relação ao rotor original (configuração M), para as configurações B_1 , B_2 e B_3 . A maior redução foi para a configuração B_2 , aumentando muito pouco para a B_3 e um maior aumento para a B_1 . Porém, foi observado um aumento das perdas de pressão total, em relação ao rotor original (configuração M), para as configurações A_1 , A_2 e A_3 . O maior aumento foi para a configuração A_2 , diminuindo um para a A_1 e uma maior diminuição para a A_3 . Esses resultados se devem às diversas características do escoamento de acordo com o posicionamento das pás auxiliares, apresentando regiões com maiores ou menores recirculações, incidências do escoamento, formação da estrutura jato-esteira, entre outros fenômenos do escoamento.

Kim *et al.* (2012) utilizando técnicas de dinâmica dos fluidos computacional apresentaram um estudo numérico sobre o escoamento em um ventilador centrífugo com pás auxiliares. O rotor de referência utilizado possui 11 pás principais. Com o intuito de melhorar as características de desempenho do ventilador, diminuindo as perdas por escoamento reverso,

os autores modificaram o rotor de referência introduzindo dois conjuntos de pás auxiliares intercaladas nas pás principais, controlando o número de pás principais e auxiliares. Um conjunto possuía pás auxiliares com comprimento de 90% e o outro com 30% do comprimento das pás principais. Foram analisadas três configurações de rotores com pás auxiliares: 1) a Configuração 1 possuía 5 pás principais, 5 pás auxiliares de 90% e 5 de 30%; 2) a Configuração 2 possuía 6 pás principais, 6 pás auxiliares de 90% e 6 de 30% e 3) a Configuração 3 possuía 7 pás principais, 7 pás auxiliares de 90% e 7 de 30%. Para as três configurações, as pás auxiliares de 90% estavam posicionadas circunferencialmente a 1/3 do lado de pressão das pás principais, e as de 30% a 1/3 do lado de sucção das pás principais. Os autores apresentaram resultados numéricos para o coeficiente de pressão e para o rendimento total. Como era de se esperar, o coeficiente de pressão aumentou, em relação ao rotor de referência, à medida que o número de pás principais e auxiliares aumentou. Para o rendimento total, houve uma diminuição para a Configuração 1, e um aumento para as Configurações 2 e 3. A Configuração 3 apresentou um pequeno aumento em relação à Configuração 2.

Hou *et al.* (2012), utilizando técnicas de dinâmica dos fluidos computacional, analisaram a influência do comprimento das pás auxiliares (posicionadas equidistantes das pás principais) de rotores de turbinas Francis de altíssima queda. Seus resultados numéricos mostram que o rendimento hidráulico do rotor é maior para comprimentos das pás auxiliares entre 60 e 75% das pás principais. Por outro lado, para comprimento das pás auxiliares maior que 75%, os efeitos de cavitação são aumentados no ponto de projeto e também em toda faixa de operação de vazões maiores que aquela referente ao ponto de projeto.

1.3.2 Trabalhos experimentais

Os principais trabalhos experimentais disponíveis na literatura são:

Fryml *et al.* (1983) apresentaram resultados experimentais globais para rotores de bombas centrífugas operando ar a baixas velocidades, de modo que o efeito de compressibilidade fosse desprezado. Dois rotores, cada um contendo 7 pás principais, foram testados: um com pás principais mais curtas (Projeto 1) e o outro com pás principais mais longas (Projeto 2). Em ambos os projetos foram testados rotores com 2 conjuntos de pás auxiliares (duas grades radiais) de mesmo comprimento e dispostas em distâncias circunferenciais iguais em relação às pás principais e, também, com 1 conjunto de pás auxiliares posicionadas ou mais próximas do lado de pressão ou mais próximas do lado de

sucção das pás principais. As pás são de simples curvatura, de largura constante e com arestas de entrada e de saída paralelas ao eixo do rotor. Todas essas alternativas foram testadas em laboratório para configurações denominadas de convencional (sem pás anulares na entrada do rotor) e de não-convencional (com pás anulares na entrada do rotor localizadas nas proximidades da região curvada do disco externo (capa do rotor)). Da análise dos resultados, as principais conclusões são: 1) o rotor com 7 pás principais do Projeto 1 apresenta maiores rendimentos e maiores pressões totais para vazões maiores que a vazão de projeto, em relação ao rotor com 7 pás principais do Projeto 2; 2) os rotores, tanto do Projeto 1 como do Projeto 2, apresentam maiores rendimentos e maiores pressões totais em toda a faixa de vazões para a configuração não-convencional, em relação à configuração convencional; 3) a pressão total é maior quando se utiliza 2 conjuntos de pás auxiliares ao invés de 1 conjunto localizado mais próximo do lado de pressão das pás principais, principalmente para vazões maiores que a vazão de projeto; 4) no caso do Projeto 1, os valores do rendimento são maiores do que o do rotor convencional com 7 pás principais, tanto para o rotor com 2 conjuntos como para o de 1 conjunto de pás auxiliares, essas localizadas mais próximas do lado de pressão das pás principais, principalmente para valores de vazão maiores que a vazão de projeto; 5) no caso do Projeto 2, os valores do rendimento dos dois rotores com pás auxiliares são maiores que aqueles do rotor convencional em duas faixas: uma para vazões menores e a outra para vazões maiores que a faixa de vazões próximas à vazão de projeto. Nenhum resultado foi apresentado para o caso do rotor com 1 conjunto de pás auxiliares localizadas próximas ao lado de sucção das pás principais.

Gui *et al.* (1989) realizaram um estudo numérico e experimental em ventiladores centrífugos do tipo Sirocco (pás curvadas para frente, $\beta_5 > 90^\circ$). Os resultados numéricos foram obtidos pelo método de elementos finitos. Pelo fato de o rotor desse tipo de ventilador possuir discos laterais paralelos entre si, as pás auxiliares intercaladas nas pás principais puderam ser ajustadas, com o intuito de variar seu ângulo de montagem e conseqüentemente analisarem as características de desempenho do ventilador para cada ângulo de montagem dessas pás. Os autores apresentam vários resultados para posições circunferenciais e comprimentos das pás auxiliares, bem como para os ângulos de montagem das pás auxiliares. Os autores concluíram que quando as pás auxiliares estão mais próximas da superfície de pressão das pás principais a pressão total aumenta mais do que quando estão mais próximas da superfície de sucção. Por outro lado, quando as pás auxiliares estão mais próximas da superfície de sucção das pás principais o rendimento aumenta um pouco. Concluíram também que o comprimento das pás auxiliares influencia no coeficiente de pressão, mas nem tanto no

rendimento, e que o ângulo de montagem das pás auxiliares não influencia muito no rendimento do ventilador. Vale lembrar que o ventilador analisado por Gui *et al.* apresenta características geométricas e aerodinâmicas bem diferentes daqueles analisados no presente trabalho onde as pás principais são bem mais compridas e que as pás são curvadas para trás, $\beta_5 < 90^\circ$.

Miyamoto *et al.* (1992) realizaram medições locais do escoamento em rotores centrífugos com pás auxiliares usando sonda aerodinâmica de 5 furos. Foram analisados rotores com e sem disco externo. As características do escoamento foram comparadas com aquelas de rotores similares sem pás auxiliares. Nos canais dos rotores com pás auxiliares, referentes aos lados de pressão, as posições das esteiras são semelhantes àquelas em rotores sem pás auxiliares. Nos canais dos rotores com pás auxiliares, referentes aos lados de sucção, as esteiras dos rotores com e sem disco externo ocorrem nos lados das superfícies de sucção, mas a velocidade relativa na saída do rotor sem disco externo é menor e está localizada aproximadamente na metade entre duas pás consecutivas e mais próxima ao disco externo. Em rotores com pás auxiliares, os carregamentos têm tendência de se tornarem menores, e as velocidades circunferenciais absolutas bem como as pressões totais têm tendência de se tornarem consideravelmente maiores que aquelas nos rotores sem pás auxiliares. Entretanto, o efeito das pás auxiliares na pressão estática difere entre rotores com e sem disco externo.

Zhu *et al.* (2000) realizaram um estudo experimental para a determinação da pressão total (altura efetiva de elevação) e do rendimento total de bombas centrífugas de alta rotação (8500 e 6300 rpm) com 1 rotor fechado e 4 rotores semi-abertos, compostos de 1 conjunto de pás principais (pás longas) e de 3 conjuntos de pás auxiliares. As pás foram montadas em distâncias circunferenciais iguais umas das outras. No caso do rotor fechado, todos os 4 conjuntos de pás estavam presentes, ou seja, 4 pás principais, 4 pás auxiliares longas, 8 pás auxiliares médias e 8 pás auxiliares curtas, totalizando 24 pás. Nos casos dos rotores semi-abertos foram realizados os testes em rotores com 24 pás (mesma configuração do rotor fechado), com 16 pás (4 pás principais, 4 pás auxiliares longas e 8 pás auxiliares médias, isto é, foram retiradas as 8 pás auxiliares curtas), com 8 pás (4 pás principais e 4 pás auxiliares longas) e, finalmente, com 4 pás principais. Ainda, nos casos dos rotores semi-abertos, foram testados 3 valores de folga axial frontal entre o rotor e a carcaça, ou seja, 1,1 mm, 2,5 e 4 mm com uma folga axial traseira entre o rotor e a carcaça no valor de 4 mm. Da análise dos resultados, a principal conclusão diz respeito à característica estável da curva pressão total versus vazão, em toda a faixa de vazões, para o rotor fechado, ou seja, a inclinação em cada ponto dessa curva é negativa. Todos os 4 rotores semi-abertos apresentaram características de

instabilidade para vazões próximas à vazão nula, isto é, nessa região a inclinação em cada ponto dessa curva é positiva. A pressão total da bomba decresce quando o número de pás auxiliares diminui, mas o rendimento total máximo da bomba é praticamente o mesmo quando o número total de pás (principais e auxiliares) é 8, 16 e 24; para 4 pás (pás principais) o rendimento total máximo é menor. Quando a folga axial frontal aumenta, a pressão total da bomba diminui, a vazão correspondente ao máximo rendimento se move para vazões maiores e o rendimento total da bomba diminui. A inclinação positiva da curva pressão total versus vazão torna-se menor quando a folga axial frontal é maior e o número total de pás é menor.

Gölcü (2001), em sua tese de doutorado, analisou o efeito das pás auxiliares de rotores centrífugos em bombas de poços profundos. O autor analisou rotores sem (com 5, 6 e 7 pás principais) e com pás auxiliares. As pás auxiliares foram colocadas equidistantes das pás principais e seus comprimentos variaram de 25%, 35%, 50%, 60% e 60% do comprimento das pás principais. O autor concluiu que, ao aumentar o número de pás de rotores convencionais (sem pás auxiliares), a altura efetiva de elevação, potência de eixo e rendimento aumentam na faixa analisada ($N = 5, 6$ e 7 pás). Ao inserir pás auxiliares, a altura efetiva de elevação e a potência de eixo diminuem em relação aos rotores convencionais para os três números de pás analisados, independentemente do comprimento das pás auxiliares e para toda faixa de operação da bomba. O rendimento com pás auxiliares só foi um pouco maior em relação ao respectivo rotor convencional para o rotor com 5 pás e na faixa de operação de vazões menores que aquela do ponto de projeto para 35% do comprimento das pás principais. Em todas as outras situações o rendimento com pás auxiliares foi menor que aquele do rotor convencional em toda faixa de operação analisada. Posteriormente, o autor publicou, juntamente com seus colaboradores, diversos artigos sobre o mesmo assunto, entre eles, os de Gölcü e Pancar (2005), Gölcü (2006-a-b) e Gölcü *et al.* (2006).

Cui *et al.* (2006) realizaram um estudo numérico (por meio de técnicas de dinâmica dos fluidos computacional) e experimental sobre o mesmo rotor com pás auxiliares de Zhu *et al.* (2000). As distribuições de velocidades relativas e pressões estáticas foram obtidas para o rotor convencional (pás principais) e para os rotores com pás auxiliares com pás curtas, médias e longas, no ponto de projeto. Foi observado que a região de recirculação do escoamento entre o lado de pressão da pá auxiliar longa e o lado de sucção da pá auxiliar média é diminuída e deslocada para o lado de pressão da pá auxiliar curta, próximo à saída do rotor no lado de sucção, pela introdução de pás auxiliares médias e curtas. Portanto, a região de recirculação torna-se menor para um rotor com um número maior de conjuntos de pás auxiliares, nesse caso, três conjuntos e, além disso, a pressão é mais uniforme desde a entrada

até a saída do rotor. Portanto, os resultados numéricos mostraram que o rotor centrífugo com três conjuntos de pás auxiliares (longas, médias e curtas) pode melhorar a distribuição de velocidades relativas e reduzir a recirculação do escoamento no rotor. Os resultados experimentais mostram que a recirculação do escoamento no rotor tem influência importante no desempenho de bombas, e que rotores centrífugos com pás auxiliares (nesse caso, longas, médias e curtas) podem efetivamente diminuir a região de instabilidade (região entre a vazão nula e a vazão correspondente ao limite de bombeamento (*surge line*)) de bombas centrífugas de baixa rotação específica.

Kergourlay *et al.* (2007) realizaram um estudo numérico e experimental com o objetivo de determinar as características de desempenho de uma bomba centrífuga projetada para rotor de 5 pás sem (rotor original) e com pás auxiliares. As pás auxiliares são colocadas equidistantes das pás principais e têm comprimentos de 50% das pás principais. Os autores não fazem nenhuma menção quanto ao formato das pás. Grandezas experimentais locais e globais foram obtidas para uma rotação constante de 900 rpm para as bombas sem e com pás auxiliares com vazões de 50%, 80%, 100% e 120% da vazão referente ao ponto de máximo rendimento. A bomba com pás auxiliares forneceu uma altura efetiva de elevação maior que a da bomba só com pás principais (rotor original), para as quatro vazões analisadas. Com relação ao rendimento total, a bomba com pás auxiliares forneceu um rendimento praticamente igual ao da bomba sem pás auxiliares para vazões de 50% e 80%, mas para vazões de 100% e 120% o rendimento total da bomba com pás auxiliares foi maior que a da bomba com rotor original. Os resultados mostram que a bomba com pás auxiliares tem um efeito positivo sobre as flutuações de pressão que diminuem com a inclusão dessas pás, pelo fato de as velocidades e pressões na periferia externa do rotor se tornarem mais homogêneas.

Shigemitsu *et al.* (2013) realizaram um estudo numérico e experimental com o objetivo de determinar as características de desempenho de uma mini bomba centrífuga (com diâmetro externo do rotor de 55 mm) projetada para rotor de 6 pás sem (rotor original), Tipo C, e com pás auxiliares, Tipo G-1, ambas com formato reto e de espessura constante igual a 2 mm. As pás auxiliares foram posicionadas equidistantes das pás principais e com comprimento igual a 8,22 mm. Os ângulos de entrada e saída das pás principais e auxiliares foram fixados em 15 e 60°, respectivamente. Para a bomba Tipo G-1, a altura efetiva de elevação apresentou valores maiores que a da bomba Tipo C, principalmente para a faixa de operação fora do ponto de projeto e para a potência de eixo a bomba Tipo G-1 apresentou valores menores que a da bomba Tipo C, principalmente para a faixa de operação fora do ponto de projeto. Em consequência, os valores de rendimento para a bomba tipo G-1 foram maiores que aqueles

para a bomba Tipo C, principalmente para a faixa de operação fora do ponto de projeto. Escoamentos secundários apareceram na bomba Tipo C e a distribuição do escoamento entre os lados de sucção de pressão não foram uniformes. Essas características foram abrandadas quando foram inseridas as pás auxiliares (bomba Tipo G-1).

1.4 MOTIVAÇÃO DO TRABALHO

A motivação principal do presente trabalho está amparada na literatura técnica que descreve a possibilidade de rotores com pás auxiliares melhorar as características de desempenho de turbomáquinas centrífugas em relação às características de turbomáquinas com rotores convencionais (sem pás auxiliares). Diversos parâmetros geométricos básicos relacionados às pás principais influenciam essas características: 1) o número de conjuntos de pás principais, que pode ser 1, 2 ou mais conjuntos, 2) o posicionamento circunferencial dos conjuntos de pás auxiliares em relação ao conjunto de pás principais, 3) o comprimento das pás auxiliares de cada conjunto, 4) o formato das pás desses conjuntos, 5) ângulos de entrada e/ou saída iguais ou diferentes das pás principais e 6) número de pás auxiliares de cada conjunto diferente ou não do número de pás principais.

O presente trabalho analisa teórica e experimentalmente ventiladores centrífugos com apenas um conjunto de pás auxiliares. Cada conjunto de pás auxiliares está posicionado em três posições circunferenciais diferentes em relação ao conjunto de pás principais. Cada conjunto de pás auxiliares tem três comprimentos diferentes de pás auxiliares. O formato das pás auxiliares é o mesmo das pás principais. O ângulo de saída das pás auxiliares é o mesmo das pás principais. São analisados dois valores de ângulos de entrada das pás auxiliares: um, referente a pás auxiliares seccionadas (A_s) e, o outro, modificando o ângulo de entrada das pás auxiliares (A_m). O número de pás auxiliares é o mesmo das pás principais.

Outra motivação decorre também da literatura que relata a possibilidade de o escoamento potencial, em determinadas condições, poder representar certas características reais do escoamento no interior de rotores centrífugos, como comentado no Item 1.2. Essa afirmação serviu de estímulo para o desenvolvimento de diversas atividades realizadas neste trabalho, visando à análise do escoamento em rotores centrífugos com pás auxiliares. Uma dessas atividades está relacionada ao cálculo do escoamento potencial em rotores centrífugos

com pás auxiliares. Desse cálculo, diversas grandezas locais e globais do escoamento foram determinadas, que serviram para analisar algumas características de desempenho aerodinâmico desses rotores. Algumas dessas atividades são descritas a seguir.

1) Obter diversas características locais e globais do escoamento potencial, em rotores centrífugos com pás auxiliares, através de um método de cálculo simples, eficiente e de baixo custo computacional, que leva em conta a geometria completa do rotor centrífugo. Esse método se baseia na formulação clássica por meio de singularidades. A solução numérica da equação resultante dessa formulação pode ser obtida facilmente pelo método dos painéis.

2) Diversos critérios disponíveis na literatura a respeito do desempenho hidro ou aerodinâmico de rotores centrífugos são e continuam sendo baseados no cálculo do escoamento de fluido ideal, como o critério de Tuzson (1993) que estabelece a presença da configuração jato-esteira: rotores com pás altamente curvadas para trás, típicos de bombas e da maioria dos ventiladores centrífugos, não apresentam, em geral, escoamento na forma de jato-esteira, no ponto de projeto. Portanto, novos critérios de desempenho podem ser estabelecidos, não somente para auxiliar na fase inicial de um projeto novo, mas, também, para indicar a qualidade do escoamento no interior desses rotores.

3) O número de pás de um rotor centrífugo, na fase de definição da geometria de um projeto novo (projeto onde não se dispõe de um rotor geometricamente semelhante), via de regra, é determinado por fórmulas empíricas e semi-empíricas disponíveis na literatura. Devido aos coeficientes empíricos envolvidos, o valor do número de pás pode variar em uma ampla faixa, requerendo a intervenção do projetista para a definição do valor mais apropriado. Evidentemente, esse valor vai depender do conhecimento e da experiência do projetista e só pode ser estabelecido efetivamente através de experimentos em laboratório ou por técnicas de dinâmica dos fluidos computacional. Rotores centrífugos de turbomáquinas para aplicações industriais têm as mais variadas geometrias, tanto no plano meridional como no plano transversal. Dispondo-se de um método de cálculo eficiente, que leva em consideração a geometria completa do rotor, o número de pás pode ser estabelecido com certa exatidão. Para rotores com pás auxiliares, surgem novos desafios que estão relacionados com os seis parâmetros geométricos básicos das pás auxiliares, mencionados anteriormente.

4) As pás, inegavelmente, constituem o principal componente do rotor de uma turbomáquina. O formato das pás, principalmente no plano transversal, continua sendo objeto de pesquisas para a melhoria de suas características em termos hidro ou aerodinâmicos, estruturais e, principalmente em ventiladores, na redução dos níveis de ruído. Investigações de

formatos e de ângulos das pás foram realizadas por Sato *et al.* (1996) num trabalho teórico e experimental sobre escoamento bifásico (ar-água), com o objetivo de determinar a degradação da curva pressão-vazão em baixas vazões de ar devido ao acúmulo deste no interior do rotor de bomba centrífuga. Foram investigados cinco formatos de pás: quatro eram compostos por pás em formato de dois arcos de círculo tendo sempre o mesmo raio de curvatura na região mais próxima à entrada das pás, e um com pás em formato reto. Os rotores com pás em formato de dois arcos de círculo e com baixos valores dos ângulos de entrada e de saída da pá apresentavam menor degradação. Portanto, novos formatos de pás devem ser estabelecidos e analisados para atender os mais diversos tipos de exigências, principalmente em rotores centrífugos para aplicações industriais que apresentam geometrias diversificadas de pás, tanto no plano transversal como no plano meridional.

Por fim, uma motivação importante advém do número reduzido de trabalhos experimentais disponíveis na literatura, principalmente em relação a ventiladores centrífugos. O presente trabalho analisa experimentalmente ventiladores centrífugos com rotores compostos por um único conjunto de pás auxiliares. Cada um desses rotores é montado numa única voluta em formato de espiral logarítmica. Além dos rotores convencionais, são analisados três conjuntos de pás auxiliares de comprimentos diferentes. Cada um desses conjuntos é montado em três posições circunferenciais diferentes em relação ao conjunto de pás principais. Os resultados experimentais obtidos no presente trabalho se referem às características globais de desempenho aerodinâmico desses ventiladores.

1.5 OBJETIVOS DO TRABALHO

1) Apresentar uma formulação baseada no método das singularidades para o escoamento potencial, bidimensional e incompressível em rotores centrífugos de turbomáquinas com pás principais e com pás auxiliares infinitamente finas e de largura variável. A formulação é feita diretamente no plano da grade radial (ou aproximadamente radial), evitando-se transformações intermediárias.

2) Apresentar uma solução numérica para a equação resultante da formulação clássica por meio de singularidades, para o escoamento absoluto em rotores convencionais e com pás auxiliares. A solução numérica dessa equação é obtida através do método dos painéis, por meio de uma distribuição linear de densidade de vórtices em cada painel plano.

3) Desenvolver uma rotina computacional para o cálculo do escoamento potencial e incompressível em rotores centrífugos com pás auxiliares infinitamente finas para qualquer geometria e formato dessas pás.

4) Apresentar vários resultados numéricos para diversas grandezas locais e globais do escoamento através de rotores centrífugos convencionais e com pás auxiliares com formatos de arco de círculo e com uma determinada geometria no plano transversal. Três posições circunferenciais e três comprimentos radiais de pás auxiliares são analisados. Esses resultados são apresentados para a condição sem choque na entrada das pás principais e, no caso das pás auxiliares, também sem choque na entrada.

5) Construir rotores centrífugos de $n_{qA} = 150$ com diversos comprimentos e posições circunferenciais de pás auxiliares e apresentar diversos resultados experimentais referente às características de desempenho global de ventiladores centrífugos com rotor convencional e com pás auxiliares em formato de arco de círculo.

6) Comparar os resultados numéricos de algumas grandezas aerodinâmicas globais dos ventiladores centrífugos com aqueles obtidos experimentalmente no presente trabalho.

1.6 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

No Capítulo 2: Formulação do Problema e Solução Numérica, inicialmente, são apresentadas algumas considerações gerais sobre a geometria, o escoamento e as hipóteses simplificadoras para a análise do escoamento em rotores centrífugos com e sem pás auxiliares consideradas infinitamente finas (PIF). Na seqüência, é apresentada a formulação clássica do escoamento potencial por meio de singularidades para rotores centrífugos convencionais. Em seguida, é apresentada a solução numérica da equação resultante da formulação para rotores centrífugos convencionais por meio do método dos painéis. Posteriormente, essa solução numérica é estendida para o cálculo do escoamento potencial em rotores centrífugos com pás auxiliares.

No Capítulo 3: Grandezas Características do Escoamento, são apresentadas as diversas grandezas locais e globais do escoamento potencial através de rotores centrífugos.

No Capítulo 4: Resultados Numéricos, são apresentados diversos resultados numéricos locais e globais para rotores centrífugos convencionais e rotores centrífugos com pás auxiliares para diversos comprimentos e posições circunferenciais das pás auxiliares.

No Capítulo 5: Análise Experimental, primeiramente, são apresentados o banco de testes e uma descrição sucinta da metodologia utilizada durante os testes em laboratório. Em seguida, são apresentadas as diversas grandezas globais referentes às características de desempenho dos ventiladores centrífugos analisados.

No Capítulo 6: Resultados Experimentais, são apresentados diversos resultados experimentais de grandezas globais para ventiladores centrífugos com rotores convencionais e com pás auxiliares para diversos comprimentos e posições circunferenciais das pás auxiliares.

No Capítulo 7: Conclusões e Sugestões, inicialmente, são apresentadas as principais conclusões decorrentes do presente trabalho e, posteriormente, algumas sugestões para trabalhos futuros relacionadas aos assuntos abordados neste trabalho.

No Apêndice A: Geometria dos Rotores, Voluta e Ventiladores Centrífugos, são apresentadas a geometria completa (seções meridional e transversal) dos rotores centrífugos analisados nas análises teórica e experimental e também a geometria da voluta e dos ventiladores centrífugos utilizados na análise experimental.

No Apêndice B: Procedimento de Testes, primeiramente, é apresentada uma descrição do procedimento de testes e, em seguida, os valores das grandezas medidas.

Por fim, são listadas as referências bibliográficas utilizadas no presente trabalho.

Capítulo 2

FORMULAÇÃO DO PROBLEMA E SOLUÇÃO NUMÉRICA

Em geral, o escoamento no rotor de uma turbomáquina ocorre com número de Reynolds elevados e, em condições nominais, os efeitos viscosos podem ser considerados secundários. No caso de rotores centrífugos de turbomáquinas hidráulicas (bombas e ventiladores), as variações de temperatura e de pressão do fluido em escoamento são suficientemente pequenas, de modo que as variações de massa específica são desprezíveis. Assim, uma primeira análise do escoamento absoluto como sendo irrotacional e incompressível, portanto, potencial, permite a obtenção de dados relevantes sobre as características de desempenho do rotor centrífugo.

Outras considerações importantes sobre geometria, escoamento, condições de contorno e condições suplementares relacionadas aos rotores centrífugos analisados são listadas no Item 2.1. No Item 2.2, é apresentada a formulação clássica por meio de singularidades para pás infinitamente finas (PIF) de rotores centrífugos convencionais (sem pás auxiliares). Essa formulação é estendida para rotores centrífugos com um número qualquer de conjuntos de pás auxiliares. Por fim, no Item 2.3, é apresentada a solução numérica da equação integral resultante da formulação por meio do método dos painéis de vórtice.

2.1 ALGUMAS CONSIDERAÇÕES SOBRE A GEOMETRIA E ESCOAMENTO EM ROTORES CENTRÍFUGOS

2.1.1 Considerações sobre a geometria de rotores centrífugos

1) Os rotores centrífugos analisados no presente trabalho se compõem de um conjunto de pás principais e um conjunto de pás auxiliares, ou seja, são formados por duas grades radiais móveis diferentes entre si, Figura 2.1.

2) As pás (principais e auxiliares) são consideradas de espessura infinitamente fina.

3) As pás principais e as pás auxiliares são consideradas idênticas e igualmente espaçadas entre si resultando, portanto, têm ângulos de montagem idênticos. O conjunto de pás auxiliares é defasado do conjunto de pás principais pelo fator de ângulo, Fa (Figura 2.1 e Equação 3.42.a-b, página 66).

4) As pás (principais e auxiliares) têm ângulo de saída menor que 90° (pás curvadas para trás), de modo que o escoamento, no ponto de projeto, não apresenta a estrutura jato-esteira comentada no Capítulo 1 e, em consequência, pode-se utilizar o cálculo do escoamento potencial para a determinação de diversas características de desempenho do rotor.

5) As pás auxiliares têm o mesmo formato das pás principais e seus comprimentos são estabelecidos pelo fator de raio, Fr (Figura 2.1). Todas as pás têm formato de um arco de círculo (ARC). Para se evitar o choque de entrada do escoamento nas pás auxiliares (incidência não-nula), o seu ângulo de entrada é alterado, porém o formato em arco de círculo dessas pás é mantido. Essas pás são denominadas de pás auxiliares modificadas (Am).

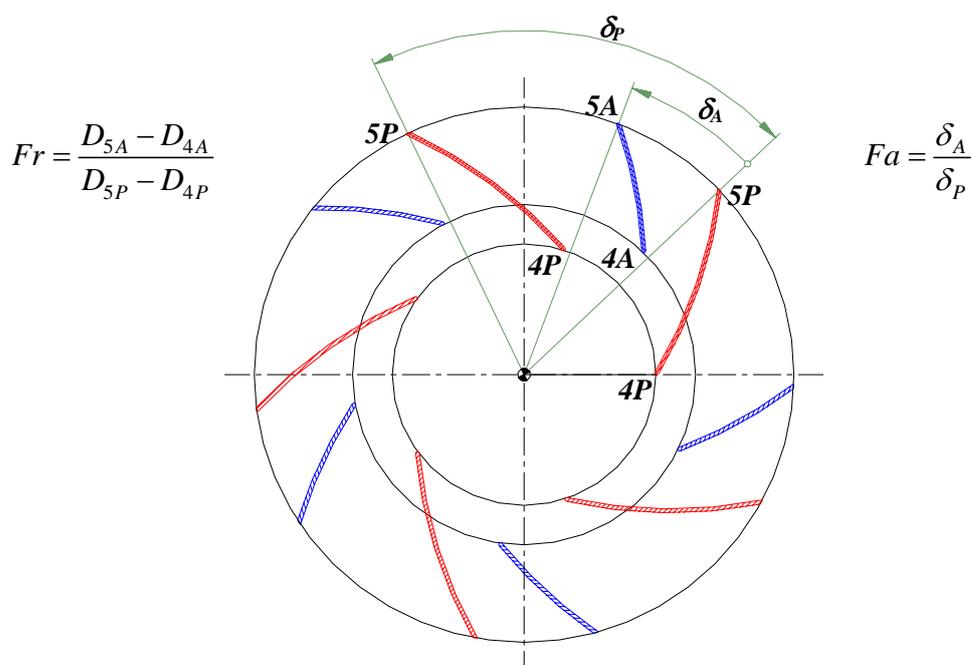


Figura 2.1 Esquema de seção transversal de rotor centrífugo com pás infinitamente finas (PIF) mostrando somente um conjunto de pás auxiliares

6) As pás auxiliares podem resultar do seccionamento das pás principais, conservando, portanto, o mesmo formato das pás principais, denominadas de pás auxiliares seccionadas (As), ou podem ainda assumir uma geometria qualquer. Neste trabalho, as pás auxiliares têm o mesmo formato das pás principais (Item 5).

7) Os ângulos de saída das pás auxiliares e principais são idênticos, mas essa condição pode ser alterada para atender alguma outra característica de desempenho da turbomáquina.

8) O ângulo de entrada das pás auxiliares pode resultar do ângulo prescrito pela pá principal seccionada (nesse caso, há choque na entrada nas pás auxiliares devido à incidência não-nula) ou assumir um determinado valor, para se evitar choque na entrada dessas pás. Essa segunda situação constitui um importante aspecto para a análise das características de desempenho do rotor centrífugo.

9) As arestas de entrada e de saída das pás (principais e auxiliares) são consideradas paralelas ao eixo do rotor.

10) As pás (principais e auxiliares) são de simples curvatura.

11) As pás (principais e auxiliares) são montadas perpendicularmente nos discos interno e externo, isto é, as arestas de entrada e de saída têm a mesma direção do eixo do rotor.

12) A largura das pás varia linearmente com o raio, $b = b(r)$.

13) O rotor gira com velocidade angular constante, $\vec{\omega}$, em torno do seu eixo e é estacionário em relação a um referencial inercial, portanto, a relação entre a velocidade absoluta, \vec{c} , e a velocidade relativa, \vec{w} , é $\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$, onde $\vec{u} = \vec{\omega} \times \vec{r}$ é a velocidade circunferencial (velocidade de condução) do rotor.

2.1.2 Considerações sobre o escoamento em rotores centrífugos

1) A análise do escoamento é feita no plano transversal (superfície S_1 (pá a pá), segundo Wu (1952)), mas considera a variação radial de largura da pá no plano meridional (superfície S_2 (disco a disco), segundo Wu (1952)), sem conduzir a procedimentos iterativos entre os escoamentos desses dois planos.

2) O escoamento é analisado no próprio plano da grade radial (composta pelo conjunto de pás principais e pelo conjunto de pás auxiliares), evitando-se transformações intermediárias para o plano da grade linear.

3) O escoamento relativo através rotor é considerado permanente.

4) O escoamento (absoluto) é considerado uniforme antes e após o rotor.

5) O escoamento relativo é considerado axialmente simétrico no interior do rotor, isto é, o escoamento se realiza em superfícies de revolução consideradas axialmente simétricas.

6) O escoamento é considerado bidimensional, em decorrência de as superfícies de corrente do escoamento relativo serem consideradas axialmente simétricas, Vavra (1974).

7) O escoamento é considerado circunferencialmente simétrico, ou seja, o escoamento através dos canais formados por duas pás principais e uma pá auxiliar posicionada entre as pás principais é idêntico na direção circunferencial em todos os outros canais do rotor.

8) A componente axial da velocidade do escoamento através do rotor, $c_a \equiv w_a$, é considerada desprezível.

9) A componente meridional da velocidade do escoamento através do rotor, $c_m = c_r \equiv w_m = w_r$, é considerada uniforme em cada seção radial do rotor.

10) A equação da continuidade, considerando as hipóteses de irrotacionalidade e incompressibilidade do escoamento absoluto, juntamente com as considerações feitas nos itens 2 e 12 do Item 2.1 e item 8 deste item, assume a forma de uma equação diferencial de Poisson para o potencial de velocidade, Φ , em duas dimensões.

11) A equação diferencial do tipo Poisson é uma equação linear, portanto, soluções dessa equação podem ser combinadas.

12) O escoamento de entrada no rotor é representado pela combinação de uma fonte, simulando a vazão através do rotor, e um vórtice, simulando a pré-circulação, ambos posicionados no centro do rotor.

13) O escoamento perturbado pela presença das pás (principais e auxiliares) é representado por uma folha de vórtices coincidente com a linha representativa de cada pá.

14) O escoamento resultante através do rotor é representado pela combinação linear da fonte e do vórtice posicionados no centro do rotor e das folhas de vórtices que simulam as pás (principais e auxiliares).

2.1.3 Condições de contorno

1) O escoamento perturbado pela presença das pás (principais e auxiliares), que são simuladas por folhas de vórtices, deve ir decaindo à medida que se afasta das pás, assumindo os valores impostos antes da grade ($r \rightarrow 0$) e após a grade ($r \rightarrow \infty$).

2) A condição de impenetrabilidade do escoamento relativo estabelece que a componente normal da velocidade desse escoamento é nula em qualquer ponto das linhas representativas das pás (condição de tangência do escoamento relativo).

2.1.4 Condições complementares

1) A vazão de fluido através do rotor é fixada pela imposição da condição sem choque (incidência nula do escoamento ou incidência ótima) na entrada das pás principais, ou seja, iguala-se a zero o valor da densidade de vórtice no bordo de ataque das pás principais.

2) A circulação em cada conjunto de pás, tanto das pás principais como das pás auxiliares, é fixada pela imposição da condição de Kutta na saída dessas pás, ou seja, iguala-se a zero o valor da densidade de vórtice nos bordos de fuga das pás principais e das pás auxiliares.

2.2 FORMULAÇÃO CLÁSSICA POR MEIO DE SINGULARIDADES PARA ROTORES CENTRÍFUGOS COM PÁS INFINITAMENTE FINAS (PIF)

A formulação apresentada neste item é a mesma daquela do trabalho de Manzanares Filho (1982) para escoamento potencial em grades radiais (rotores centrífugos) com largura das pás constante e pás de espessura infinitamente fina (PIF). Posteriormente, Manzanares Filho e Oliveira (1992) introduziram uma modificação na formulação original que leva em consideração a variação da largura das pás, $b = b(r)$. Tal modificação é baseada na solução aproximada da integral de domínio que aparece na equação integral resultante da formulação, quando há variação de larguras das pás. Essa variação de larguras é necessária para o cálculo do escoamento nos rotores analisados neste trabalho.

No que segue, será apresentado o modelo clássico de escoamento potencial através de grades radiais segundo o método das singularidades. Basicamente, esse modelo consiste na superposição de singularidades dos tipos fonte e vórtice concentrados no centro do rotor e vórtices distribuídos na linha representativa da pá. Cada pá do rotor é tratada como um corpo isolado.

2.2.1 Modelo clássico de escoamento potencial através de grades radiais segundo o método das singularidades

O escoamento potencial, incompressível, permanente e bidimensional através de grades

radiais com pás de espessura finita (PEF), Figuras 2.2, ou com pás infinitamente fina (PIF), Figuras 2.2, é tradicionalmente representado pela superposição dos seguintes escoamentos mais simples, conforme apresenta a Figura 2.4, para um rotor centrífugo (grade radial) com pás de espessura finita (PEF): 1) fonte, $q_0(+)$, disposta no centro da grade radial (origem do sistema de coordenadas), simulando a vazão do escoamento; 2) vórtice, Γ_0 , disposto no centro da grade simulando a circulação do escoamento não-perturbado (sem o efeito da grade); 3) fontes, $q(+)$, sumidouros, $q(-)$, e vórtices, γ , distribuídos sobre as pás, simulando o efeito da grade.

A velocidade complexa conjugada devida a uma fonte ou sumidouro de intensidade q_0 e um vórtice de intensidade Γ_0 concentrados na origem de um plano complexo $z = re^{i\theta}$ é dada por

$$\bar{c}_0(z) = \frac{1}{2\pi z} (q_0 - i\Gamma_0). \quad (2.1)$$

Na Equação (2.1), q_0 é positiva (fonte) para uma grade radial geradora, típica de rotores centrífugos; Γ_0 é positiva no sentido anti-horário e negativa no sentido horário. Considerando as componentes radial, c_{0r} , e circunferencial, $c_{0\theta}$, da velocidade complexa, c_0 , tem-se que

$$c_0(z) = (c_{0r} + ic_{0\theta}) e^{i\theta}. \quad (2.2)$$

Comparando as Equações (2.1) e (2.2), resulta

$$c_{0r} = \frac{q_0}{2\pi r} \quad (2.3)$$

e

$$c_{0\theta} = \frac{\Gamma_0}{2\pi r}. \quad (2.4)$$

A velocidade complexa conjugada induzida no ponto z por uma distribuição contínua de singularidades sobre as pás de uma grade radial com N pás é dada, segundo Fernandes (1978), por

$$\bar{c}_s(z) = \frac{N}{2\pi} \int_{s_4}^{s_5} g(s) \frac{z^{N-1}}{z^N - \zeta^N} ds. \quad (2.5)$$

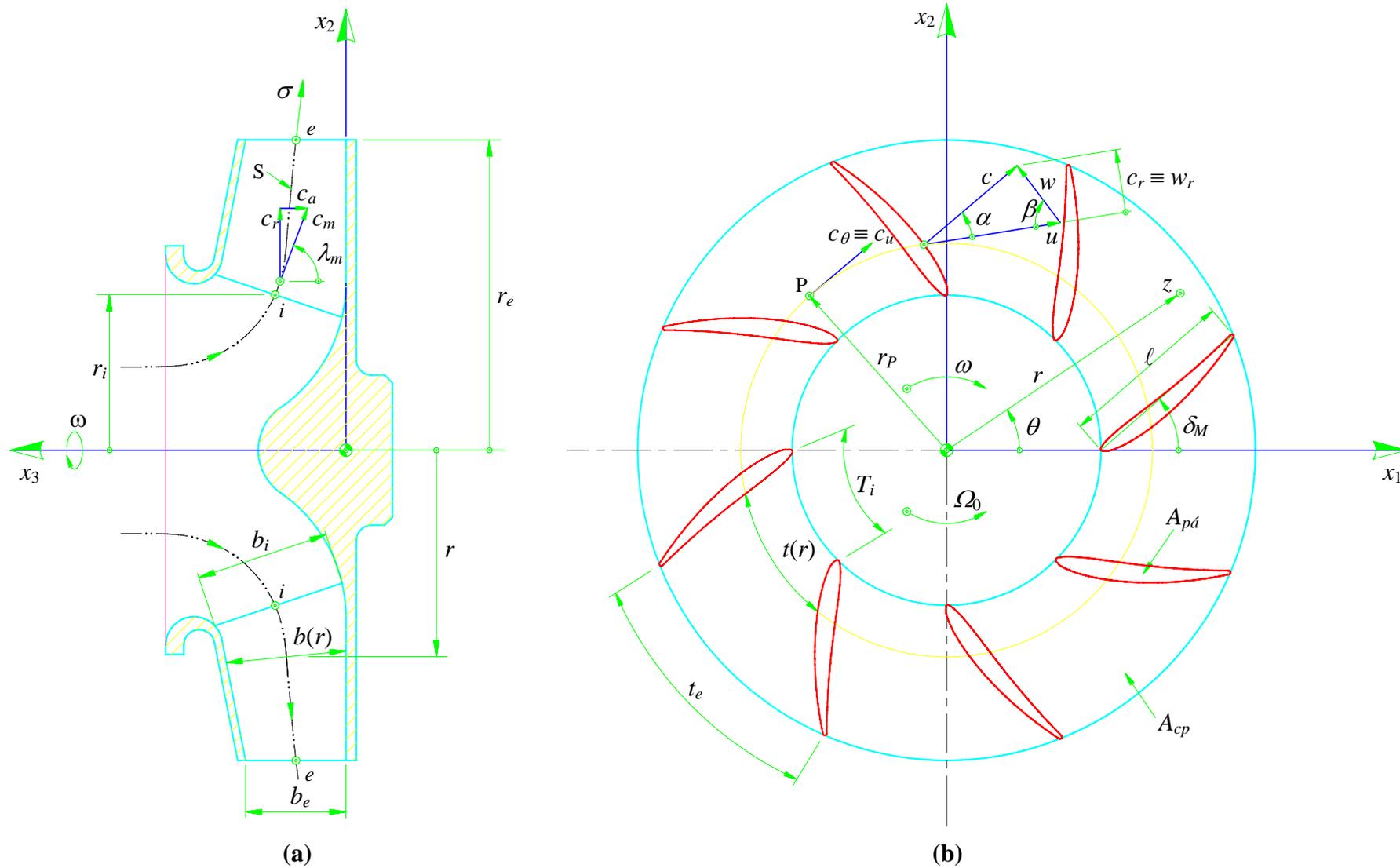


Figura 2.2 Grade radial móvel com pás de espessura finita e de largura variável: (a) seção meridional e (b) seção transversal (Oliveira, 2001)

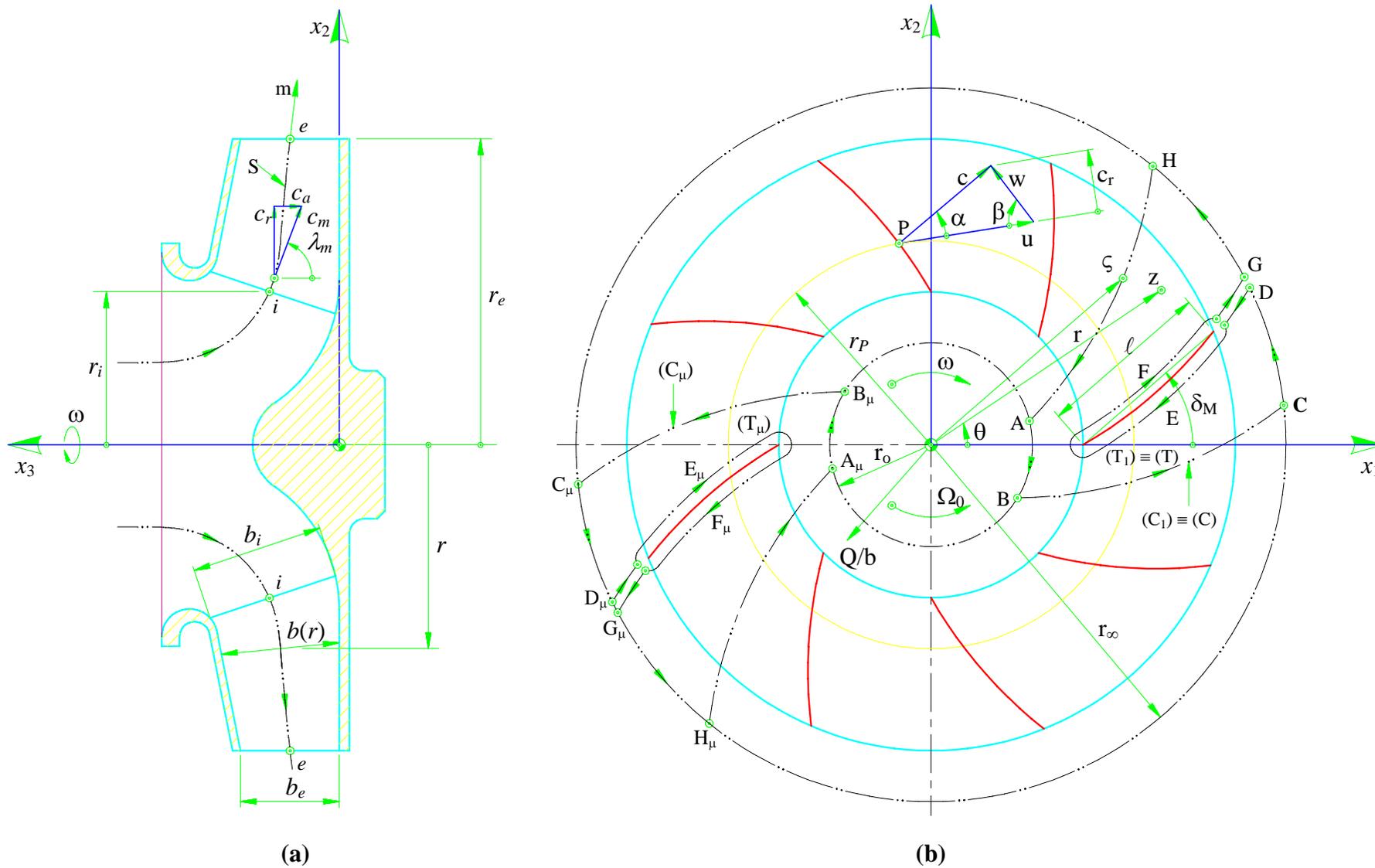
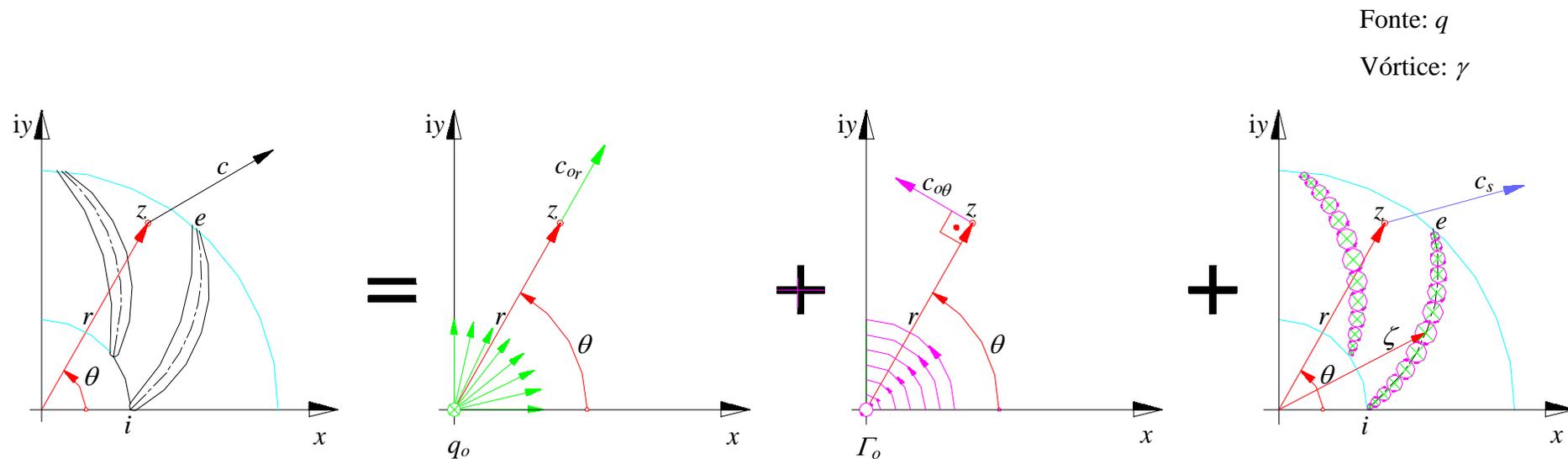


Figura 2.3 Grade radial móvel com pás infinitamente finas e de largura variável: (a) seção meridional e (b) seção transversal (Oliveira, 2001)



$$\underbrace{\bar{c}(z)}_{\text{Velocidade complexa do escoamento induzida no ponto } z} = \underbrace{\frac{q_o}{2\pi z}}_{\text{Fonte (ou sumidouro) concentrada no centro do rotor}} + \underbrace{\frac{-i\Gamma_o}{2\pi z}}_{\text{Vórtice concentrado no centro do rotor}} + \underbrace{\frac{N}{2\pi} \int_{s_i}^{s_e} g(s) \frac{z^{N-1}}{z^N - \zeta^N} ds}_{\text{Singularidades (fontes e vórtice) distribuídas nas pás do rotor}}$$

Figura 2.4 Esquema representativo do escoamento potencial em grades radiais através da superposição de escoamentos mais simples (Fajardo, 2013)

Na Equação (2.5), $g(s) = q + i\gamma$ é a densidade complexa de singularidades, representando o efeito combinado das distribuições de fontes com densidade q e vórtices com densidade γ no contorno das pás; N é o número de pás da grade; s_4 e s_5 representam, respectivamente, os bordos de ataque e de fuga de uma pá de referência, desde que se admita a distribuição de singularidades sobre toda a pá; ζ indica a posição genérica das singularidades e representa, no caso mais geral, o contorno de uma pá de referência.

Dessa forma, a velocidade complexa conjugada do escoamento através de uma grade radial pode ser obtida pela superposição das velocidades complexas conjugadas das Equações (2.1) e (2.5), ou seja,

$$\bar{c}(z) = \bar{c}_0(z) + \bar{c}_s(z) = \frac{1}{2\pi z} (q_0 - i\Gamma_0) + \frac{N}{2\pi} \int_{s_4}^{s_5} g(s) \frac{z^{N-1}}{z^N - \zeta^N} ds. \quad (2.6)$$

As velocidades referidas até agora são velocidades absolutas, isto é, vistas de um referencial inercial. No caso de grades radiais móveis, é sabido que o escoamento relativo é rotacional. Nesse caso, somente o escoamento absoluto pode ser considerado potencial, sendo possível representá-lo por meio de singularidades.

O chamado problema direto (dada a geometria da grade radial determina-se as características do escoamento) consiste em se determinar a distribuição $g(s)$, segundo a Equação (2.6), que satisfaça as seguintes condições:

1) Condição de contorno: o escoamento relativo deve ser tangente à pá. Mais propriamente, a velocidade relativa não deve apresentar componente normal à pá nos pontos da mesma ($w_n = 0$);

2) Condição de continuidade: a distribuição de singularidades não deve adicionar vazão ao escoamento. A vazão total através da grade é devida simplesmente ao efeito da fonte no centro da grade ($Q = \int q ds = 0$);

3) Condição de Kutta: a velocidade do escoamento deve ser finita e contínua no bordo de fuga da pá (Karamcheti, 1966).

Uma vez determinada a distribuição $g(s)$ que verifique as três condições anteriores, calcula-se diretamente a distribuição de velocidades com base na Equação (2.6). A distribuição de pressões pode ser calculada em seguida, de acordo com a equação de Bernoulli para o escoamento relativo.

Na integral da Equação (2.5), verifica-se que o seu integrando se torna não-analítico quando o ponto de cálculo coincide com a posição das singularidades ($z = \zeta$). Como na

imposição da condição de contorno este cálculo é necessário, conclui-se que o mesmo deverá estar sujeito a dificuldades numéricas. Tais dificuldades têm conduzido os pesquisadores a lançar mão de procedimentos diversos como, por exemplo, a separação da parte não-analítica do integrando da Equação (2.5), conforme Isay (1954). Esses procedimentos, porém, se não são de difícil formulação, são, pelo menos, de aplicação trabalhosa e um pouco demorada, mesmo tendo-se em vista a utilização de computadores digitais.

Nenhum esforço será empreendido neste trabalho no sentido de se modificar o modelo clássico ou se utilizar um modelo diferente. Acredita-se que o modelo clássico seja suficiente para abranger os casos de interesse e, portanto, deva ser usado na presente formulação. Visando superar as referidas dificuldades matemáticas e tornar o cálculo menos trabalhoso, será proposto no Item 2.3 um procedimento alternativo para a solução numérica do problema direto do escoamento potencial em grades radiais. Esse procedimento se baseia num método conhecido como método dos painéis segundo Hess e Smith (1967) e visa, em primeiro lugar, substituir a Equação (2.6) para o cálculo da velocidade induzida por uma expressão de cálculo mais simples sem, no entanto, alterar o seu efeito.

2.2.2 Campo de velocidades induzidas por uma grade radial

Neste item é apresentado o procedimento para a obtenção do campo de velocidades induzidas por uma grade radial. Considera-se aqui somente o caso de pás infinitamente finas (PIF), salientando-se, porém, a possibilidade de extensão do procedimento para o caso de pás de espessura finita (PEF).

A condição de contorno para o escoamento através de grades radiais móveis (rotor centrífugo) exprime o fato de a velocidade relativa ser tangente à pá em todos os pontos da mesma. Dessa forma, para qualquer ponto da linha representativa pá $\zeta = re^{i\theta}$, Figura 2.5, pode-se escrever que

$$\operatorname{tag}\beta = \frac{w_r}{w_\theta}, \quad r_4 \leq r \leq r_5, \quad (2.7)$$

sendo β o ângulo do escoamento relativo entre a tangente à pá e a tangente à circunferência no ponto considerado, ou seja, é o ângulo medido em relação à direção circunferencial; w_r e w_θ são, respectivamente, as componentes radial e circunferencial da velocidade relativa resultante, w .

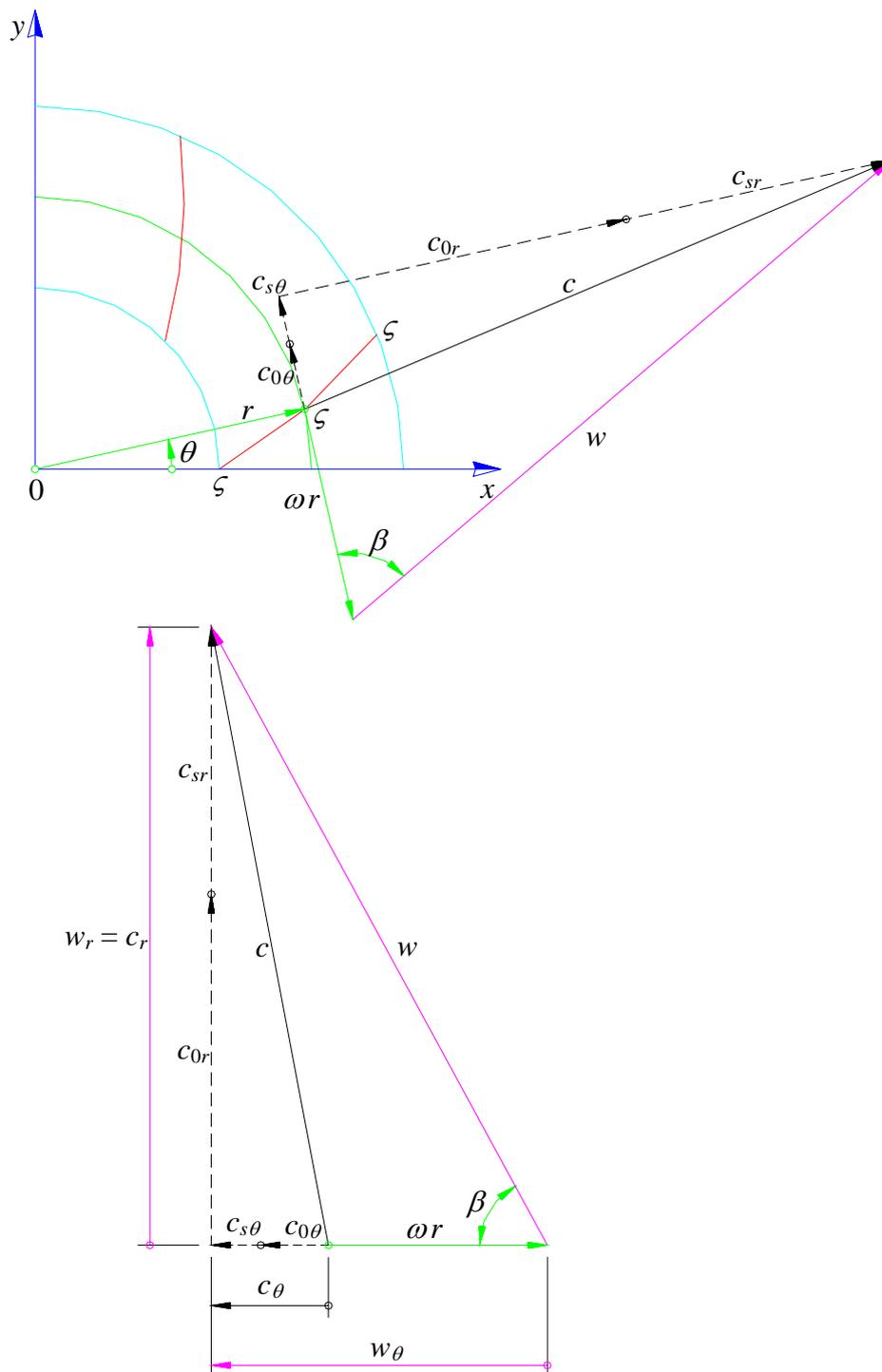


Figura 2.5 Condição de contorno para grade radial móvel referente ao rotor centrífugo

Superpondo-se os efeitos do escoamento não-perturbado, c_0 , e o escoamento induzido pela grade, c_s , tem-se, com base na Figura 2.5 e nas Equações (2.3) e (2.4), que

$$w_r = c_r = c_{0r} + c_{sr} = \frac{q_0}{2\pi r} + c_{sr} \quad (2.8.a)$$

e

$$w_\theta = \omega r + c_\theta = \omega r + c_{0\theta} + c_{s\theta} = \omega r + \frac{\Gamma_0}{2\pi r} + c_{s\theta} \quad (2.8.b)$$

Na equação (2.8.a) o valor de q_0 deve ser considerado positivo por se tratar de rotor centrífugo. Com as Equações (2.8.a) e (2.8.b), a Equação (2.7) torna-se em

$$\text{tag}\beta = \frac{\frac{q_0}{2\pi r} + c_{sr}}{\omega r + \frac{\Gamma_0}{2\pi r} + c_{s\theta}}, \quad r_4 \leq r \leq r_5. \quad (2.9)$$

Separando as grandezas incógnitas das grandezas conhecidas, a Equação (2.9) torna-se em

$$c_{s\theta} \text{tag}\beta - c_{sr} = \frac{q_0}{2\pi r} - \left(\omega r + \frac{\Gamma_0}{2\pi r}\right) \text{tag}\beta, \quad r_4 \leq r \leq r_5. \quad (2.10)$$

2.3 SOLUÇÃO NUMÉRICA PELO MÉTODO DOS PAINÉIS PARA ROTORES CENTRÍFUGOS CONVENCIONAIS

Considera-se a Figura 2.6 (veja também a Figura 2.3) onde está representada uma grade radial no plano complexo $z = re^{i\theta}$. A grade é formada por N pás infinitamente finas, idênticas e igualmente espaçadas. Uma dessas pás (pá de referência) está esquematizada na Figura 2.7.

De acordo com o método dos painéis, os seguintes critérios são adotados:

- 1) sobre a linha representativa da pá são especificados $M+1$ pontos, incluindo os bordos de ataque e de fuga, no caso, definidos pelos raios interno, r_4 , e externo, r_5 , da pá;
- 2) a linha representativa da pá é aproximada (discretizada) por M segmentos de reta (painéis), unindo os $M+1$ pontos localizados;
- 3) sobre cada segmento de reta (painel) assim formado é admitida a existência de uma distribuição linear de vórtices; a escolha desse tipo de singularidade (vórtice) se deve ao fato de se tratar de pás infinitamente finas (PIF). A forma linear visa facilitar a aplicação futura da condição de Kutta;

4) escolhe-se, sobre cada segmento de reta, um ponto de controle correspondente ao seu ponto central (ponto médio do painel); os pontos de controle são aqueles para os quais se aplica a condição de contorno.

É importante observar que os três primeiros critérios adotados aplicam-se a todas as pás da grade, de uma forma circunferencialmente simétrica. Dessa maneira, a grade é discretizada em M grades elementares, cujas pás são segmentos de reta (painéis), Figura 2.7. Em relação aos pontos de controle, basta considerar a pá de referência, uma vez que as distribuições de vórtices sobre cada painel de uma mesma grade elementar são idênticas.

Para fins de formulação, é considerada a seguinte convenção de índices:

- j : índice designativo de um ponto de controle genérico na pá de referência; $j = 1, 2, \dots, M$;
- k : índice designativo de uma grade elementar genérica ou de painel correspondente; $k = 1, 2, \dots, M$;
- ℓ : índice designativo de uma pá genérica; $\ell = 1, 2, \dots, N$.

Resulta, portanto, a seguinte simbologia:

- z_{cj} : ponto de controle j na pá de referência ($\ell = 1$);
- z_k e z_{k+1} : pontos extremos do painel k na pá de referência ($\ell = 1$);
- $z_{\ell k}$ e $z_{\ell k+1}$: pontos extremos do painel k na pá ℓ ; para $\ell = 1$, considera-se z_k e z_{k+1} ;

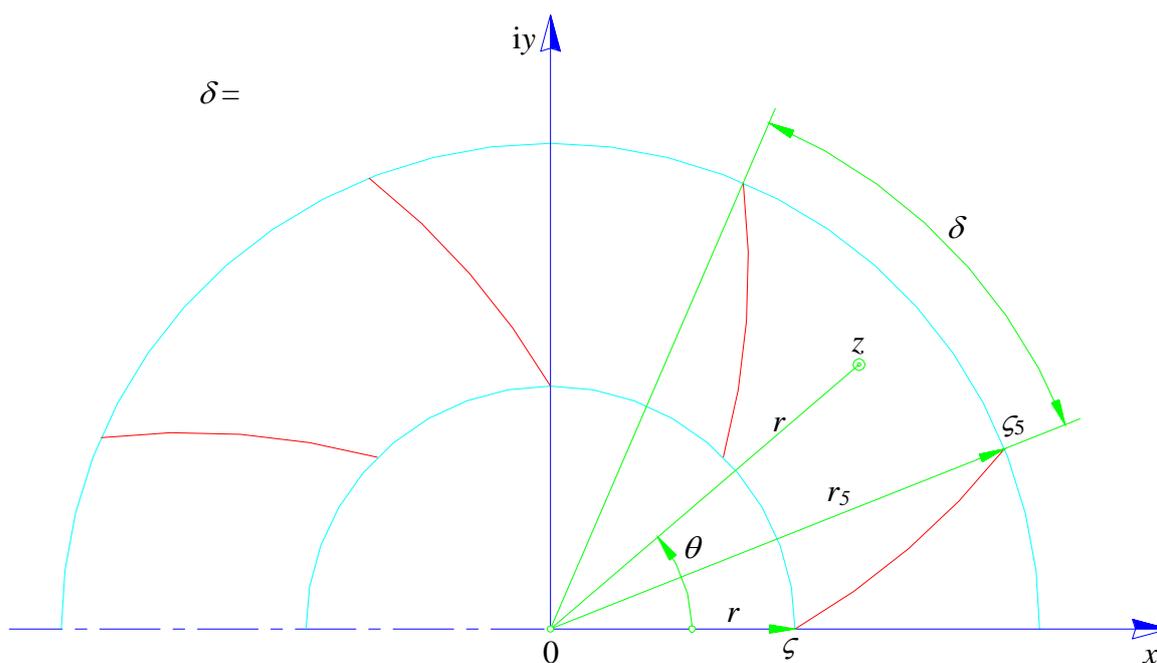


Figura 2.6 Nomenclatura para a geometria da grade radial

- χ_k : ângulo que o painel k da pá de referência forma com o eixo x da grade (Figura 2.8),
- $\chi_{\ell k}$: ângulo que o painel k da pá ℓ forma com o eixo x da grade (Figura 2.8);
- γ_k e γ_{k+1} : valores da densidade de vórtices nos pontos extremos dos painéis da grade elementar k ;
- $c_{s\ell k}(z)$: valor da velocidade complexa induzida pelo painel k situado na pá ℓ sobre o ponto genérico z ;
- $c_{sk}(z)$: valor da velocidade complexa induzida pela grade elementar k sobre o ponto genérico z ; por superposição, $c_{sk}(z) = \sum_{\ell=1}^N c_{s\ell k}(z)$;
- $c_s(z)$: valor da velocidade complexa total induzida pela grade radial sobre o ponto genérico z ; por superposição, $c_s(z) = \sum_{k=1}^M c_{sk}(z)$.

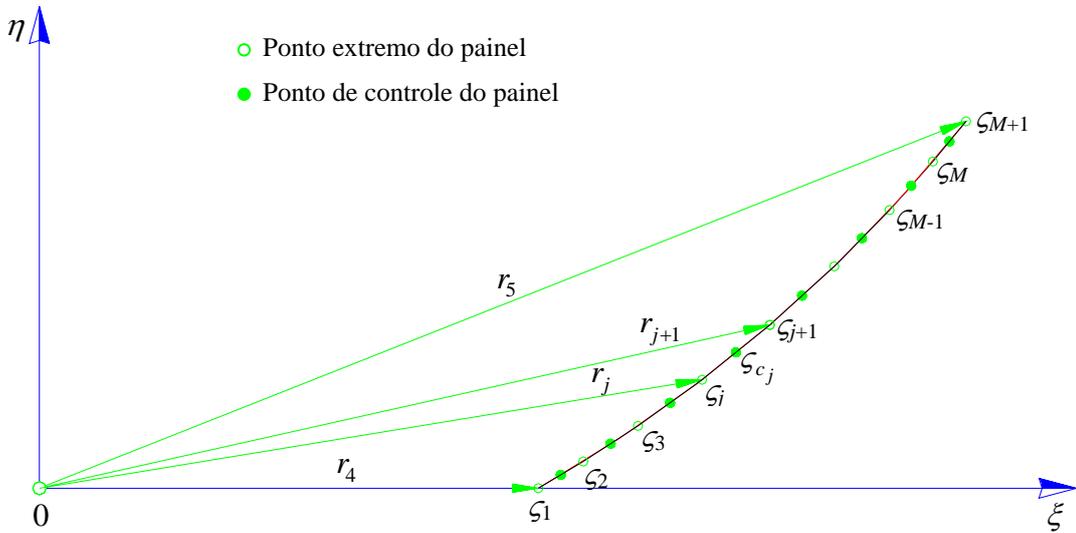


Figura 2.7 Discretização da pá de referência em segmentos de reta (painéis)

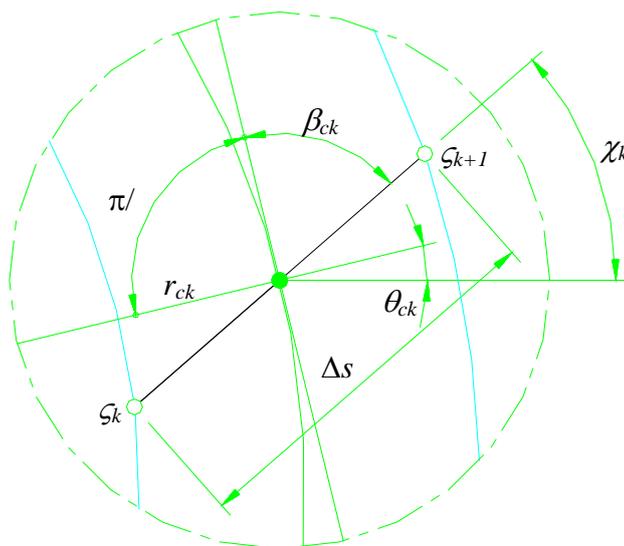
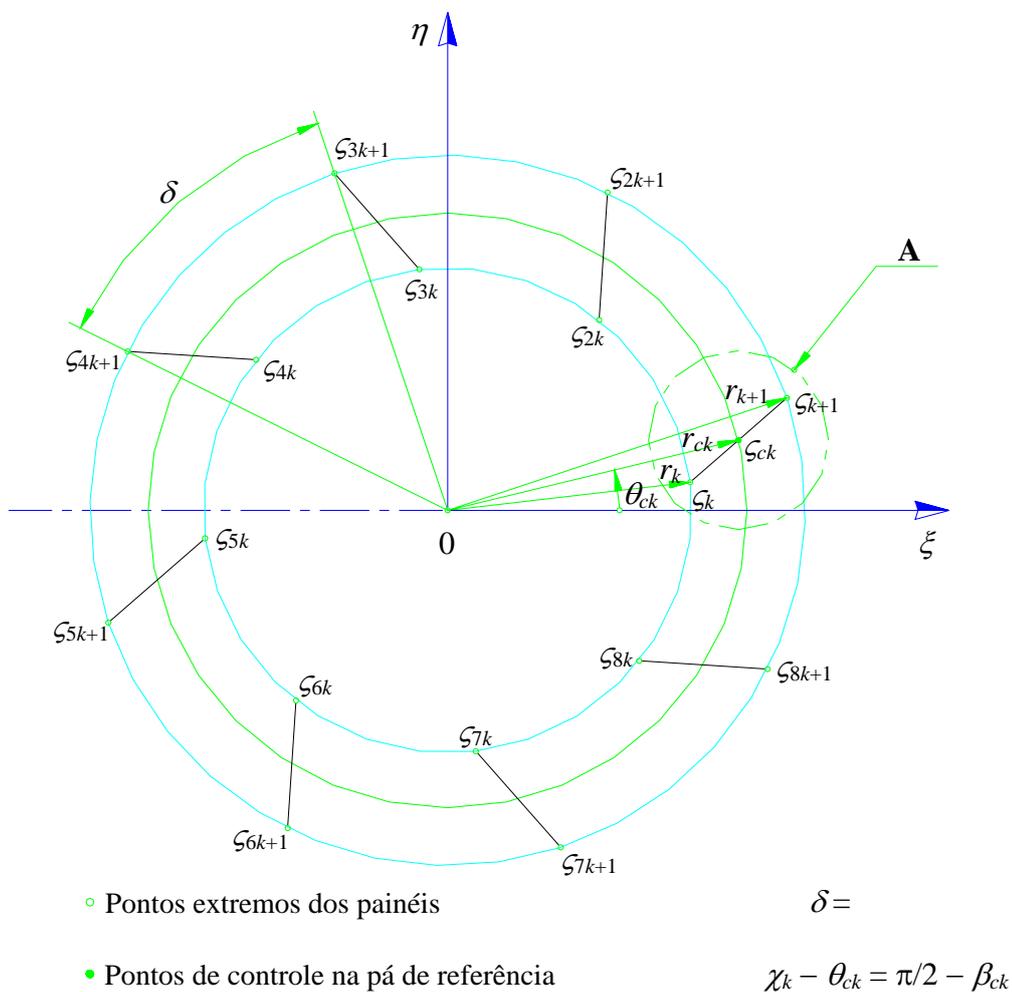
Devido à simetria circunferencial de cada grade elementar (Figura 2.8), as seguintes relações são válidas:

$$\zeta_{\ell k} = \zeta_k e^{i(\ell-1)\delta} \quad , \quad \ell = 1, 2, \dots, N. \quad (2.11)$$

e

$$\chi_{\ell k} = \chi_k + (\ell-1)\delta \quad , \quad \ell = 1, 2, \dots, N. \quad (2.12)$$

onde $\delta = 2\pi/N$ é o ângulo de espaçamento das pás (Figura 2.6).



Detalhe A
(Painel k da pá de referência)

Figura 2.8 Grade elementar k e detalhamento do painel k da pá de referência ($\ell = 1$)

De acordo com Manzanares Filho (1982), e considerando a simbologia definida anteriormente, a velocidade complexa conjugada induzida pela distribuição linear de vórtices do painel k da pá ℓ sobre o ponto z é

$$\bar{c}_{s\ell k}(z) = \frac{i e^{-i\chi\ell k}}{2\pi} \left\{ \left[\frac{\zeta_{\ell k+1} - z}{\zeta_{\ell k+1} - \zeta_{\ell k}} \ln \left(\frac{z - \zeta_{\ell k}}{z - \zeta_{\ell k+1}} \right) + 1 \right] \gamma_k + \left[\frac{z - \zeta_{\ell k}}{\zeta_{\ell k+1} - \zeta_{\ell k}} \ln \left(\frac{z - \zeta_{\ell k}}{z - \zeta_{\ell k+1}} \right) - 1 \right] \gamma_{k+1} \right\}. \quad (2.13)$$

Tomando o conjugado da Equação (2.13), obtém-se, de uma forma resumida, que

$$\bar{c}_{s\ell k}(z) = \bar{I}_{\ell k}(z) \gamma_k + \bar{J}_{\ell k}(z) \gamma_{k+1} \quad (2.14)$$

sendo

$$I_{\ell k}(z) = \frac{i e^{-i\chi\ell k}}{2\pi} \left[\frac{\zeta_{\ell k+1} - z}{\zeta_{\ell k+1} - \zeta_{\ell k}} \ln \left(\frac{z - \zeta_{\ell k}}{z - \zeta_{\ell k+1}} \right) + 1 \right] \quad (2.15.a)$$

e

$$J_{\ell k}(z) = \frac{i e^{-i\chi\ell k}}{2\pi} \left[\frac{z - \zeta_{\ell k}}{\zeta_{\ell k+1} - \zeta_{\ell k}} \ln \left(\frac{z - \zeta_{\ell k}}{z - \zeta_{\ell k+1}} \right) - 1 \right]. \quad (2.15.b)$$

A velocidade complexa induzida pela grade elementar k sobre o ponto genérico z é dada pela superposição das contribuições de todos os segmentos de reta (painéis) a ela pertencentes, ou seja,

$$c_{sk}(z) = \sum_{\ell=1}^N c_{s\ell k}(z) = \gamma_k \sum_{\ell=1}^N \bar{I}_{\ell k}(z) + \gamma_{k+1} \sum_{\ell=1}^N \bar{J}_{\ell k}(z) \quad (2.16)$$

onde se considerou a Equação (2.14) e também o fato de γ_k e γ_{k+1} serem os mesmos para todos os segmentos de reta (painéis) da grade elementar k .

Definindo-se

$$X_k(z) = \sum_{\ell=1}^N \bar{I}_{\ell k}(z) \quad (2.17.a)$$

e

$$Y_k(z) = \sum_{\ell=1}^N \bar{J}_{\ell k}(z) \quad (2.17.b)$$

a Equação (2.16) torna-se em

$$c_{s_k}(z) = \gamma_k X_k(z) + \gamma_{k+1} Y_k(z). \quad (2.18)$$

A velocidade complexa total induzida pela grade radial sobre o ponto genérico z é dada pela superposição das contribuições de todas as grades elementares, ou seja,

$$c_s(z) = \sum_{k=1}^M c_{s_k}(z) = \sum_{k=1}^M [\gamma_k X_k(z) + \gamma_{k+1} Y_k(z)]. \quad (2.19)$$

Dada a geometria da grade e efetuada certa discretização das pás, calcula-se facilmente a velocidade complexa induzida num ponto z pela Equação (2.19), desde que os valores da densidade de vórtices sejam conhecidos nos pontos extremos dos painéis. Os coeficientes complexos $X_k(z)$ e $Y_k(z)$ dependem apenas da geometria da grade, da discretização realizada e do ponto z onde se calcula a velocidade induzida.

Observa-se, também, que a expressão obtida ao se tomar o conjugado da Equação (2.19) substitui a Equação (2.5), no caso $g = i\gamma$ (somente vórtices). O conjugado da equação (2.19) tende à forma exata da Equação (2.5) para $g = i\gamma$, à medida que o número de painéis cresce ($M \rightarrow \infty$).

Para aplicação da condição de contorno, é de interesse determinar as componentes radial, $c_{sr}(z)$, e circunferencial, $c_{s\theta}(z)$, da velocidade absoluta induzida no ponto z , podendo-se escrever

$$c_s(z) = [c_{sr}(z) + i c_{s\theta}(z)] e^{i\theta} \quad (2.20)$$

obtendo-se

$$c_{sr}(z) = \Re [c_s(z) e^{-i\theta}] \quad (2.21.a)$$

e

$$c_{s\theta}(z) = \Im [c_s(z) e^{-i\theta}]. \quad (2.21.b)$$

$\Re[]$ e $\Im[]$ designam, respectivamente, as partes real e imaginária da expressão complexa considerada. Comparando as Equações (2.19), (2.21.a) e (2.21.b), resultam

$$c_{sr}(z) = \sum_{k=1}^M [\gamma_k A_{rk}(z) + \gamma_{k+1} B_{rk}(z)] \quad (2.22.a)$$

e

$$c_{s\theta}(z) = \sum_{k=1}^M [\gamma_k A_{\theta k}(z) + \gamma_{k+1} B_{\theta k}(z)] \quad (2.22.b)$$

podendo-se definir os seguintes coeficientes reais:

$$A_{rk}(z) = \Re [X_k(z) e^{-i\theta}] = \sum_{\ell=1}^N \Re [\bar{I}_{\ell k}(z) e^{-i\theta}] \quad (2.23.a)$$

$$B_{rk}(z) = \Re [Y_k(z) e^{-i\theta}] = \sum_{\ell=1}^N \Re [\bar{J}_{\ell k}(z) e^{-i\theta}] \quad (2.23.b)$$

$$A_{\theta k}(z) = \Im [X_k(z) e^{-i\theta}] = \sum_{\ell=1}^N \Im [\bar{I}_{\ell k}(z) e^{-i\theta}] \quad (2.23.c)$$

$$B_{\theta k}(z) = \Im [Y_k(z) e^{-i\theta}] = \sum_{\ell=1}^N \Im [\bar{J}_{\ell k}(z) e^{-i\theta}] \quad (2.23.d)$$

2.3.1 Técnica de discretização das pás infinitamente finas (PIF)

Os $M+1$ pontos extremos localizados na linha representativa da pá de referência são obtidos de acordo com a seguinte técnica:

1) Adota-se o número de painéis M . Os pontos $j = 1$ e $j = M+1$ coincidem, respectivamente com os bordos de ataque e de fuga da pá.

2) Divide-se o comprimento da pá, $L_{pá}$, em duas partes iguais, com o objetivo de se obter uma distribuição de comprimentos de painéis simétrica em torno do ponto central da pá $M/2+1$.

3) Utiliza-se uma série (progressão) geométrica de razão q_{sg} , que neste trabalho é denominada de fator de discretização, para se obter os pares de pontos $x_j(s)$ e $y_j(s)$. Para cada par $x_j(s)$ e $y_j(s)$, o parâmetro de contorno da pá, s , assume os valores s_j obtidos através da soma dos j termos da série geométrica, conforme a Equação (2.24).

4) Calcula-se as coordenadas dos pontos extremos dos painéis (x_j, y_j) em função dos valores de s_j determinados na Equação (2.24), de acordo com a equação da curva que representa o formato da pá no trecho considerado.

5) Calcula-se as coordenadas dos pontos de controle (x_{c_j}, y_{c_j}) e ângulos dos painéis, χ_j .

A técnica descrita anteriormente pode ser utilizada para qualquer geometria de pá.

$$\left. \begin{aligned}
 s_{j+1} &= a_1 \frac{q_{sg}^j - 1}{q_{sg} - 1} & j = 1, 2, \dots, M/2 \\
 s_{j+1} &= s_j a_1 q_{sg}^{M-j} & j = M/2 + 1, M/2 + 2, \dots, M \\
 \text{sendo} & & \\
 a_1 &= \frac{L_{pá} (q_{sg} - 1)}{2 (q_{sg}^{M/2} - 1)} \\
 \text{O parâmetro de contorno do bordo de ataque é } s_1 &= 0 \\
 \text{O parâmetro de contorno do bordo de fuga é } s_{M+1} &= L_{pá}
 \end{aligned} \right\} \quad (2.24)$$

Os pontos são ordenados de tal modo que se percorre a pá do ponto localizado no bordo de ataque, ζ_1 , em direção ao ponto localizado no bordo de fuga, ζ_{M+1} , conforme a Figura 2.9.

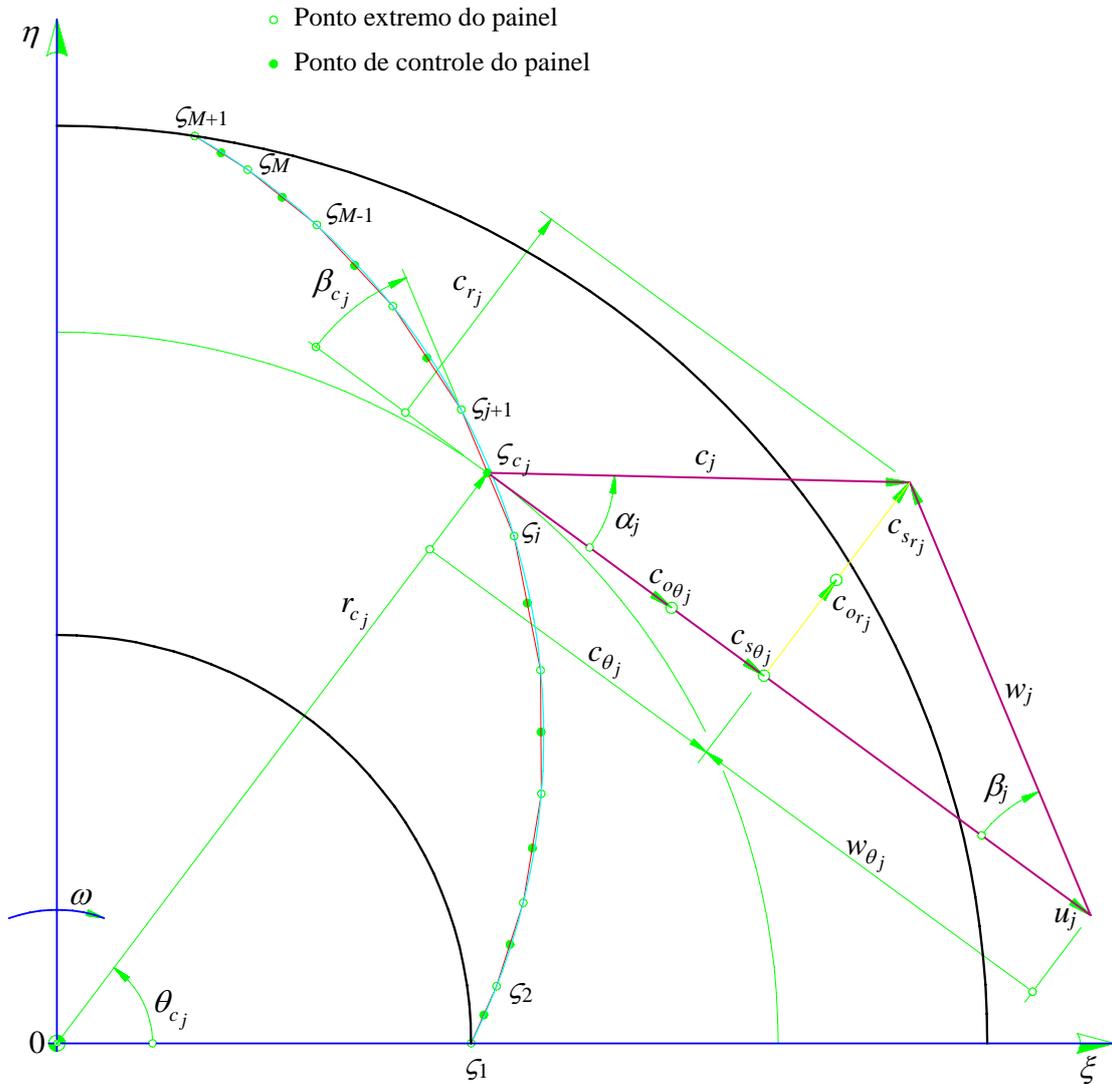


Figura 2.9 Discretização de uma pá de referência e condição de tangência no painel j para PIF

Em cada painel j , admite-se uma distribuição de vórtices de densidade linear, com valores iguais a γ_j e γ_{j+1} em cada extremidade. A adoção da densidade de vórtices variando linearmente em cada painel facilita a aplicação da condição de Kutta, que será comentada no Item 2.3.3.

O fator de discretização pode ser estabelecido no intervalo $1,0 < q_{sg} < 1,2$, dependendo do número de painéis. Para um número pequeno de painéis, adota-se valores mais próximos de 1,2 e para um número maior de painéis, adota-se valores mais próximos de 1,0, de modo que se possa concentrar mais painéis de comprimentos menores nas regiões mais próximas dos bordos de ataque e de fuga.

2.3.2 Formação do sistema de equações algébricas lineares

A velocidade complexa induzida pelo painel k da pá ℓ sobre o ponto de controle z_{c_j} é, segundo a equação (2.14),

$$c_{s_{\ell k}}(z_{c_j}) = c_{s_{\ell j k}} = \bar{I}_{\ell k}(z)\gamma_k + \bar{J}_{\ell k}(z)\gamma_{k+1}, \quad (2.25)$$

onde, de acordo com as equações (2.15.a) e (2.15.b),

$$I_{\ell j k} = I_{\ell k}(\zeta_{c_j}) = \frac{i e^{-i\chi_{\ell k}}}{2\pi} \left[\frac{\zeta_{\ell k+1} - \zeta_{c_j}}{\zeta_{\ell k+1} - \zeta_{\ell k}} \ln \left(\frac{\zeta_{c_j} - \zeta_{\ell k}}{\zeta_{c_j} - \zeta_{\ell k+1}} \right) + 1 \right] \quad (2.26.a)$$

$$J_{\ell j k} = J_{\ell k}(\zeta_{c_j}) = \frac{i e^{-i\chi_{\ell k}}}{2\pi} \left[\frac{\zeta_{c_j} - \zeta_{\ell k}}{\zeta_{\ell k+1} - \zeta_{\ell k}} \ln \left(\frac{\zeta_{c_j} - \zeta_{\ell k}}{\zeta_{c_j} - \zeta_{\ell k+1}} \right) - 1 \right] \quad (2.26.b)$$

Os coeficientes $I_{\ell j k}$ e $J_{\ell j k}$ não são univocamente determinados para $\ell = 1$ e $k = j$. Neste caso, deve-se considerar que $\zeta_{\ell k} = \zeta_j$ e $\zeta_{\ell k+1} = \zeta_{j+1}$, segundo a convenção estabelecida. Além disso, como o ponto de controle é o ponto médio do painel, tem-se que $\zeta_{c_j} = (\zeta_j + \zeta_{j+1})/2$.

Logo, para $\ell = 1$ e $k = j$, a equação (2.25) torna-se em

$$c_{s_{1 j j}} = \bar{I}_{1 j j} \gamma_k + \bar{J}_{1 j j}(z)\gamma_{k+1} \quad (2.27)$$

onde, segundo as Equações (2.26.a) e (2.26.b),

$$I_{1 j j} = \frac{e^{-i\chi_j}}{2\pi} \left(\pm \frac{\pi}{2} + i \right) \quad (2.28.a)$$

$$I_{1jj} = \frac{e^{-i\chi_j}}{2\pi} \left(\pm \frac{\pi}{2} - i \right) \quad (2.28.b)$$

Nas equações (2.28.a-b), o sinal (+) se refere ao lado do intradorso e o sinal (-) ao lado do extradorso da pá. Verifica-se, assim, que a indução que um painel exerce sobre o seu próprio ponto de controle é responsável por uma descontinuidade no valor da velocidade e, portanto, no valor da pressão sobre o painel. Tal descontinuidade é uma característica de toda distribuição de vórtices, sendo de utilidade na simulação do efeito da pá de uma grade radial.

Observa-se, adicionalmente, que para $\ell \neq 1$ e $\ell \neq k$, o valor de $c_{s\ell jk}$ na Equação (2.25) é univocamente determinado, não contribuindo para o efeito de descontinuidade.

A velocidade complexa induzida pela grade elementar k sobre o ponto de controle ζ_{c_j} , é, de acordo com a equação (2.18),

$$c_{sk}(\zeta_{c_j}) = c_{sjk} = \gamma_k X_{jk} + \gamma_{k+1} Y_{jk} \quad (2.29)$$

onde

$$X_{jk} = X_k(\zeta_{c_j}) = \sum_{\ell=1}^N \bar{I}_{\ell jk} \quad (2.30.a)$$

e

$$Y_{jk} = Y_k(\zeta_{c_j}) = \sum_{\ell=1}^N \bar{J}_{\ell jk} \quad (2.30.b)$$

Analogamente, a velocidade complexa total induzida pela grade radial sobre o ponto de controle ζ_{c_j} é, segundo a equação (2.19),

$$c_{sk}(\zeta_{c_j}) = \sum_{k=1}^M \gamma_k X_{jk} + \gamma_{k+1} Y_{jk} \quad (2.31)$$

Lembre-se que o valor $c_{sk}(\zeta_{c_j})$ não é univocamente determinado, devido à contribuição do painel j sobre o seu próprio ponto de controle, ζ_{c_j} : deve-se ter em mente as Equações (2.27) e (2.28.a-b) ao se calcular $c_s(\zeta_{c_j})$. Por outro lado, as dificuldades matemáticas que adviriam da utilização da equação (2.5) para o cálculo da velocidade induzida sobre os pontos da pá ficam definitivamente superadas quando se utiliza, em contrapartida, a Equação (2.31).

Observa-se que a equação (2.31) fornece o valor de $c_s(\zeta_{c_j})$ em função dos valores γ_k , em princípio desconhecidos. A determinação de γ_k só pode ser feita após a imposição de uma condição de contorno para o escoamento sobre os pontos de controle (pá de referência).

Sendo $\zeta_{c_j} = r_{c_j} e^{i\theta_{c_j}}$, as componentes radial e circunferencial da velocidade complexa induzida no ponto ζ_{c_j} são, de acordo com as Equações (2.22.a) e (2.22.b),

$$c_{sr}(\zeta_{c_j}) = \sum_{k=1}^M (\gamma_k A_{rjk} + \gamma_{k+1} B_{rjk}) \quad (2.32.a)$$

e

$$c_{s\theta}(\zeta_{c_j}) = \sum_{k=1}^M (\gamma_k A_{\theta jk} + \gamma_{k+1} B_{\theta jk}) \quad (2.32.b)$$

onde

$$A_{rjk} = A_{r_k}(\zeta_{c_j}) = \Re \left[X_{jk} e^{-i\theta_{c_j}} \right] = \sum_{\ell=1}^N \Re \left[\bar{I}_{\ell jk} e^{-i\theta_{c_j}} \right] \quad (2.33.a)$$

$$B_{rjk} = B_{r_k}(\zeta_{c_j}) = \Re \left[Y_{jk} e^{-i\theta_{c_j}} \right] = \sum_{\ell=1}^N \Re \left[\bar{J}_{\ell jk} e^{-i\theta_{c_j}} \right] \quad (2.33.b)$$

$$A_{\theta jk} = A_{\theta_k}(\zeta_{c_j}) = \Im \left[X_{jk} e^{-i\theta_{c_j}} \right] = \sum_{\ell=1}^N \Im \left[\bar{I}_{\ell jk} e^{-i\theta_{c_j}} \right] \quad (2.33.c)$$

$$B_{\theta jk} = B_{\theta_k}(\zeta_{c_j}) = \Im \left[Y_{jk} e^{-i\theta_{c_j}} \right] = \sum_{\ell=1}^N \Im \left[\bar{J}_{\ell jk} e^{-i\theta_{c_j}} \right] \quad (2.33.d)$$

Considerando a condição de contorno dada na Equação (2.10) e definindo-se os parâmetros adimensionais denominados coeficiente de vazão, ϕ , e coeficiente de circulação interna, Ω_0 ,

$$\phi = \frac{q_0}{2\pi \omega r_5^2} \quad (2.34)$$

e

$$\Omega_0 = \frac{\Gamma_0}{2\pi \omega r_5^2}, \quad (2.35)$$

a forma adimensional da Equação (2.10) é dada por

$$(C_{s\theta} \operatorname{tag} \beta - C_{sr})R = \phi - (R^2 + \Omega_0) \operatorname{tag} \beta, \quad R_4 \leq R \leq 1. \quad (2.36)$$

sendo $R = r/r_5$ e $C_s = c_s/\omega r_5$ as formas adimensionais do raio polar, r , e da velocidade induzida, c_s .

Aplicando a condição de contorno dada na Equação (2.36) ao ponto de controle de um painel, obtém-se

$$[C_{s\theta}(\zeta_{c_j}) \operatorname{tag} \beta_{c_j} - C_{sr}(\zeta_{c_j})]R_{c_j} = \phi - (R_{c_j}^2 + \Omega_0) \operatorname{tag} \beta_{c_j}, \quad R_4 \leq R \leq 1. \quad (2.37)$$

β_{c_j} é o ângulo entre o painel j e a tangente à circunferência no ponto ζ_{c_j} (Figura 2.8);

$\zeta_{c_j} = \zeta_{c_j}/r_5$ é a forma adimensional do valor complexo ζ_{c_j} .

As componentes adimensionais da velocidade induzida nos pontos de controle podem ser escritas, de acordo com as equações (2.32.a) e (2.32.b), na forma de

$$C_{sr}(\zeta_{c_j}) = C_{srk} = \sum_{k=1}^M (\Gamma_k A_{r_{jk}} + \Gamma_{k+1} B_{r_{jk}}) \quad (2.38.a)$$

e

$$C_{s\theta}(\zeta_{c_j}) = C_{s\theta k} = \sum_{k=1}^M (\Gamma_k A_{\theta_{jk}} + \Gamma_{k+1} B_{\theta_{jk}}) \quad (2.38.b)$$

onde $\Gamma = \gamma/\omega r_5$ é a forma adimensional da densidade de vórtices, γ .

Substituindo-se as equações (2.38.a) e (2.38.b) na equação (2.37), resulta que

$$\begin{aligned} & [\operatorname{tag} \beta_{c_j} \sum_{k=1}^M (\Gamma_k A_{\theta_{jk}} + \Gamma_{k+1} B_{\theta_{jk}}) - \sum_{k=1}^M (\Gamma_k A_{r_{jk}} + \Gamma_{k+1} B_{r_{jk}})] R_{c_j} = \\ & = \phi - (R_{c_j}^2 + \Omega_0) \operatorname{tag} \beta_{c_j} \end{aligned} \quad (2.39.a)$$

ou, então,

$$\sum_{k=1}^M [\Gamma_k R_{c_j} (\operatorname{tag} \beta_{c_j} A_{\theta_{jk}} - A_{r_{jk}})] + \sum_{k=1}^M [\Gamma_{k+1} R_{c_j} (\operatorname{tag} \beta_{c_j} B_{\theta_{jk}} - B_{r_{jk}})] = \quad (2.39.b)$$

$$\phi - (R_{c_j}^2 + \Omega_0) \operatorname{tag} \beta_{c_j}, \quad j = 1, 2, \dots, M.$$

Definindo-se os coeficientes

$$A_{jk} = R_{c_j} (\text{tag} \beta_{c_j} A_{\theta_{jk}} - A_{r_{jk}}) \quad (2.40.a)$$

e

$$B_{jk} = R_{c_j} (\text{tag} \beta_{c_j} B_{\theta_{jk}} - B_{r_{jk}}) \quad (2.40.b)$$

A Equação (2.39.b) torna-se em

$$\sum_{k=1}^M A_{jk} \Gamma_k + \sum_{k=1}^M B_{jk} \Gamma_{k+1} = \phi - (R_{c_j}^2 + \Omega_0) \text{tag} \beta_{c_j}, \quad j = 1, 2, \dots, M. \quad (2.41)$$

Considerando as regras de agrupamento de somatórias, a expressão (2.41) pode ser convenientemente modificada, resultando

$$A_{j1} \Gamma_1 + \sum_{k=2}^M (A_{jk} + B_{jk-1}) \Gamma_k + B_{jM} \Gamma_{M+1} = \frac{\phi}{B_{c_k}} - (R_{c_k}^2 + \Omega_0) \text{tag} \beta_{c_k}, \quad j = 1, 2, \dots, M. \quad (2.42)$$

onde a variação de largura das pás na forma adimensional, B_{c_k} , já está considerada no termo correspondente ao coeficiente de vazão, ϕ .

O sistema de equações representado em (2.42) possui M equações com $M+1$ incógnitas, $\Gamma_1, \Gamma_2, \dots, \Gamma_{M+1}$. Dessa forma o sistema é indeterminado, admitindo infinitas soluções. Para tornar o sistema determinado, deve ser aplicada uma condição complementar que será discutida no item a seguir.

2.3.3 Condições complementares

A seguir, são apresentadas as condições de saída (condição de Kutta) e de entrada (condição sem choque ou de incidência ótima) do escoamento nas pás. No caso de PIF deste trabalho, a densidade de vórtices é linear, o que facilita impor essas condições, bastando simplesmente igualar a zero os valores da densidade de vórtices nos pontos extremos dos painéis localizados na entrada (bordo de ataque) e na saída (bordo de fuga) da pá de referência.

Condição de saída: condição de Kutta

Do ponto de vista físico, interessa apenas o escoamento com velocidade finita e contínua no bordo de fuga da pá (condição de Kutta). Uma distribuição de vórtices sempre produz uma descontinuidade no campo de velocidades, a não ser no caso trivial em que a densidade de vórtices é nula. Portanto, a condição de saída apropriada exige que no bordo de fuga da pá, Figura 2.10,

$$\Gamma_{M+1} = 0. \quad (2.43)$$

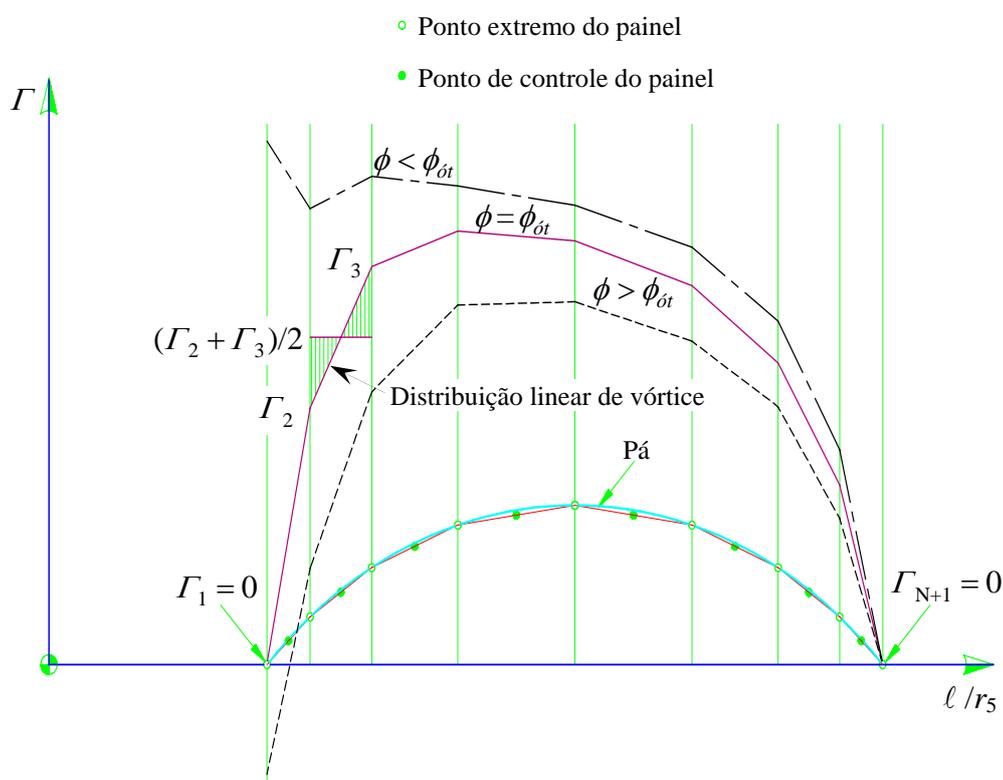


Figura 2.10 Condições de entrada (sem e com choque) e condição de saída (Kutta) para PIF e representação da distribuição linear de vórtice em cada painel

É importante observar que, apesar de os coeficientes A_{rjk} , B_{rjk} , $A_{\theta jk}$ e $B_{\theta jk}$ não serem univocamente determinados para $k = j$, o mesmo não ocorre com os coeficientes A_{jk} e B_{jk} . Este fato foi demonstrado por Manzanares Filho (1982).

Considerando a Equação (2.43), a Equação (2.42) torna-se em

$$A_{j1} \Gamma_1 + \sum_{k=2}^M (A_{jk} + B_{jk-1}) \Gamma_k = \frac{\phi}{B_{c_k}} - (R_{c_k}^2 + \Omega_0) \text{tag } \beta_{c_k}, \quad j = 1, 2, \dots, M \quad (2.44)$$

que representa um sistema de equações lineares algébricas $M \times M$. Dada a geometria da grade radial, através da especificação da equação que caracteriza a geometria da pá e do número de pás, e considerando ϕ e Ω_0 como parâmetros, calculam-se diretamente os coeficientes A_{jk} e B_{jk} , para uma determinada discretização. Em seguida, calculam-se os valores das incógnitas $\Gamma_1, \Gamma_2, \dots, \Gamma_M$, resolvendo-se o sistema (2.44). Consequentemente, é possível determinar as características aerodinâmicas da grade radial: distribuição de velocidades, distribuição de pressões e trabalho específico, entre outras.

Condição de entrada: condição sem choque

Do ponto de vista da teoria potencial, define-se escoamento com entrada sem choque (incidência ótima), que é uma condição de operação da turbomáquina, aquele para o qual a velocidade é finita e contínua no bordo de ataque da pá. Nessa condição, para o caso de PIF e densidade linear de vórtices em cada painel, o efeito de entrada sem choque é obtido fazendo-se no bordo de ataque da pá (Figura 2.10)

$$\Gamma_1 = 0. \quad (2.45)$$

Considerando a Equação (2.45), a Equação (2.44) torna-se em

$$\phi_{\phi t} + \sum_{k=2}^M (A_{jk} + B_{jk-1}) \Gamma_k = -(R_{c_k}^2 + \Omega_0) \operatorname{tag} \beta_{c_k}, \quad j = 1, 2, \dots, M. \quad (2.46)$$

O valor de $\phi_{\phi t}$ não deve ser encarado como parâmetro, mas sim como incógnita do sistema (2.46), juntamente com os valores $\Gamma_2, \Gamma_3, \dots, \Gamma_M$. Quando $\phi \neq \phi_{\phi t}$ trata-se de uma situação de entrada com choque ou fora de projeto. Nesta situação, o escoamento potencial através de grades radiais com pás infinitamente finas processa-se com uma velocidade infinita em torno do bordo de ataque.

A Equação (2.46) é válida para o cálculo das densidades adimensionais de vórtice, Γ_k , com $k = 2, 3, \dots, M$, de rotores convencionais (sem pás auxiliares) de largura constante.

2.4 SOLUÇÃO NUMÉRICA PELO MÉTODO DOS PAINÉIS PARA ROTORES CENTRÍFUGOS COM PÁS AUXILIARES

Ao considerar rotores com pás auxiliares, com apenas um conjunto de pás auxiliares, Figura 2.1, a condição de Kutta dada em (2.43) torna-se em

$$\Gamma_{M_p+1} = 0 \quad (\text{para as pás principais}) \quad (2.47)$$

e

$$\Gamma_{M_p+M_A+2} = 0 \quad (\text{para as pás auxiliares}). \quad (2.48)$$

sendo M_p o número de painéis da pá principal e M_A o número de painéis da pá auxiliar, ambas das respectivas pás de referência.

Portanto, considerando (2.47) e (2.48), a Equação (2.46) torna-se, para o caso de um conjunto de pás auxiliares, em

$$\begin{aligned} & \sum_{k=2}^{M_p} A_{jk} \Gamma_k + \sum_{k=2}^{M_p} B_{jk-1} \Gamma_k + \sum_{k=M_p+1}^{M_p+M_A} A_{jk} \Gamma_k + \sum_{k=M_p+1}^{M_p+M_A} B_{jk-1} \Gamma_k = \\ & = \phi_{\acute{o}i} / B_{c_j}^* - \Omega_0 \operatorname{tag} \beta_{c_j} - R_{c_k}^2 \operatorname{tag} \beta_{c_j}. \end{aligned} \quad (2.49)$$

Na Equação (2.49), o efeito de variação de largura, segundo Manzanares Filho e Oliveira (1992), já está incluído na forma adimensional, $B_{c_j}^*$, no termo do coeficiente de vazão, $\phi_{\acute{o}i}$.

A indução que um painel exerce sobre o seu próprio ponto de controle é responsável por uma descontinuidade no valor da velocidade e, portanto, no valor da pressão sobre o painel, resultando

$$A_{r_{jj}} = \frac{1}{2\pi} \left(\pm \frac{\pi}{2} \operatorname{sen} \beta_{c_j} + \cos \beta_{c_j} \right) + \sum_{\ell=2}^{N_p} \Re e (\bar{I}_{\ell,j} e^{-i\theta_{c_j}}), \quad (2.50)$$

$$A_{\theta_{jj}} = \frac{1}{2\pi} \left(\pm \cos \beta_{c_j} - \operatorname{sen} \beta_{c_j} \right) + \sum_{\ell=2}^{N_p} \Im m (\bar{I}_{\ell,j} e^{-i\theta_{c_j}}), \quad (2.51)$$

$$B_{r_{jj}} = \frac{1}{2\pi} \left(\pm \frac{\pi}{2} \operatorname{sen} \beta_{c_j} - \cos \beta_{c_j} \right) + \sum_{\ell=2}^{N_p} \Re e (\bar{J}_{\ell,j} e^{-i\theta_{c_j}}), \quad (2.52)$$

$$B_{\theta_{jj}} = \frac{1}{2\pi} \left(\pm \cos \beta_{c_j} + \operatorname{sen} \beta_{c_j} \right) + \sum_{\ell=2}^{N_p} \Im m (\bar{J}_{\ell,j} e^{-i\theta_{c_j}}), \quad (2.53)$$

$$A_{jj} = R_{c_j} \left[-\frac{1}{2\pi} \frac{1}{\cos \beta_{c_j}} + \text{tag} \beta_{c_j} \sum_{\ell=2}^{N_P} \Im(\bar{I}_{\ell,j} e^{-i\theta_{c_j}}) - \sum_{\ell=2}^{N_P} \Re(\bar{I}_{\ell,j} e^{-i\theta_{c_j}}) \right], \quad (2.54)$$

e

$$B_{jj} = R_{c_j} \left[\frac{1}{2\pi} \frac{1}{\cos \beta_{c_j}} + \text{tag} \beta_{c_j} \sum_{\ell=2}^{N_P} \Im(\bar{J}_{\ell,j} e^{-i\theta_{c_j}}) - \sum_{\ell=2}^{N_P} \Re(\bar{J}_{\ell,j} e^{-i\theta_{c_j}}) \right]. \quad (2.55)$$

Definindo-se as seguintes matrizes:

$$M_{j1} = A_{j1}, \quad (\text{pá principal}) \quad (2.56.a)$$

$$M_{jk} = A_{jk} + B_{j(k-1)}, \quad (\text{pá auxiliar}) \quad k = 2, 3, \dots, M_P \quad (2.56.b)$$

$$M_{j(M_P+1)} = A_{j(M_P+1)}, \quad (\text{pá principal}) \quad (2.56.c)$$

e

$$M_{jk} = A_{jk} + B_{j(k-1)}, \quad (\text{pá auxiliar}) \quad k = (M_P + 2), \dots, (M_P + M_A) \quad (2.56.d)$$

resulta o seguinte sistema de equações algébricas lineares:

$$\sum_{k=1}^{M_P+M_A} M_{jk} \Gamma_k = D_j, \quad j = 1, 2, \dots, M_P + M_A, \quad (2.57)$$

sendo

$$D_j = \phi_{\text{ót}} / B_{c_j}^* - \Omega_0 \text{tag} \beta_{c_j} - R_{c_k}^2 \text{tag} \beta_{c_j}. \quad (2.58)$$

Uma forma de resolver o sistema de equações (2.57), com M_{jk} e D_j dados respectivamente em (3.46) e (2.58), consiste em se obter, primeiramente, um conjunto de soluções básicas e, depois, determinar a solução geral através da combinação linear dessas soluções. Seguindo sugestão apresentada por Lewis (1991), serão utilizadas, neste trabalho, três soluções básicas, $\Gamma_k^{(\phi)}$, $\Gamma_k^{(\Omega)}$ e $\Gamma_k^{(G)}$, que compõem a seguinte solução geral escrita em termos adimensionais:

$$\Gamma_k \cong C_\phi \Gamma_k^{(\phi)} + C_\Omega \Gamma_k^{(\Omega)} + C_G \Gamma_k^{(G)}, \quad (2.59)$$

sendo

$$C_\phi = \phi, \quad (2.60.a)$$

$$C_{\Omega} = \Omega_0 \quad (2.60.b)$$

e

$$C_G = 1. \quad (2.60.c)$$

Com (2.59), o sistema (2.57) se divide em três sistemas de equações independentes, ou seja,

$$\sum_{k=1}^{M_P+M_A} M_{jk} \Gamma_k^{(\phi)} = \frac{1}{B_{c_j}^*}, \quad (2.61.a)$$

$$\sum_{k=1}^{M_P+M_A} M_{jk} \Gamma_k^{(\Omega)} = -\text{ta g } \beta_{c_j} \quad (2.61.b)$$

e

$$\sum_{k=1}^{M_P+M_A} M_{jk} \Gamma_k^{(G)} = -R_{c_k}^2 \text{ ta g } \beta_{c_j}. \quad (2.61.c)$$

Uma vez determinada a densidade de vórtice adimensional, Γ_k , em cada ponto extremo dos painéis das pás principais e auxiliares, diversas grandezas de interesse tanto locais como globais do escoamento podem ser obtidas. Essas grandezas serão apresentadas no Capítulo 3.

A solução de cada um dos sistemas de EAL em (2.61) foi obtida pelo método de inversão de matriz.

2.5 AFERIÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL

A qualidade da solução numérica da Equação (2.46) pode ser avaliada através da comparação dos seus resultados com resultados analíticos, numéricos e experimentais. Em princípio, não existe solução analítica que possa abranger, simultaneamente, os efeitos de rotação do rotor, de variação de largura das pás e de formato das pás, que são típicos de rotores radiais e diagonais de turbomáquinas, mesmo para o caso de escoamento potencial e incompressível.

Com o intuito de aferir o modelo computacional proposto para pás infinitamente finas (PIF), foram analisadas as influências do número de painéis, M_P , e do fator de discretização,

q_{sg} , sobre duas grandezas do escoamento de rotores convencionais com 8 pás, Figuras 2.11 e 2.12.

Da comparação realizada para rotores convencionais, independentemente do número de pás, foi constatado que, de modo geral, 150 painéis e $q_{sg} = 1,05$, são suficientes para se obter uma precisão aceitável para os propósitos estabelecidos neste trabalho.

No caso de rotores com pás auxiliares (sempre de comprimentos menores que aqueles das pás principais), também foram analisadas as influências do número de painéis das pás auxiliares, M_A , e do fator de discretização, q_{sg} , sobre as duas grandezas do escoamento mencionadas acima. Quando o número de painéis das pás auxiliares, M_A , é alto e igual ao número de painéis das pás principais, M_P , por exemplo, 150 painéis, e o comprimento das pás auxiliares é muito menor que o das pás principais, por exemplo, 20 % menor, aparecem algumas pequenas instabilidades no valor das duas grandezas citadas acima. Vale ressaltar que instabilidades nas velocidades relativas (W) na superfície das pás refletem em todas as demais grandezas do escoamento como, por exemplo, o número de Richardson (Ri).

Da comparação realizada, foi constatado que, de modo geral, 150 painéis para as pás principais e 120 painéis para as pás auxiliares e $q_{sg} = 1,05$ são suficientes para se obter uma precisão aceitável para os propósitos estabelecidos neste trabalho.

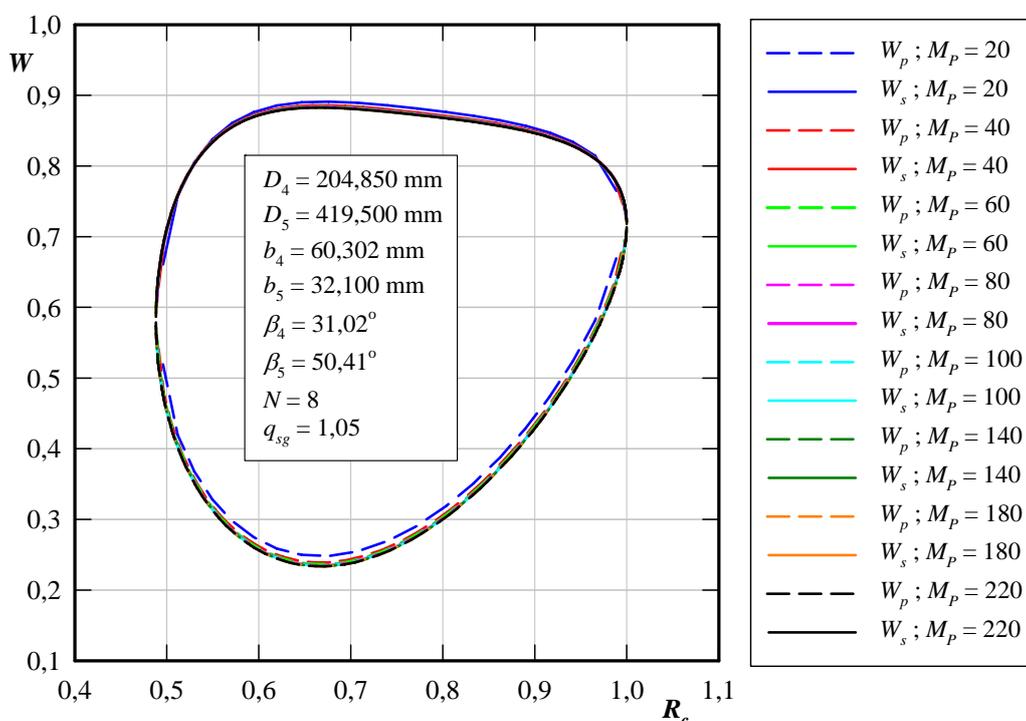


Figura 2.11 Influência do número de painéis na distribuição de velocidades na superfície das PIF (ARC) do rotor de Oliveira (2001)

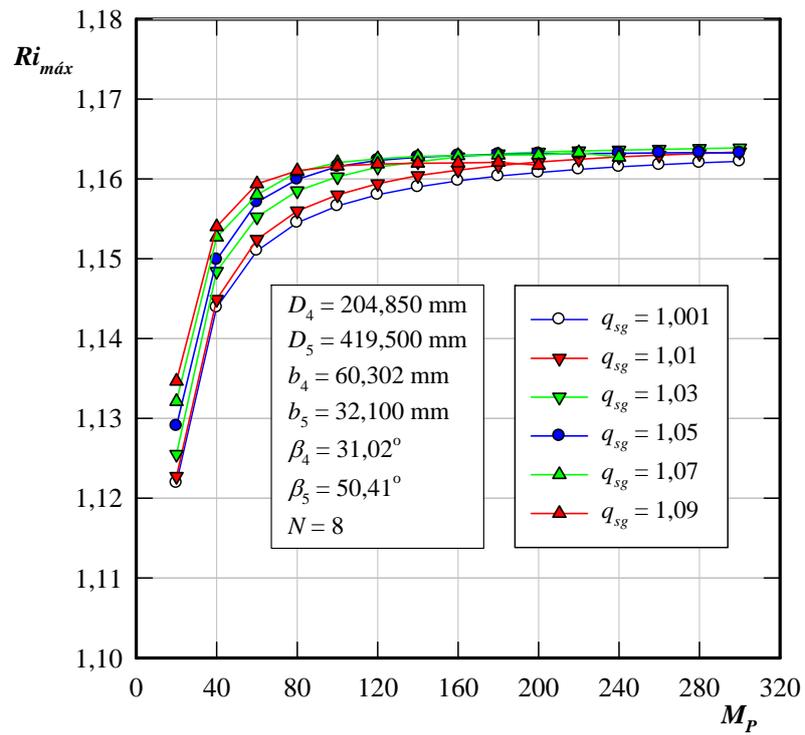


Figura 2.12 Influências do número de painéis e do fator de discretização no número de Richardson máximo para as PIF (ARC) do rotor de Oliveira (2001)

Capítulo 3

GRANDEZAS CARACTERÍSTICAS DO ESCOAMENTO

Obtida a densidade de vórtice adimensional, Γ_k , através da Equação (2.59), em cada ponto extremo dos painéis representando as pás principais e auxiliares discretizadas, pode-se determinar diversas grandezas locais e globais do escoamento em rotores centrífugos. Neste capítulo, são apresentadas as grandezas locais W , P , β e Ri denominadas, respectivamente, de velocidade relativa adimensional, pressão adimensional, ângulo do escoamento relativo e número de Richardson, e as grandezas globais ϕ , ψ e μ , simbolizando, respectivamente, o coeficiente de vazão, coeficiente de pressão e fator de deficiência de potência (*slip factor*).

3.1 COEFICIENTE DE VAZÃO ÓTIMO

O coeficiente de vazão ótimo, $\phi_{ót}$, é calculado para a condição de projeto onde admite-se incidência nula, isto é, não há choque do escoamento relativo no bordo de ataque das pás.

Do ponto de vista da teoria do escoamento potencial, define-se escoamento com entrada sem choque aquele para o qual a velocidade relativa é finita e contínua no bordo de ataque das pás. Nessa condição, para o caso de pás infinitamente finas (PIF) e densidade linear de vórtice em cada painel, o efeito de entrada sem choque é obtido fazendo-se essas densidades iguais a zero nos bordos de ataque das pás principais e das pás auxiliares, ou seja,

$$\Gamma_1 = 0 \quad (\text{para o bordo de ataque das pás principais}) \quad (3.1)$$

e

$$\Gamma_{M_p+2} = 0 \quad (\text{para o bordo de ataque das pás auxiliares}). \quad (3.2)$$

Como existem dois bordos de ataque diferentes, um para a pá principal e outro para a pá auxiliar, existem dois coeficientes de vazão sem choque, sendo um para a condição sem choque nas pás principais, $\phi_{P\acute{o}t}$, e outro para a condição sem choque nas pás auxiliares, $\phi_{A\acute{o}t}$. Neste trabalho, o coeficiente de vazão ótimo, $\phi_{\acute{o}t}$ será considerado aquele que corresponde à entrada sem choque no bordo de ataque da pá principal, $\phi_{\acute{o}t} = \phi_{P\acute{o}t}$. A diferença entre os dois coeficientes de vazão sem choque irá afetar as características do escoamento no rotor e, conseqüentemente, o desempenho da turbomáquina. Isso será mostrado no Capítulo 4.

Fazendo $k=1$ na Equação (2.59) e considerando (2.60) do Capítulo 2 e (3.1), o coeficiente de vazão ótimo para a pá principal, $\phi_{P\acute{o}t}$, é dado por

$$\phi_{P\acute{o}t} = \phi_{\acute{o}t} = -\frac{\Gamma_1^{(G)} + \Omega \Gamma_1^{(\Omega)}}{\Gamma_1^{(\phi)}}. \quad (3.3)$$

Fazendo $k = M_p + 2$ na Equação (2.59) e considerando (2.60) do Capítulo 2 e (3.2), o coeficiente de vazão ótimo para a pá auxiliar, $\phi_{A\acute{o}t}$, é dado por

$$\phi_{A\acute{o}t} = \phi_{\acute{o}t} = -\frac{\Gamma_{M_p+2}^{(G)} + \Omega \Gamma_{M_p+2}^{(\Omega)}}{\Gamma_{M_p+2}^{(\phi)}}. \quad (3.4)$$

3.2 VELOCIDADE RELATIVA ADIMENSIONAL

A velocidade relativa adimensional do escoamento no ponto de controle de cada painel é determinada pelas suas componentes radial e circunferencial, Figura 2.5, ou seja,

$$W_r(Z_{ck}) = \frac{w_r(z_{ck})}{\omega r_5} = C_r(Z_{ck}) \quad (3.5)$$

e

$$W_\theta(Z_{ck}) = \frac{w_\theta(z_{ck})}{\omega r_5} = C_\theta(Z_{ck}) + R_{ck}, \quad (3.6)$$

onde $C_r(Z_{ck})$ e $C_\theta(Z_{ck})$ são dados em (2.38.b).

Portanto, a velocidade relativa adimensional resultante é dada por

$$W(Z_{ck}) = \sqrt{W_r(Z_{ck})^2 + W_\theta(Z_{ck})^2}. \quad (3.7)$$

3.3 PRESSÃO ADIMENSIONAL

Para o cálculo da distribuição de pressões, recorre-se à equação de Bernoulli para o escoamento relativo. Sendo o escoamento absoluto irrotacional e incompressível, vale escrever para qualquer ponto do escoamento

$$p_k^* + \frac{\rho W_k^2}{2} - \frac{\rho \omega^2 r_{ck}^2}{2} = p_o, \quad (3.8)$$

onde p_o é denominada de pressão total, constante em todos os pontos do escoamento, e p_k^* a chamada pressão de movimento dada por

$$p_k^* = p_k + \rho g h_k, \quad (3.9)$$

onde p_k é a pressão estática do ponto considerado e h_k é a distância entre este ponto e um plano horizontal de referência, no sentido de baixo para cima.

É conveniente definir uma pressão adimensional, P_k , como

$$P_k = 2 \frac{(p_k^* - p_o)}{\rho \omega^2 r_5^2}. \quad (3.10)$$

Combinando (3.8) e (3.10), resulta

$$P_k = R_{ck}^2 - W_k^2. \quad (3.11)$$

3.4 COEFICIENTE DE PRESSÃO

O trabalho específico real do rotor, quando se leva em consideração o número finito de pás, é dado pela equação de Euler das turbomáquinas escrita na seguinte forma:

$$Y_{páR} = \omega (r_5 c_{u6} - r_4 c_{u3}), \quad (3.12)$$

onde c_{u3} e c_{u6} representam, respectivamente, os componentes circunferenciais da velocidade absoluta antes e depois das pás.

Segundo a formulação apresentada no Capítulo 2, o trabalho específico ideal do rotor, porém levando-se em conta o número finito de pás, pode ser convenientemente escrito como

$$Y_{páI} = \omega [(r c_\theta)_{r \rightarrow \infty} - (r c_\theta)_{r \rightarrow 0}], \quad (3.13)$$

sendo

$$(r c_\theta)_{r \rightarrow 0} = \frac{\Gamma_0}{2\pi} \quad (3.14)$$

e

$$(r c_\theta)_{r \rightarrow \infty} = \frac{\Gamma_F}{2\pi}, \quad (3.15)$$

onde Γ_0 e Γ_F representam as circulações inicial e final do escoamento absoluto.

Com as equações (3.14) e (3.15), a Equação (3.13) torna-se em

$$Y_{páI} = \frac{\omega}{2\pi} (\Gamma_R - \Gamma_0). \quad (3.16)$$

A diferença de circulação é introduzida pelo efeito da grade radial que representa o rotor centrífugo. Definindo-se Γ_{circ} como a soma da circulação em uma pá principal com a circulação de uma pá auxiliar, pode-se escrever que

$$\Gamma_F - \Gamma_0 = N \Gamma_{circ} = N (\Gamma_{páP} + \Gamma_{páA}), \quad \text{sendo, } N = N_P = N_A \quad (3.17)$$

e, portanto,

$$Y_{páI} = \frac{\omega}{2\pi} N \Gamma_{circ} = \frac{\omega}{2\pi} N (\Gamma_{páP} + \Gamma_{páA}). \quad (3.18)$$

A circulação, de acordo com o modelo apresentado, é gerada pela distribuição de densidade vórtice nas pás principais e auxiliares, podendo-se escrever para uma pá principal e uma pá auxiliar

$$\Gamma_{páP} + \Gamma_{páA} = \int_{s_{4P}}^{s_{5P}} \gamma \, ds + \int_{s_{4A}}^{s_{5A}} \gamma \, ds. \quad (3.19)$$

Substituindo a Equação (3.19) na Equação (3.18), obtém-se

$$Y_{páI} = \frac{\omega}{2\pi} N \left(\int_{s_{4P}}^{s_{5P}} \gamma \, ds + \int_{s_{4A}}^{s_{5A}} \gamma \, ds \right). \quad (3.20)$$

Definindo-se o coeficiente de pressão para o rotor centrífugo, no caso de escoamento ideal, como sendo

$$\psi_{páI} = \frac{2Y_{páI}}{u_5^2} \quad (3.21)$$

e considerando a Equação (3.20), obtém-se

$$\psi_{páI} = \frac{N}{\pi} \Gamma_{circ} = \frac{N}{\pi} \left(\int_{s_{4P}}^{s_{5P}} \Gamma \, dS + \int_{s_{4A}}^{s_{5A}} \Gamma \, dS \right), \quad (3.22)$$

onde $\Gamma = \gamma / \omega r_5$ e $S = s / r_5$.

Sendo $\Gamma_1, \Gamma_2, \dots, \Gamma_{M_P+1}$ os valores da densidade de vórtice adimensional nos pontos extremos dos painéis das pás principais e $\Gamma_{M_P+2}, \Gamma_{M_P+3}, \dots, \Gamma_{M_P+M_A+1}$ os valores da densidade de vórtice adimensional nos pontos extremos dos painéis das pás auxiliares, aproxima-se as integrais da Equação (3.22) pela regra dos trapézios, escrevendo

$$\Gamma_{circ} = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{M_P} (\Gamma_k + \Gamma_{k+1}) \Delta S_k + \frac{1}{2} \sum_{M_P+2}^{M_P+M_A} (\Gamma_k + \Gamma_{k+1}) \Delta S_k, \quad (3.23)$$

e, portanto,

$$\psi_{páI} = \frac{N}{2\pi} \left(\sum_{k=1}^{M_P} (\Gamma_k + \Gamma_{k+1}) \Delta S_k + \sum_{M_P+2}^{M_P+M_A} (\Gamma_k + \Gamma_{k+1}) \Delta S_k \right). \quad (3.24)$$

3.5 ÂNGULO DO ESCOAMENTO RELATIVO

O ângulo do escoamento relativo em cada ponto de controle pode ser calculado através da circulação correspondente ao raio de posição do referido ponto de controle. Considerando

o triângulo de velocidades com $c_r \cong c_m$ (Figura 2.5), e as grandezas adimensionais, pode-se escrever que

$$\tan\beta_k = \frac{c_{r_k}}{u_k - c_{\theta_k}} = \frac{R_{c_k} C_{r_k}}{R_{c_k}^2 - R_{c_k} C_{\theta_k}}. \quad (3.25)$$

C_{r_k} pode ser obtido do coeficiente de vazão, ϕ , da seguinte forma:

$$\phi = \frac{Q/b_5}{2\pi\omega r_5^2} = \frac{2\pi r b c_r/b_5}{2\pi\omega r_5^2} = \frac{c_r}{\omega r_5} \frac{r}{r_5} \frac{b}{b_5}. \quad (3.26)$$

Sendo $R_c = r_c/r_5$ e $B_c^* = b_c/b_5$, obtém-se para o ponto de controle do painel

$$C_{r_k} = \frac{c_{r_k}}{\omega r_5} = \frac{\phi}{B_{c_k}^* R_{c_k}}. \quad (3.27)$$

C_{θ_k} pode ser obtido da circulação, Γ_{circ} , para um determinado raio, r , considerando (3.13), (3.18) e (3.22), ou seja,

$$\frac{\omega r_5^2}{2\pi} N(\Gamma_{cir})_r = (r c_\theta)_r - (r c_\theta)_{r \rightarrow 0}. \quad (3.28)$$

Na forma adimensional, obtém-se de (3.28)

$$(R C_\theta)_R = \frac{1}{2\pi} N(\Gamma_{cir})_r + (R C_\theta)_{R \rightarrow 0}. \quad (3.29)$$

Considerando (3.8), tem-se

$$\frac{(r c_\theta)_{r \rightarrow 0}}{\omega r_5^2} = (R C_\theta)_{R \rightarrow 0} = \frac{\Gamma_0}{2\pi\omega r_5^2} = \Omega, \quad (3.30)$$

e, portanto,

$$(R C_\theta)_R = \frac{N(\Gamma_{cir})_R}{2\pi} + \Omega. \quad (3.31)$$

Substituindo (3.27) e (3.31) em (3.25), resulta, para o ponto de controle do painel k,

$$\beta_k = \tan^{-1} \left[\frac{\phi / B_{c_k}^*}{R_{c_k}^2 - N(\Gamma_{cic})_{R_{c_k}} / 2\pi - \Omega} \right]. \quad (3.32)$$

3.6 FATOR DE DEFICIÊNCIA DE POTÊNCIA

O fator de deficiência de potência (*slip factor*), μ , é definido como sendo a relação entre a potência útil do fluido para o escoamento real (que, evidentemente, considera o número finito de pás), $P_{pá}$, e a potência útil do fluido para o escoamento ideal (com número infinito de pás), $P_{pá_\infty}$, ambas fornecidas pelo rotor, podendo-se escrever

$$\mu = \frac{P_{pá}}{P_{pá_\infty}} = \frac{Y_{pá}}{Y_{pá_\infty}} = \frac{\psi_{pá}}{\psi_{pá_\infty}}. \quad (3.33)$$

Para o modelo do escoamento do presente trabalho (escoamento potencial e incompressível), a potência útil do fluido para o escoamento “real” considera apenas o número finito de pás de espessura infinitamente finas, portanto, deve-se escrever $P_{pá_I} = Y_{pá_I} = \psi_{pá_I}$.

No caso de escoamento ideal com número infinito de pás, a equação de Euler das turbomáquinas é escrita como

$$Y_{pá_\infty} = \omega (r_5 c_{u5} - r_4 c_{u4}), \quad (3.34)$$

onde c_{u4} e c_{u5} representam, respectivamente, os componentes circunferenciais da velocidade absoluta nos bordos de ataque e de fuga das pás.

Considerando os triângulos de velocidades para a entrada e saída das pás, a Equação (3.34) e a definição do coeficiente de pressão dado (3.21), obtém-se

$$\psi_{pá_\infty} = 2 \left(1 - \frac{\phi}{\tan(\beta_5)} - \Omega \right), \quad (3.35)$$

e, considerando, as equações (3.24) e (3.33), resulta

$$\mu_I = \frac{\psi_{páI}}{\psi_{pá\infty}} = \frac{N}{2\pi} \frac{\left(\sum_{k=1}^{M_P} (\Gamma_k + \Gamma_{k+1}) \Delta S_k + \sum_{M_P+2}^{M_P+M_A} (\Gamma_k + \Gamma_{k+1}) \Delta S_k \right)}{2 \left(1 - \frac{\phi}{\tan \beta_s} - \Omega \right)}. \quad (3.36)$$

3.7 NÚMERO DE RICHARDSON

Balje (1978) sugeriu a possibilidade de o número de Richardson, Ri , que pode ser definido de várias maneiras, ser um parâmetro adequado para avaliar diversas características do escoamento em rotores centrífugos. Um modo de se obter determinados números de Richardson consiste em se estabelecer as equações do movimento relativo para um elemento de fluido em escoamento no interior de um rotor centrífugo. Para essa finalidade, considera-se o escoamento relativo permanente, incompressível e não-viscoso. Também, considera-se a força gravitacional como sendo a única força de campo e, ainda, o rotor centrífugo estacionário, em relação a um referencial inercial, e com velocidade angular constante em torno do seu eixo. Com essas hipóteses, obtém-se, a seguinte relação aproximada

$$\frac{\Delta w}{\bar{w}} = \left(\frac{2\omega a}{\bar{w}} \sin \lambda - \frac{a}{R_m} \right), \quad (3.37)$$

onde $\Delta w = w_s - w_p$ é a diferença de velocidades relativas entre os lados de sucção, w_s , e de pressão, w_p , da pá, $\bar{w} = (w_s + w_p)/2$ é a velocidade média do escoamento relativo, a é a distância na direção normal entre duas pás consecutivas, λ é a inclinação da linha de corrente média no plano meridional e R_m é o raio de curvatura local da pá no plano transversal.

A relação estabelecida em (3.37) foi denominada por Balje como sendo o gradiente de velocidades relativas. Um dos termos dessa relação se refere ao número de Richardson devido à rotação do rotor, $Ri_\omega = 2\omega a \sin \lambda / w$, e, o outro, à curvatura da pá no plano transversal, $Ri_{C_m} = a / R_m$. Balje denominou $Ri_{sp} = Ri_\omega + Ri_{C_m}$ como sendo o número de Richardson no plano transversal que é, na realidade, o gradiente de velocidades relativas, $\Delta w / \bar{w}$.

Com base nas informações de Balje, define-se, de modo semelhante neste trabalho, o número de Richardson local por

$$Ri_k = \frac{\Delta W_k}{\bar{W}_k}. \quad (3.38)$$

As velocidades relativas, W_k , são tomadas em termos adimensionais. A diferença de velocidades relativas, ΔW_k , entre os lados de sucção, W_{s_k} , e de pressão da pá, W_{p_k} , e a velocidade média do escoamento relativo, \bar{W}_k , Figura 3.1, em cada ponto de controle, k , são

$$\Delta W_k = W_{s_k} - W_{p_k} \quad (3.39)$$

e

$$\bar{W}_k = \frac{W_{p_k} + W_{s_k}}{2}. \quad (3.40)$$

Considerando a equação de Bernoulli do escoamento relativo e a pressão adimensional, P_k , definida em (3.11), pode-se estabelecer uma forma equivalente do número de Richardson local em termos do carregamento da pá, $\Delta P_k = P_{p_k} - P_{s_k}$, ou seja,

$$Ri_k = \frac{1}{2} \frac{\Delta P_k}{\bar{W}_k^2}. \quad (3.41)$$

Oliveira (2001), ao analisar a distribuição de velocidades relativas, W_k , em função do raio adimensional, $R_c = r_k / r_5$, para diversas geometrias de rotores centrífugos de bons rendimentos, constatou, na condição de entrada sem choque, o seguinte:

1) As velocidades nos lados de pressão, W_{p_k} , e de sucção, W_{s_k} , da pá para um determinado número de pás, N , compunham sempre curvas suaves com comportamentos semelhantes aos apresentados na Figura 3.1. Essas curvas não se cruzavam no intervalo compreendido entre os raios de entrada, r_4 , e de saída, r_5 . Essa característica implica em se obter um único valor máximo do número de Richardson, $Ri_{máx}$, no citado intervalo de raios (Figura 3.2). Esse resultado não foi obtido por Baljé (1981) para $\beta_5 < 90^\circ$, devido às suas expressões aproximadas, mas sim para $\beta_5 > 90^\circ$ onde, neste caso, a solução do escoamento potencial é totalmente inválida.

2) As velocidades no lado de pressão da pá, W_{p_k} , sempre eram maiores que zero, ou seja, não havia reversão do escoamento potencial nessa superfície e, portanto, Ri não atingia o valor 2, que é o máximo possível para a situação de $W_{p_k} = 0$.

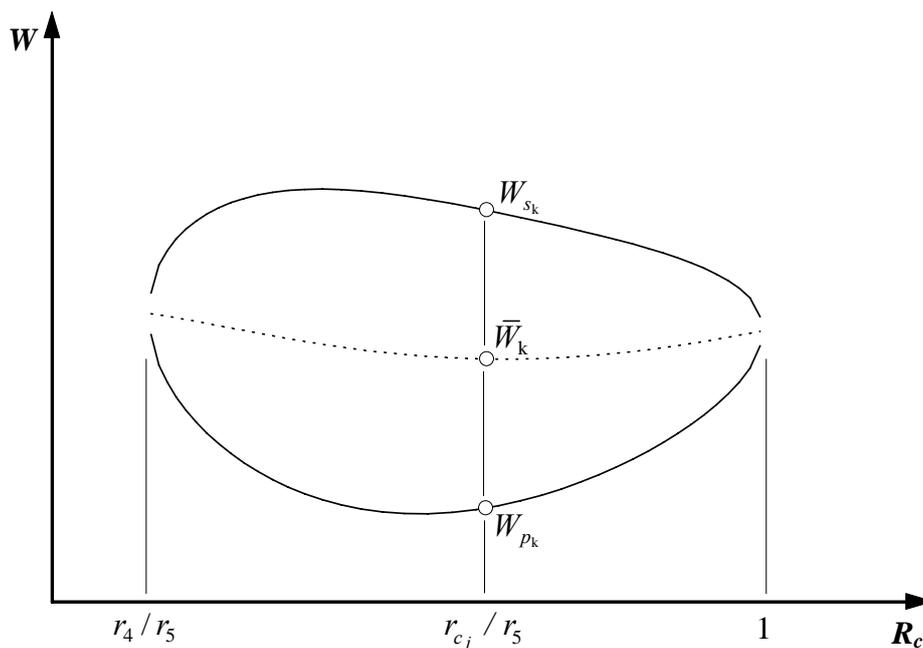


Figura 3.1 Distribuição de velocidades relativas em função do raio adimensional para um determinado número de pás (Oliveira, 2001)

Oliveira (2001), ao analisar as distribuições de números de Richardson, Ri , em função do raio adimensional, R_c , para diversos valores de números de pás, N , de uma mesma geometria, constatou, na condição de entrada sem choque, o seguinte:

1) Sempre existia um valor máximo do número de Richardson, $Ri_{máx}^*$, para um determinado número de pás, N^* , maior que todos os demais valores de $Ri_{máx}$ (Figura 3.2).

2) O número de pás, N^* , obtido pelo critério do máximo valor do número de Richardson, $Ri_{máx}^*$, era sempre igual ou aproximadamente igual ao valor de N de rotores centrífugos efetivamente ensaiados em laboratório com o propósito de se obter o número de pás para o máximo rendimento possível.

Oliveira (2001), analisando a Equação (3.38), observou o seguinte:

1) Para uma dada geometria, o valor de $Ri_{máx}^*$ é o maior possível se o carregamento da pá, ΔW_k , é o maior possível e, simultaneamente, se o valor da velocidade média do escoamento relativo, \bar{W}_k , é o menor possível. Para se conseguir altos valores de ΔW_k , o número de pás deve ser baixo e, para se conseguir baixos valores de \bar{W}_k , o número de pás deve ser alto. O máximo valor do número de Richardson, $Ri_{máx}^*$, age, portanto, como uma

solução de compromisso para se obter o número de pás para o maior rendimento do rotor: N baixo implica numa diminuição da superfície de atrito viscoso e N alto conduz melhor o fluido no interior do rotor.

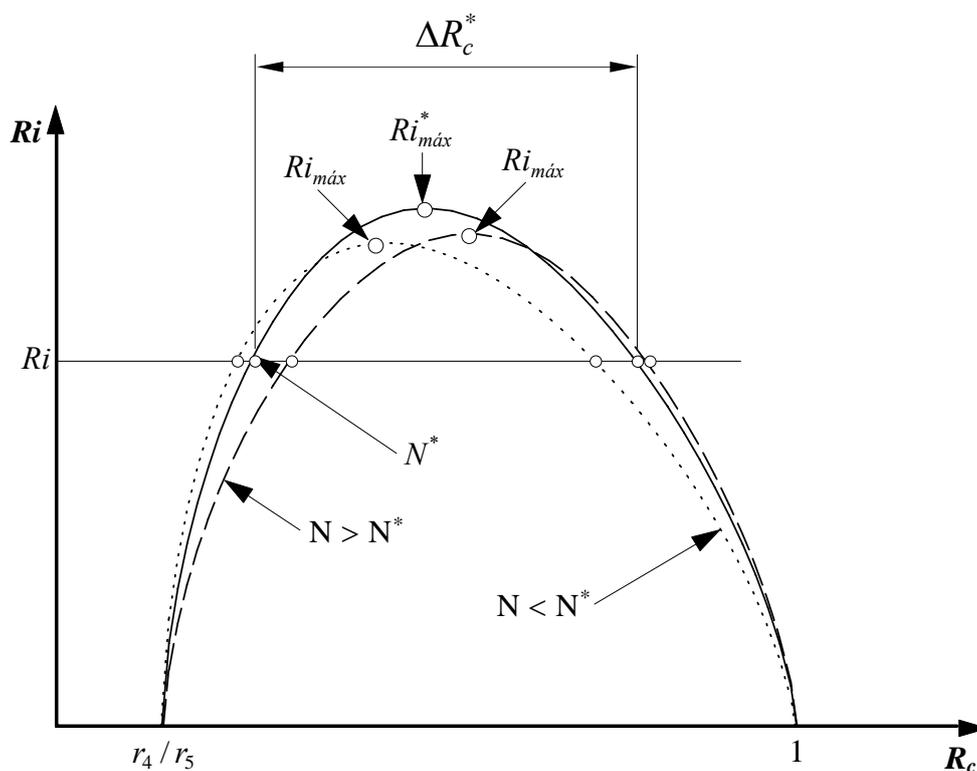


Figura 3.2 Distribuição de números de Richardson em função do raio adimensional para três valores de números de pás (adaptado de Oliveira, 2001)

2) Se $N \rightarrow \infty$ implica em $Ri \rightarrow 0$, podendo-se afirmar que, nas condições estabelecidas anteriormente, $0 < Ri < 2$.

Para efeito de análise, serão apresentadas no Capítulo 4 duas situações para o número de Richardson: uma, considerando os carregamentos nas pás principais e nas pás auxiliares isoladamente e, a outra, considerando os carregamentos nas pás principais (Canal A) e nas pás principais com as pás auxiliares (Canais B e C), Figura 3.3. O comprimento e a largura de cada um desses canais está relacionada aos fatores de raio, Fr , e de ângulo, Fa , respectivamente, Equações (3.42.a-b).

$$Fr = \frac{D_{5A} - D_{4A}}{D_{5P} - D_{4P}}; \quad Fa = \frac{\delta_A}{\delta_P} \quad (3.42.a-b)$$

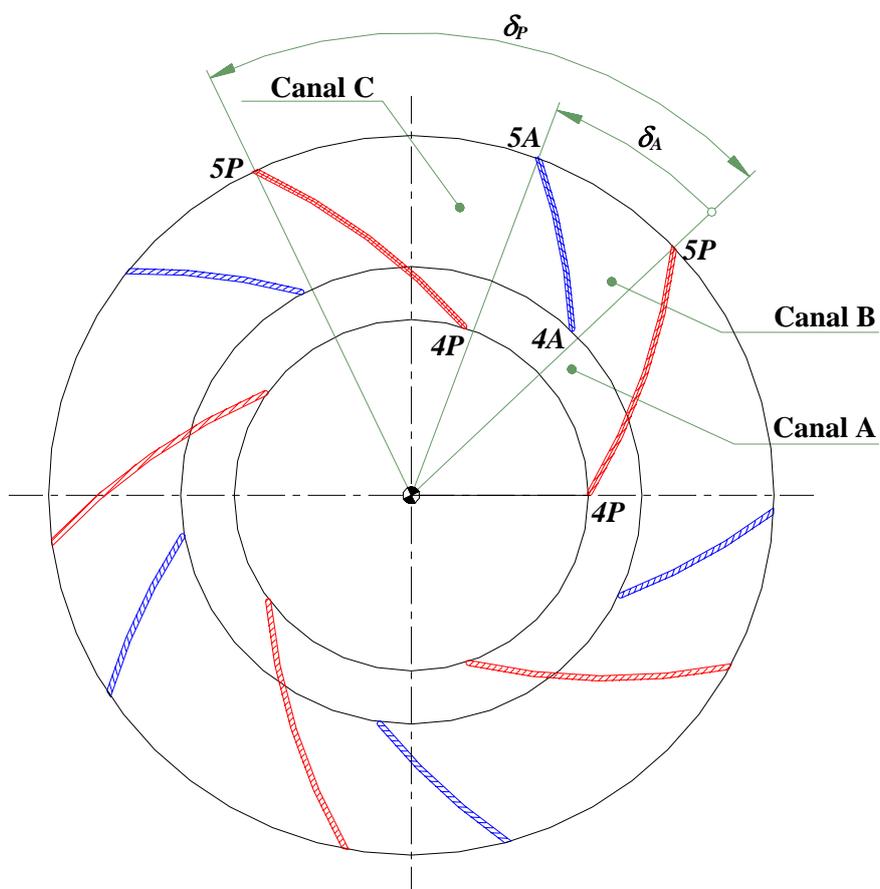


Figura 3.3 Esquema da seção transversal de um rotor centrífugo com pás auxiliares indicando os fatores de raio, Fr , e de ângulo, Fa , e e os Canais A, B e C

Capítulo 4

RESULTADOS NUMÉRICOS E COMENTÁRIOS

Os resultados numéricos são apresentados para diversos rotores centrífugos convencionais e rotores centrífugos com pás auxiliares. Como comentado anteriormente, esses rotores têm a mesma geometria de seção meridional. O diâmetro, a largura das pás e o ângulo das pás na saída são os mesmos para esses dois tipos de rotores, conforme mostra a Tabela 4.1. No caso de rotores convencionais (RPC), são apresentados os resultados para 4, 5, 6, ..., e 16 pás. No caso de rotores com pás auxiliares são apresentados os resultados para apenas 4 pás principais e 4 pás auxiliares. Os resultados para rotores com pás auxiliares são apresentados em três grupos de fatores de ângulo, $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$, e em três grupos de fatores de raio, $Fr = 0,20, 0,5$ e $0,8$ para cada fator de ângulo, para futura comparação com os resultados experimentais obtidos de ventiladores centrífugos com esses rotores (Capítulo 6). Para esses grupos, são consideradas duas situações: uma, para a pá auxiliar com o mesmo raio de curvatura da pá principal, ou seja, a pá auxiliar é obtida a partir do secionamento da pá principal, simbolizada por “As”, e, a outra, para a pá auxiliar tendo um raio de curvatura modificado devido à alteração do seu ângulo de entrada, para atender a condição sem choque na entrada das pás auxiliar e principal, simbolizada por “Am”.

Os resultados numéricos foram obtidos utilizando 150 painéis em cada pá principal e 120 painéis em cada pá auxiliar, com um fator de discretização de 1,05, tanto para as pás principais como para as pás auxiliares. Neste capítulo, são apresentados os resultados para as

distribuições de pressões, P , de velocidades relativas, W , de números de Richardson, Ri , de ângulos das pás, β_{pa} , e de ângulos do escoamento relativo, β_{esc} .

Tabela 4.1 Grandezas geométricas das pás principais e auxiliares

Grandeza	Simbologia	Valor
Diâmetro de entrada das pás principais	D_{4P}	204,850 mm
Diâmetro de saída das pás principais e auxiliares	D_5	419,500 mm
Largura de entrada das pás principais	b_{4P}	60,302 mm
Largura de saída das pás principais e auxiliares	b_5	32,100 mm
Ângulo de entrada das pás principais	β_{4P}	31,02°
Ângulo de saída das pás principais e auxiliares	β_5	50,41°

4.1 RESULTADOS NUMÉRICOS PARA OS ROTORES CENTRÍFUGOS CONVENCIONAIS

A Tabela 4.2 mostra os resultados típicos do cálculo do escoamento potencial em rotores centrífugos convencionais com número de pás variando de 4 até 16, ou seja, à medida que o número de pás aumenta, os valores de coeficiente de vazão ótimo, $\phi_{\acute{o}tp}$, diminuem, ao passo que os valores de coeficiente de pressão ótimo, $\psi_{\acute{o}tp}$, coeficiente de pressão para a vazão nula, ψ_0 , fator de deficiência de potência ótimo, $\mu_{\acute{o}tp}$, e fator de deficiência de potência para vazão nula, μ_0 , aumentam. Apesar de as pás serem consideradas infinitamente finas, o efeito do número de pás é retratado nos valores de $\phi_{\acute{o}tp}$ indicando que, quanto mais pás, maior é a restrição imposta à passagem do escoamento através do rotor. Também, quanto maior o número de pás, mais bem dirigido é o escoamento ao passar pelos canais formados pelas pás, indicando que o desvio do escoamento na saída do rotor é menor e, em consequência, $\mu_{\acute{o}tp}$ e μ_0 são maiores. Da mesma forma, $\psi_{\acute{o}tp}$ e ψ_0 são maiores porque a circulação total é maior quando se aumenta o número de pás.

Ainda na Tabela 4.2, observa-se que ao aumentar o número de pás, N_P , o número de Richardson máximo, $Ri_{m\acute{a}x}^*$, aumenta e depois diminui. Conforme estabelecido por Oliveira

(2001) e descrito no Item 3.7 deste trabalho, o maior valor de número de Richardson máximo, $Ri_{máxP}^*$, indica o número ótimo de pás. Para o rotor centrífugo convencional analisado, o número de ótimo de pás é 8, correspondente ao $Ri_{máx}^* = 1,1628$.

Tabela 4.2 Resultados numéricos para os rotores convencionais com $M_P = 150$ e $q_{sg} = 1,05$

N_P	$\phi_{\acute{o}tP}^{(1)}$	$\psi_{\acute{o}tP}^{(3)}$	$\psi_0^{(4)}$	$\mu_{\acute{o}tP}^{(5)}$	$\mu_0^{(6)}$	$Ri_{máxP}^*$
4	0,5792	0,5316	1,2435	0,5102	0,6218	1,0150
5	0,5345	0,6534	1,3696	0,5855	0,6848	1,0781
6	0,4948	0,7618	1,4586	0,6447	0,7293	1,1262
7	0,4614	0,8542	1,5208	0,6906	0,7604	1,1543
8	0,4344	0,9309	1,5689	0,7264	0,7845	1,1628
9	0,4128	0,9939	1,6061	0,7546	0,8030	1,1549
10	0,3957	1,0460	1,6369	0,7773	0,8185	1,1349
11	0,3819	1,0893	1,6617	0,7961	0,8308	1,1071
12	0,3707	1,1257	1,6847	0,8117	0,8423	1,0750
13	0,3615	1,1568	1,7043	0,8251	0,8522	1,0411
14	0,3538	1,1836	1,7212	0,8366	0,8606	1,0070
15	0,3473	1,2069	1,7364	0,8466	0,8682	0,9734
16	0,3417	1,2275	1,7505	0,8555	0,8752	0,9413

A indicação (1), (2), (3), (4), (5) e (6) abaixo é válida para as Tabelas 4.2, 4.3, 4.4 e 4.5.

- (1) Coeficiente de vazão para a condição sem choque na entrada da pá principal,
- (2) Coeficiente de vazão para a condição sem choque na entrada da pá auxiliar,
- (3) Coeficiente de pressão para a condição sem choque na entrada da pá principal,
- (4) Coeficiente de pressão para vazão nula,
- (5) Fator de deficiência de potência para a condição sem choque na entrada da pá principal,
- (6) Fator de deficiência de potência para vazão nula,

4.2 RESULTADOS NUMÉRICOS PARA OS ROTORES CENTRÍFUGOS COM PÁS AUXILIARES

Para facilitar a identificação dos rotores centrífugos com pás auxiliares, de forma semelhante àquela feita por Violato (2004), cada rotor foi codificado de acordo com o seu número de pás (principais, N_P , e auxiliares, N_A), fator de raio, Fr , fator de ângulo, Fa , e tipo de pá auxiliar (“As”, para pá auxiliar seccionada, e “Am”, para pá auxiliar modificada), isto é,

N_{Fr}Fa_Tipo, Como exemplo, se o código é **4_0,8_0,66_Am**, indica que o rotor centrífugo tem 4 pás (4 principais e 4 auxiliares), fator de raio é 0,8 (Figura 3.3), e fator de ângulo é 0,66 (a pá auxiliar está mais próxima do lado de pressão da pá principal) (Figura 3.3) e trata-se de uma pá auxiliar modificada (Am), Os rotores convencionais (RPC) foram identificados apenas pelo seu número de pás,

Na Tabelas 4.3, não estão apresentados os valores de número de Richardson máximo para as pás auxiliares seccionadas (As), $Ri_{máxA}$, pelo fato de não haver um valor máximo definido, devido ao choque de entrada (incidência diferente da ótima) nessas pás,

Na Tabela 4.3, observa-se que, quando se aumenta o fator de raio, Fr , os valores dos ângulos de entrada das pás auxiliares, $\beta_{pá_{4A}}$, diminuem e têm uma variação muito pequena ($1,10^\circ$) para os rotores com pás auxiliares modificadas (Am) tendo $Fa = 0,66$, ou seja, os ângulos $\beta_{pá_{4A}}$ são praticamente os mesmos, Essa tendência é invertida para os rotores com pás auxiliares modificadas (Am) tendo $Fa = 0,33$, quando se aumenta o fator de raio, ou seja, os valores de $\beta_{pá_{4A}}$ aumentam e têm uma variação maior ($6,60^\circ$), Para $Fr = 0,80$, os valores de $\phi_{ót_p}$ diminuem à medida que Fa aumenta, quando se trata de rotores não só com pás auxiliares seccionadas (As) como também com pás auxiliares modificadas (Am), De acordo com a condição imposta ao rotor com pás modificadas, tem-se, naturalmente, $\phi_{ót_p} = \phi_{ót_A}$ para qualquer Fa e Fr ,

Ainda na Tabela 4.3, para um mesmo valor de Fa , os valores de coeficiente de pressão ótimo, $\psi_{ót_p}$, são sempre maiores para os rotores com pás auxiliares seccionadas em relação aos rotores com pás auxiliares modificadas independentemente do valor de Fr , Essa tendência é invertida para os valores de coeficiente de pressão para vazão nula, ψ_0 , À medida que se aumenta o valor de Fr , os valores de $\psi_{ót_p}$ aumentam, independentemente do tipo de pás auxiliares (seccionada ou modificada), Observa-se que, para um determinado valor de Fr , ψ_0 permanece praticamente constante para qualquer valor de Fa , Como é de se esperar, pelo fato de o fator de deficiência de potência ser diretamente proporcional ao coeficiente de pressão, os valores de fator de deficiência de potência ótimo, $\mu_{ót_p}$, são sempre maiores para os rotores com pás auxiliares seccionadas (As) em relação aos rotores com pás auxiliares modificadas (Am) para um mesmo valor de Fa , independentemente do valor de Fr , Essa tendência é invertida para o fator de deficiência de potência para a vazão nula, μ_0 , À medida que se aumenta o valor de Fa , fixando-se um determinado valor de Fr para o rotor com pás

auxiliares modificadas, o valor de número de Richardson máximo para a pá principal, $Ri_{máxp}$, diminui, Essa tendência parece indicar que o valor ótimo de fator de ângulo, quando se utiliza o critério de $Ri_{máx}$, aponta para valores menores que 0,50, ou seja, as pás auxiliares devem estar posicionadas mais próximas do lado de sucção das pás principais, No caso de número de Richardson máximo para os rotores com pás auxiliares, $Ri_{máxA}$, os maiores valores ocorreram para $Fa = 0,50$ no caso de $Fr = 0,50$, ao passo que para $Fr = 0,80$ ocorreu em $Fa = 0,66$,

Tabela 4.3 Resultados numéricos para rotores com 4 pás principais e 4 auxiliares

Rotor	$\beta_{pá_4A}$	$\phi_{ótP}^{(1)}$	$\phi_{ótA}^{(2)}$	$\psi_{ótP}^{(3)}$	$\mu_{ótP}^{(5)}$	$Ri_{máxp}$	$Ri_{máxA}$
4_0,20_0,33_As	49,6253	0,5643	1,5767	0,6382	0,5983	1,0287	-
4_0,20_0,33_Am	25,2785	0,5697	0,5697	0,6056	0,5726	1,0223	0,5051
4_0,20_0,50_As	49,6253	0,5624	1,7466	0,6316	0,5904	0,9661	-
4_0,20_0,50_Am	20,8939	0,5674	0,5674	0,6021	0,5671	0,9748	0,5584
4_0,20_0,66_As	49,6253	0,5688	2,0230	0,6068	0,5729	0,8871	-
4_0,20_0,66_Am	20,1530	0,5723	0,5723	0,5854	0,5557	0,9302	0,5506
4_0,50_0,33_As	46,8351	0,5372	1,1762	0,7502	0,6750	1,0867	-
4_0,50_0,33_Am	31,7161	0,5511	0,5511	0,7027	0,6455	1,0614	0,5872
4_0,50_0,50_As	46,8351	0,5156	1,3295	0,7726	0,6734	0,9838	-
4_0,50_0,50_Am	24,5072	0,5372	0,5372	0,7142	0,6426	0,9773	0,6842
4_0,50_0,66_As	46,8351	0,5301	1,6661	0,7223	0,6430	0,7619	-
4_0,50_0,66_Am	21,1837	0,5462	0,5462	0,6790	0,6192	0,8189	0,6879
4_0,80_0,33_As	40,3398	0,5124	0,6396	0,8018	0,6957	1,1262	-
4_0,80_0,33_Am	36,5350	0,5211	0,5211	0,7832	0,6882	1,1119	0,7038
4_0,80_0,50_As	40,3398	0,4549	0,7527	0,8962	0,7183	1,1193	-
4_0,80_0,50_Am	29,1107	0,4847	0,4847	0,8392	0,7003	1,0599	0,9247
4_0,80_0,66_As	40,3398	0,4247	0,8732	0,9144	0,7047	0,9487	-
4_0,80_0,66_Am	22,9191	0,4758	0,4758	0,8292	0,6836	0,8759	1,0418

Os resultados apresentados na Tabela 4.3 para 4 pás (principais e auxiliares) indicam uma informação importante com relação ao $Ri_{máx}$, ou seja, os maiores valores de $Ri_{máx}$ ocorrem para $Fa = 0,33$, independentemente do valor de Fr , se o rotor é com pás auxiliares seccionadas ou modificadas, Essa informação parece indicar que as pás auxiliares devem ser posicionadas mais próximas da superfície de sucção das pás principais do que mais próximas da superfície de pressão,

Nas Figuras 4.1 e 4.2, são apresentados os resultados para o coeficiente de pressão ótimo, $\psi_{\acute{o}t_p}$, e fator de deficiência de potência ótimo, $\mu_{\acute{o}t_p}$, em função do coeficiente de vazão ótimo, $\phi_{\acute{o}t_p}$, para todos os rotores analisados neste trabalho. Os símbolos representados por “quadrados” representam os valores para os rotores convencionais com 4, 5, ..., 11 e 12 pás. Os símbolos representados por “triângulos com vértice para baixo”, “triângulos com vértice para cima” e “círculos” indicam os valores para os rotores com pás auxiliares, respectivamente, para $Fa = 0,33$, $Fa = 0,50$ e $Fa = 0,66$. Os símbolos “vazados” (sem preenchimento de cor) com um “ponto no seu centro” representam os rotores com pás auxiliares seccionadas (As) e os símbolos “cheios” (sem preenchimento de cor) representam os rotores com pás auxiliares modificadas (Am). São utilizados três tamanhos diferentes de símbolos para o fator de raio, Fr : os menores para $Fr = 0,20$, os intermediários para $Fr = 0,50$ e os maiores para $Fr = 0,80$.

A Figura 4.1 mostra que, para um determinado valor de $\phi_{\acute{o}t}$, pode-se estabelecer diversos valores de $\psi_{\acute{o}t}$, quando se insere pás auxiliares com determinados valores de Fa e Fr . De um modo geral, os resultados indicam que a inserção de pás auxiliares faz aumentar o valor do coeficiente de pressão do rotor centrífugo em relação ao do rotor convencional,

A Figura 4.2 mostra que a inserção de pás auxiliares faz aumentar o valor do fator de deficiência de potência (*slip factor*) aumentando em consequência a transferência de energia do rotor para o fluido em escoamento,

Tabela 4.4 Grupo de rotores centrífugos com $Fa = 0,33$

Grupo	N_P	N_A	Fr	$\beta_{p\acute{a}_{4A}}(As)$	$\beta_{p\acute{a}_{4A}}(Am)$	Figura				
						P	W	Ri_{P-A}	β	Ri_{ABC}
1	4	4	0,20	49,6253	25,2785	4.3	4.4	4.5	4.6	4.7
2	4	4	0,50	46,8351	31,7161	4.8	4.9	4.10	4.11	4.12
3	4	4	0,80	40,3398	36,5350	4.13	4.14	4.15	4.16	4.17

Tabela 4.5 Grupo de rotores centrífugos com $Fa = 0,50$

Grupo	N_P	N_A	Fr	$\beta_{p\acute{a}_{4A}}(As)$	$\beta_{p\acute{a}_{4A}}(Am)$	Figura				
						P	W	Ri_{P-A}	β	Ri_{ABC}
1	4	4	0,20	49,6253	20,8939	4.18	4.19	4.20	4.21	4.7
2	4	4	0,50	46,8351	24,5072	4.22	4.23	4.24	4.25	4.12
3	4	4	0,80	40,3398	29,1107	4.26	4.27	4.28	4.29	4.17

Tabela 4.6 Grupo de rotores centrífugos com $Fa = 0,66$

Grupo	N_P	N_A	Fr	$\beta_{pá_{AA}}$ (As)	$\beta_{pá_{AA}}$ (Am)	Figura				
						P	W	Ri_{P-A}	β	Ri_{ABC}
1	4	4	0,20	49,6253	20,1530	4.30	4.31	4.32	4.33	4.7
2	4	4	0,50	46,8351	21,1837	4.34	4.35	4.36	4.37	4.12
3	4	4	0,80	40,3398	22,9191	4.38	4.39	4.40	4.41	4.17

4.2.1 Resultados para os três grupos de rotores com $Fa = 0,33$

As Figuras 4.3 até 4.17 apresentam os resultados obtidos para os 3 grupos de rotores centrífugos com $Fa = 0,33$, que estão indicadas na Tabela 4.4 para facilitar a análise,

Nas figuras que mostram as distribuições de P , W , Ri , $\beta_{pá}$, e β são apresentados simultaneamente os resultados para os três tipos de rotores: o rotor convencional (RPC), o rotor com pás auxiliares seccionadas (RAs) e o rotor com pás auxiliares modificadas (RAM),

As Figuras 4.3, 4.8 e 4.13, representando a pressão adimensional, P , e as Figuras 4.4, 4.9 e 4.14, representando a velocidade relativa adimensional, W , em função da relação de raios, R_c , mostram que, aumentando os valores de Fr , o carregamento nas pás principais, para os rotores com pás auxiliares, diminui em relação ao carregamento nas mesmas pás para o rotor convencional, Os valores de P e W são alterados principalmente na superfície de sucção da pá, à medida que os valores de Fr vão aumentando,

As Figuras 4.5, 4.10 e 4.15 mostram que os valores de números de Richardson para as pás principais vão aumentando, à medida que se aumenta os valores de Fr , Observa-se que essa característica também é válida para as pás auxiliares,

As Figuras 4.6, 4.11 e 4.16 mostram as distribuições de ângulos da pá, $\beta_{pá}$, e de ângulos do escoamento relativo, β , para os rotores convencionais e com pás auxiliares, Nota-se que β na entrada é maior que $\beta_{pá}$, tanto para as pás principais como para as pás auxiliares, Na saída do rotor, essa situação é invertida, ou seja, o ângulo do escoamento relativo é menor que o ângulo da pá, tanto para as pás principais como para as pás auxiliares, devido ao desvio do escoamento na saída caracterizado pelo fator de deficiência de potência (*slip factor*),

As Figuras 4.7, 4.12 e 4.17 mostram as distribuições de números de Richardson, Ri , considerando o seguinte (Figura 3.3): 1) as superfícies de pressão e de sucção das pás principais somente do canal formado por duas pás principais consecutivas (Canal A); 2) a superfície de pressão da pá auxiliar e a superfície de sucção da pá principal (Canal B) e 3) a superfície de pressão da pá principal e a superfície de sucção da pá auxiliar (Canal C).

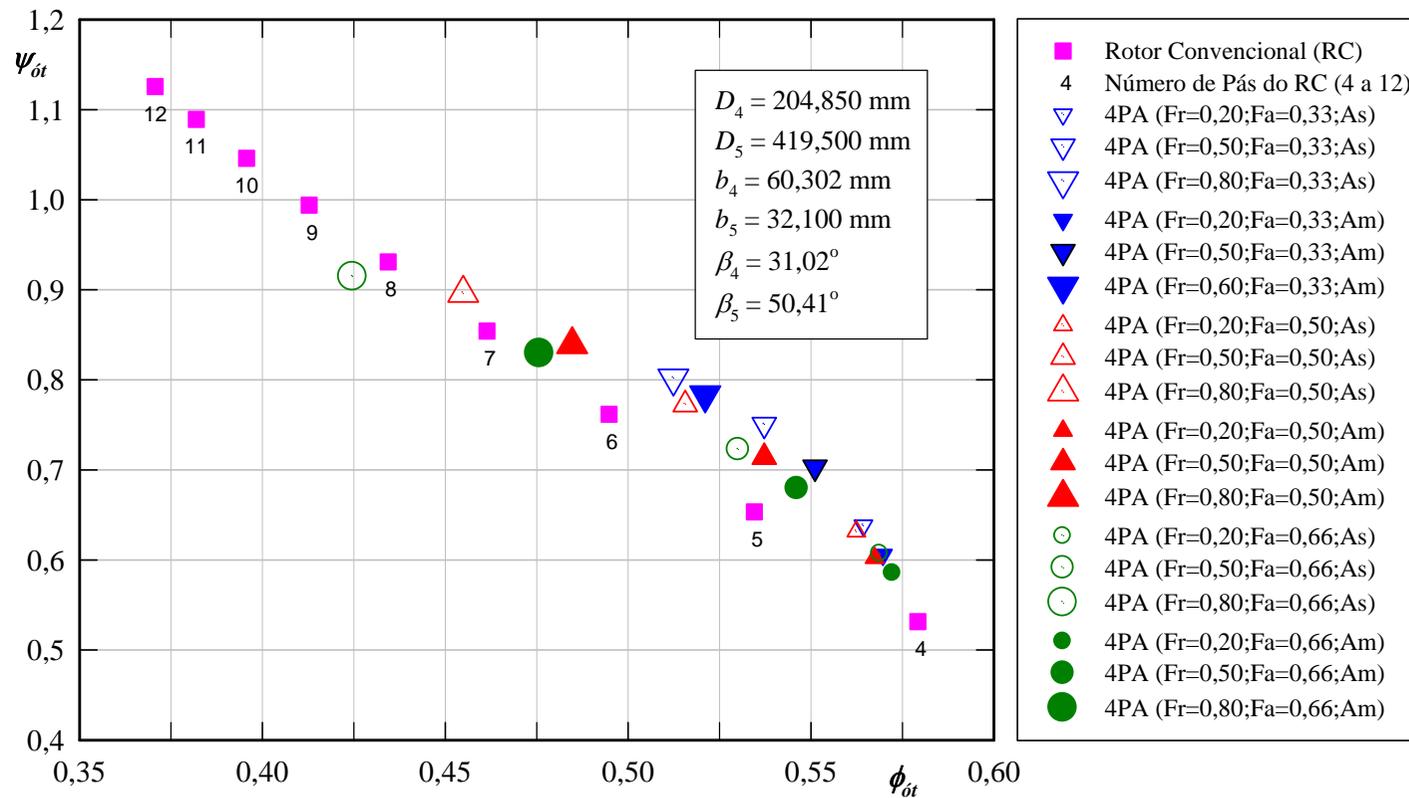


Figura 4.1 Coeficiente de pressão em função do coeficiente de vazão para os diversos fatores de ângulo, Fa , e de raio, Fr

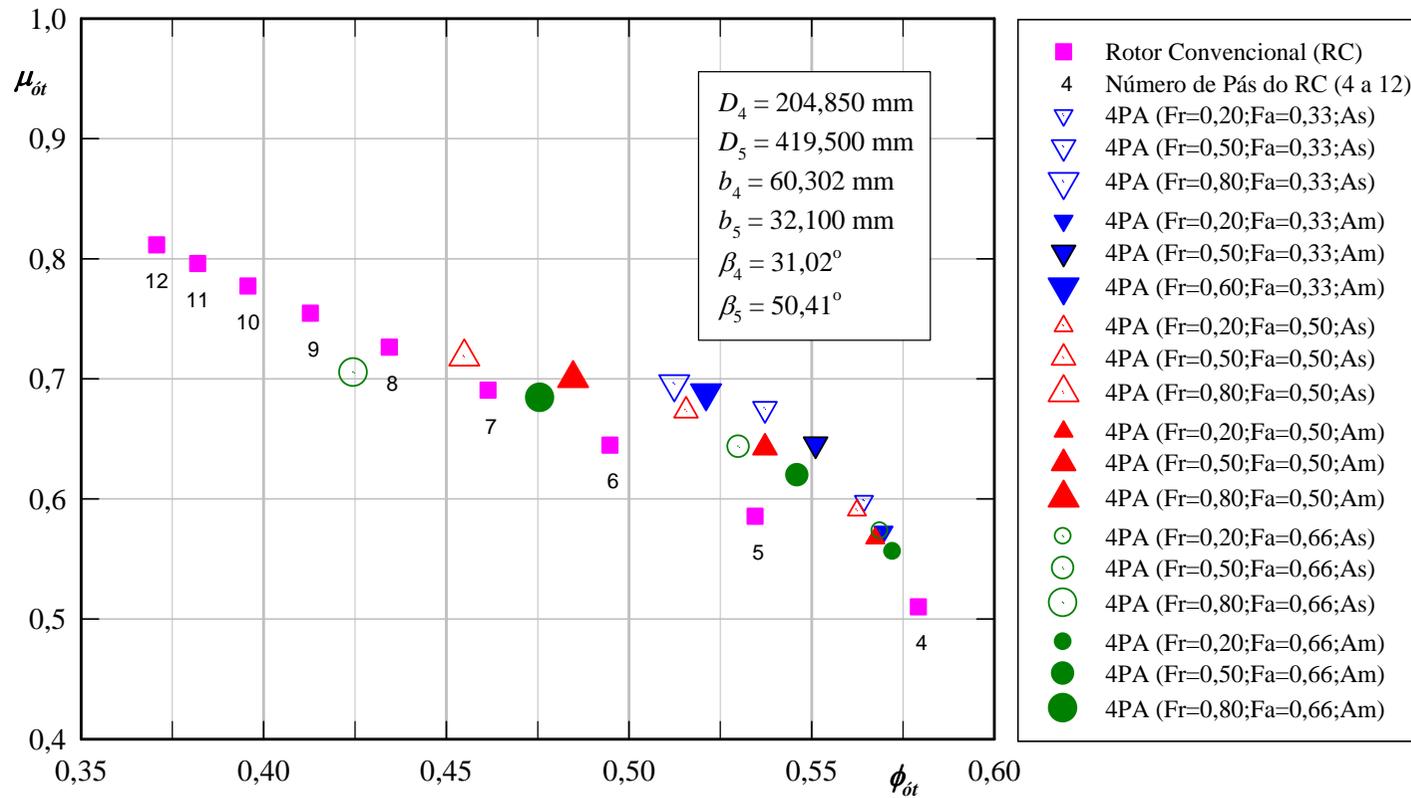


Figura 4.2 Fator de deficiência de potência em função do coeficiente de vazão para os diversos fatores de ângulo, Fa , e de raio, Fr

Nessas figuras (Figuras 4.7, 4.12 e 4.17), observa-se que os valores de Ri para os Canais B e C aumentam, à medida que os valores de R_c aumentam. Para o Canal A, independentemente do valor de Fr , o Ri para o rotor com pás auxiliares é maior que o Ri para o rotor convencional somente para o $Fa = 0,33$. Observa-se também que, com o aumento dos valores de Fr , os valores dos $Ri_{máx}$ nas pás auxiliares vão se deslocando mais para a região de entrada das pás principais (mais para as proximidades do raio de entrada das pás principais). Essa situação sugere que deve haver um valor limite para que $Ri_{máx}$ nas pás auxiliares não se aproxime da região de entrada das pás principais, uma vez que, se as pás auxiliares forem muito longas, o bloqueio geométrico provocado pelas pás auxiliares irá afetar as características do escoamento não só na entrada mas em todo o rotor. Foi observado por Oliveira (2001) que, para o número ótimo de pás de rotores convencionais, sempre correspondia à faixa maior de R_c , para um determinado valor de Ri abaixo do valor de $Ri_{máx}$ (Figura 3.2). Essa característica sugere que, para rotores com pás auxiliares, deve-se também ter uma ampla faixa de R_c e, portanto, valores muito altos de Fr (mais próximos de 1,00) não são recomendados para rotores centrífugos com pás auxiliares.

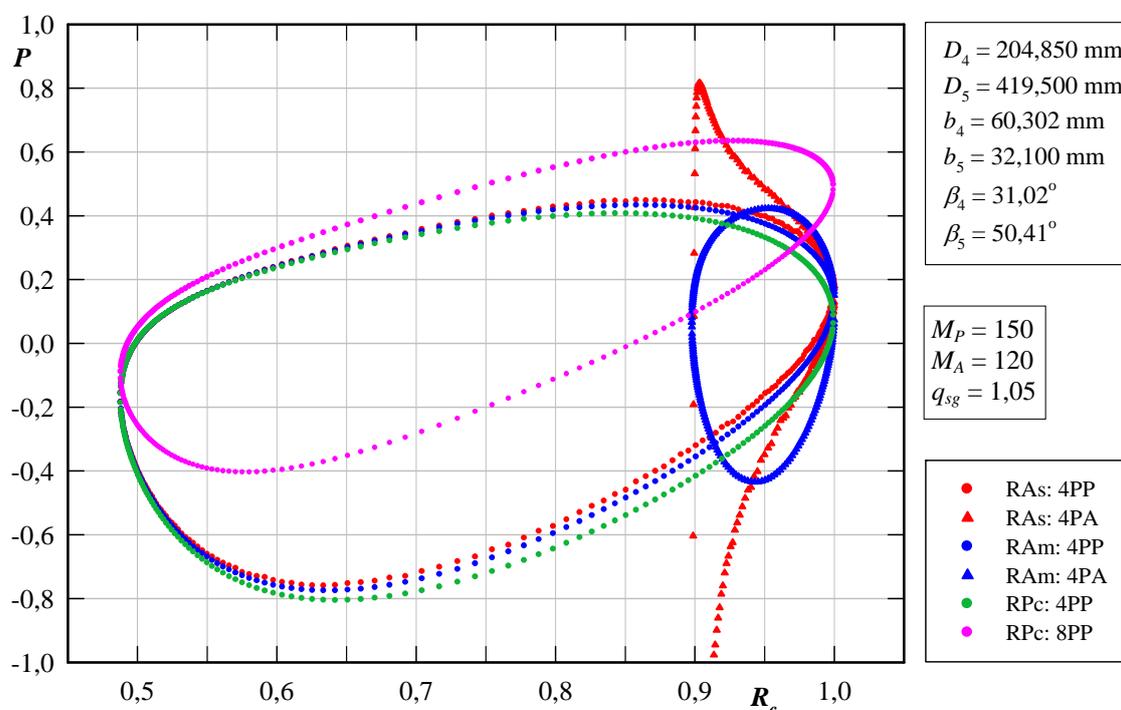


Figura 4.3 Distribuição de pressões para o grupo de rotores 4_0,20_0,33

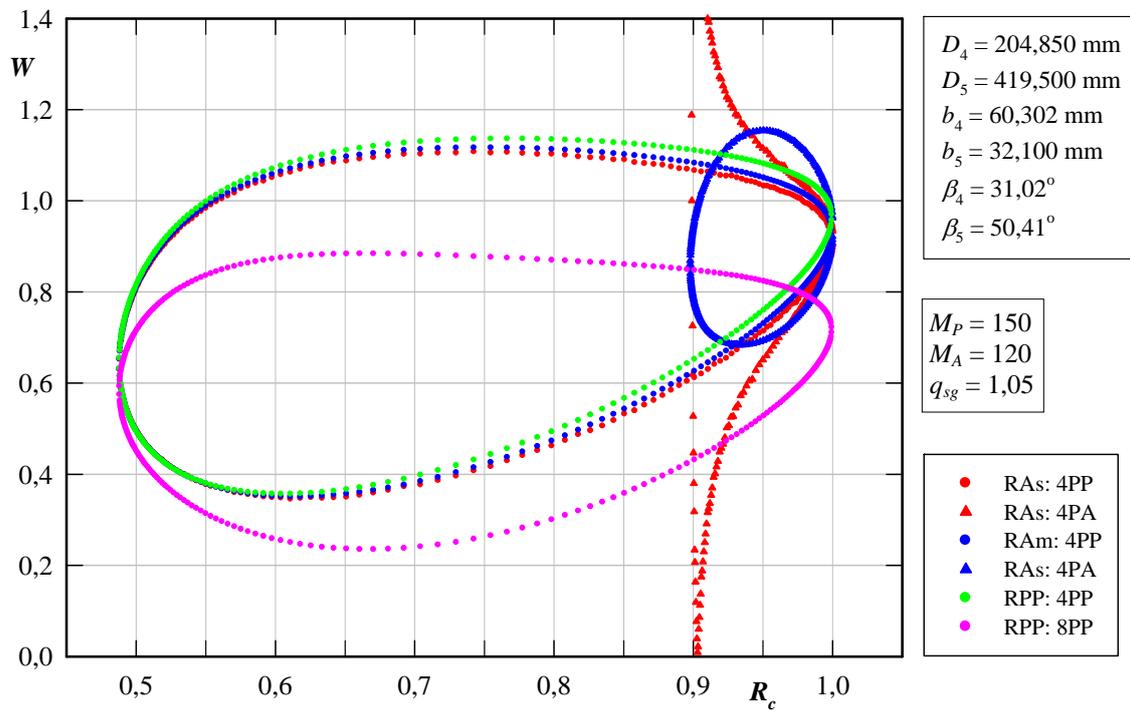


Figura 4.4 Distribuição de velocidades relativas para o grupo de rotores 4_0,20_0,33

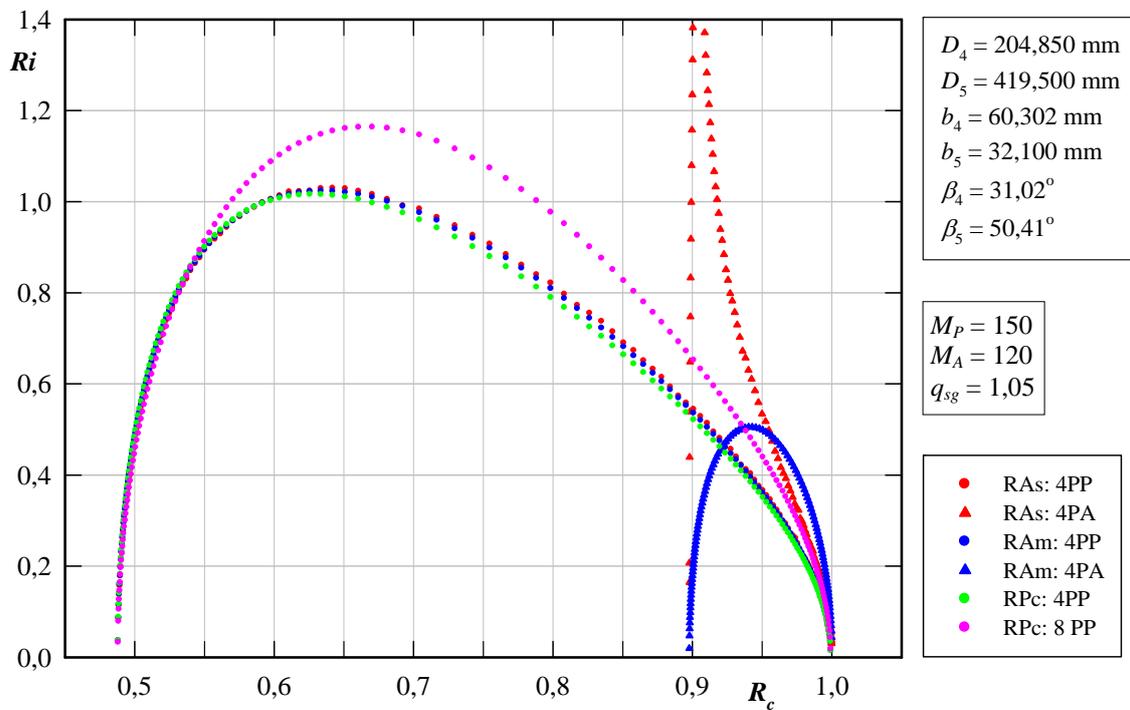


Figura 4.5 Distribuição do número de Richardson para o grupo de rotores 4_0,20_0,33

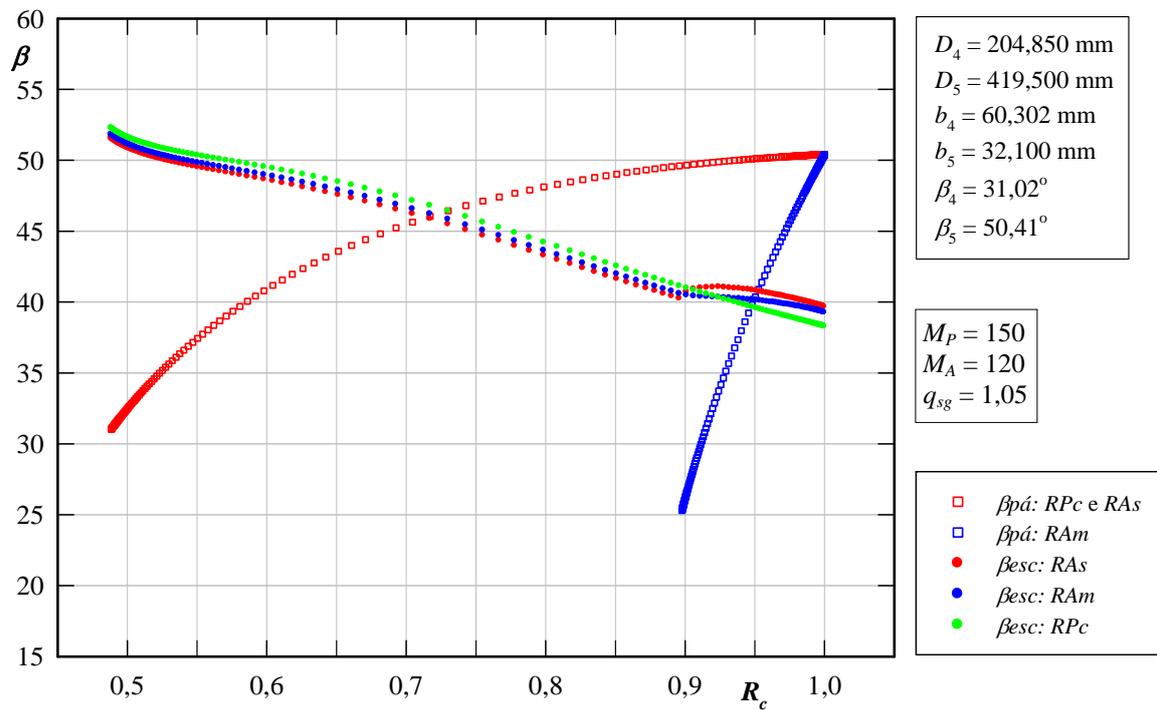


Figura 4.6 Distribuições dos ângulos das pás e do escoamento para o grupo de rotores 4_0,20_033

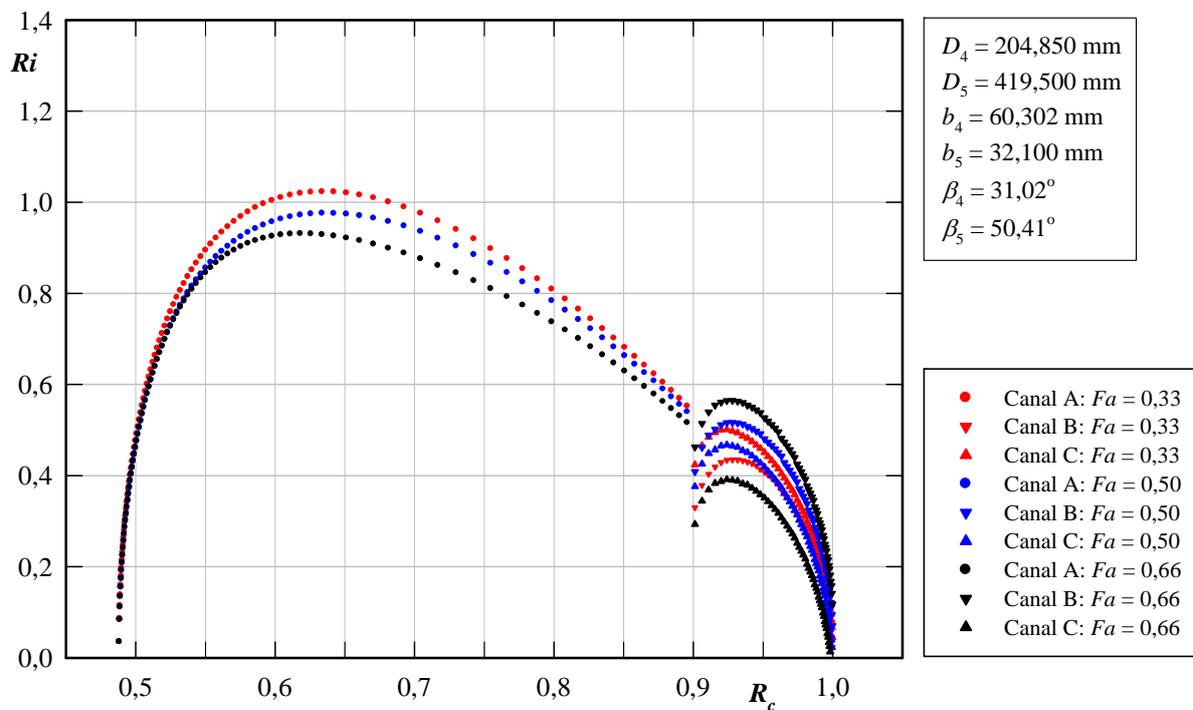


Figura 4.7 Distribuição do número de Richardson nos Canais A, B e C do grupo de rotores 4_0,20_X

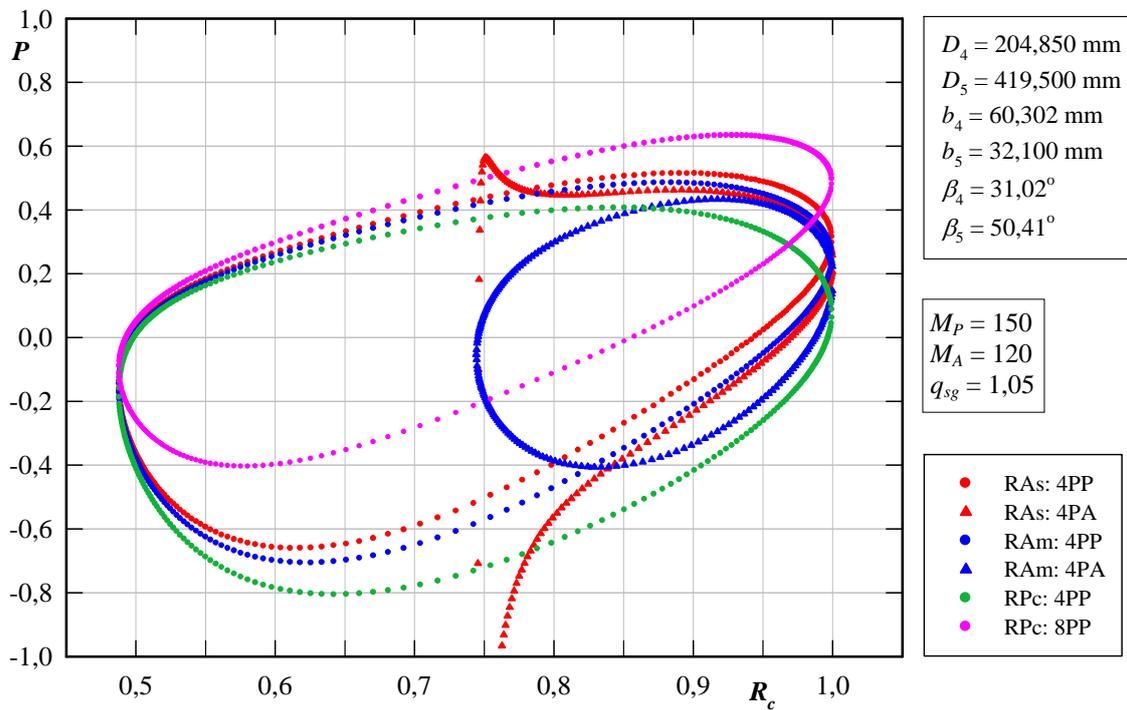


Figura 4.8 Distribuição de pressões para o grupo de rotores 4_0,50_0,33

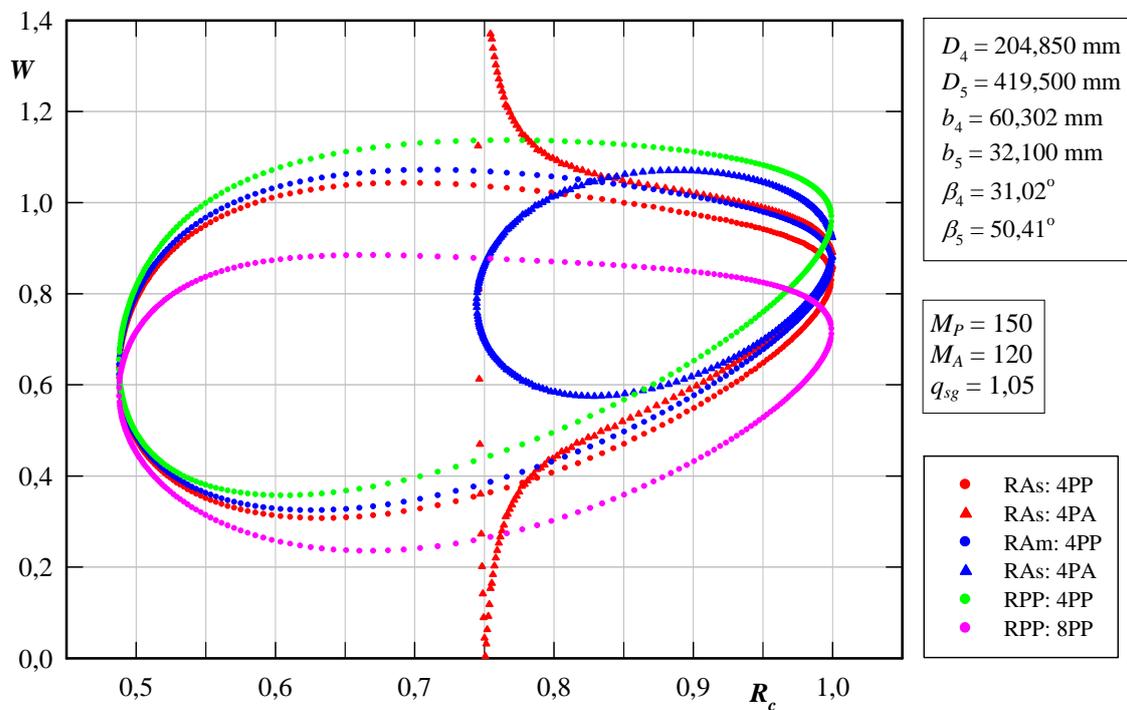


Figura 4.9 Distribuição de velocidades relativas para o grupo de rotores 4_0,50_0,33

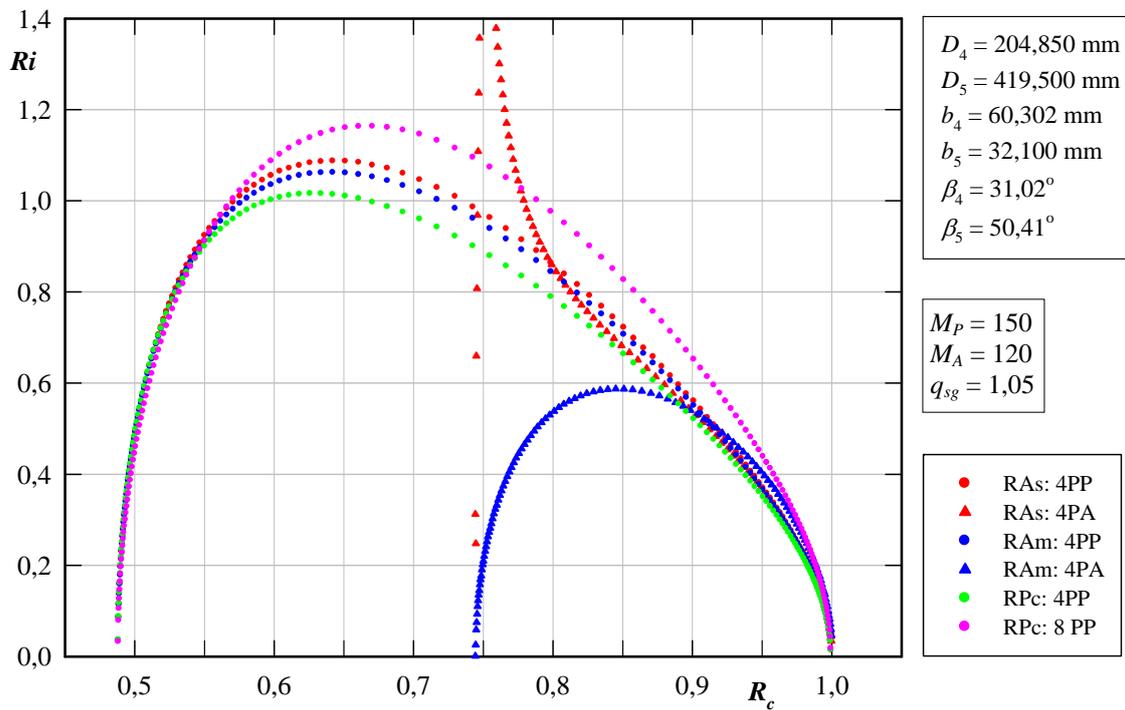


Figura 4.10 Distribuição do número de Richardson para o grupo de rotores 4_0,50_0,33

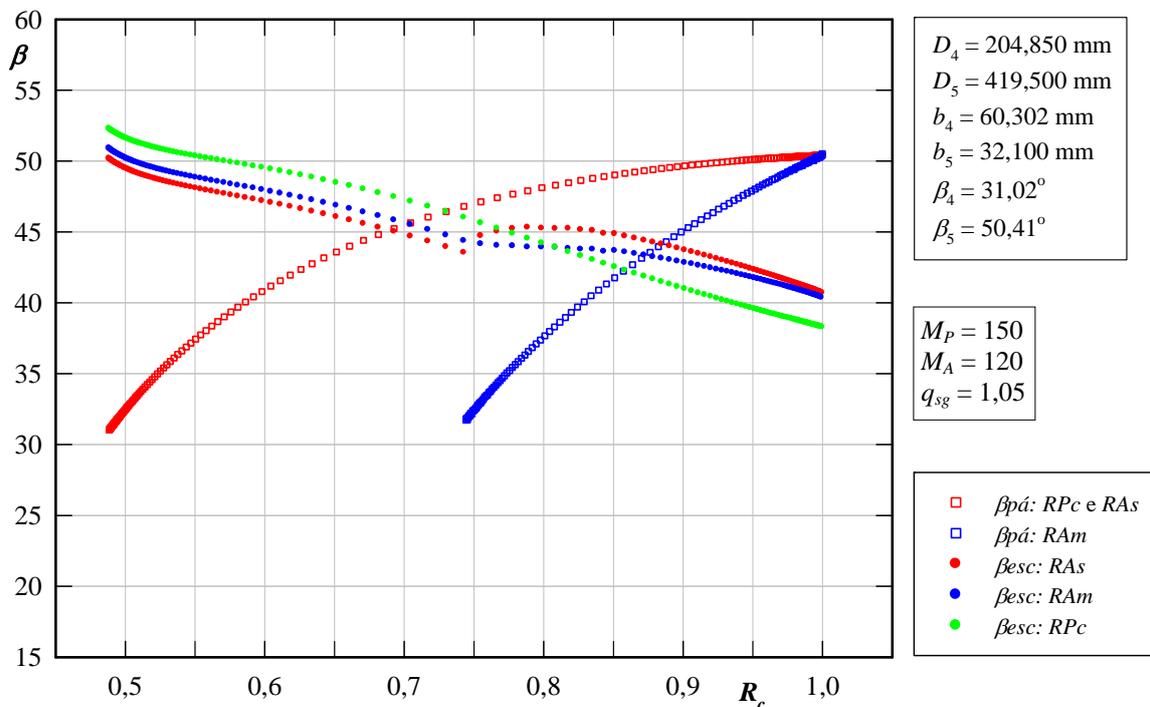


Figura 4.11 Distribuições dos ângulos das pás e do escoamento para o grupo de rotores 4_0,50_0,33

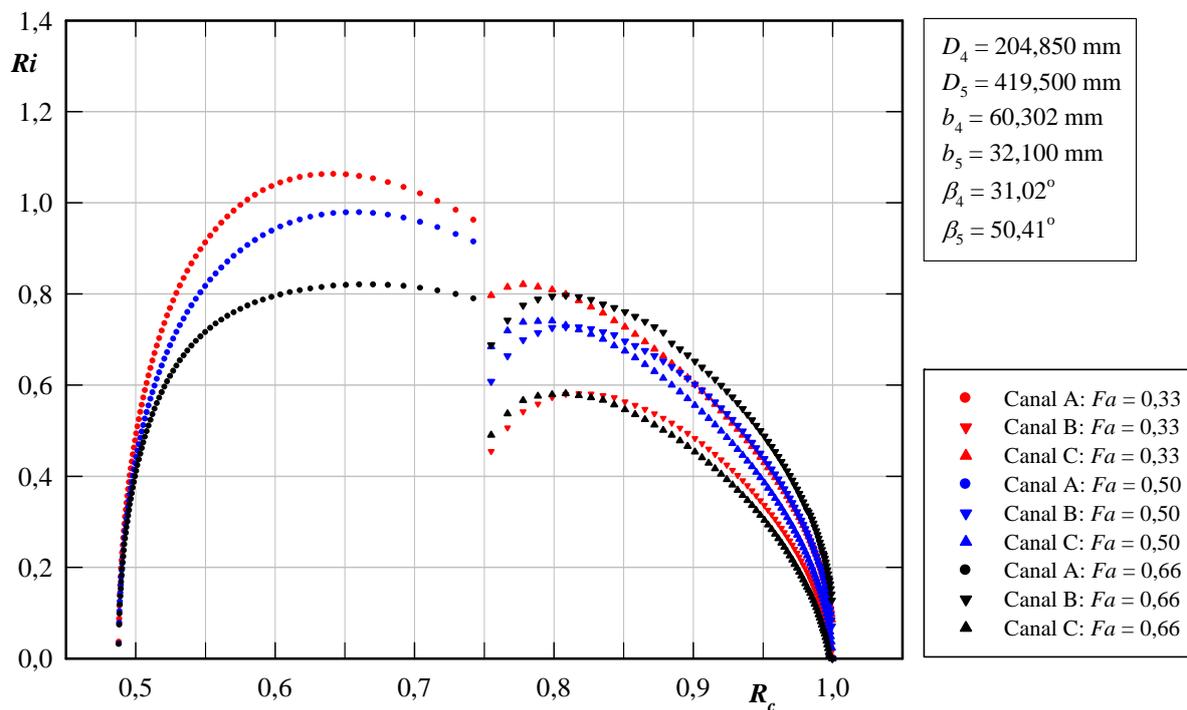


Figura 4.12 Distribuição do número de Richardson nos Canais A, B e C do grupo de rotores 4_0,50_X

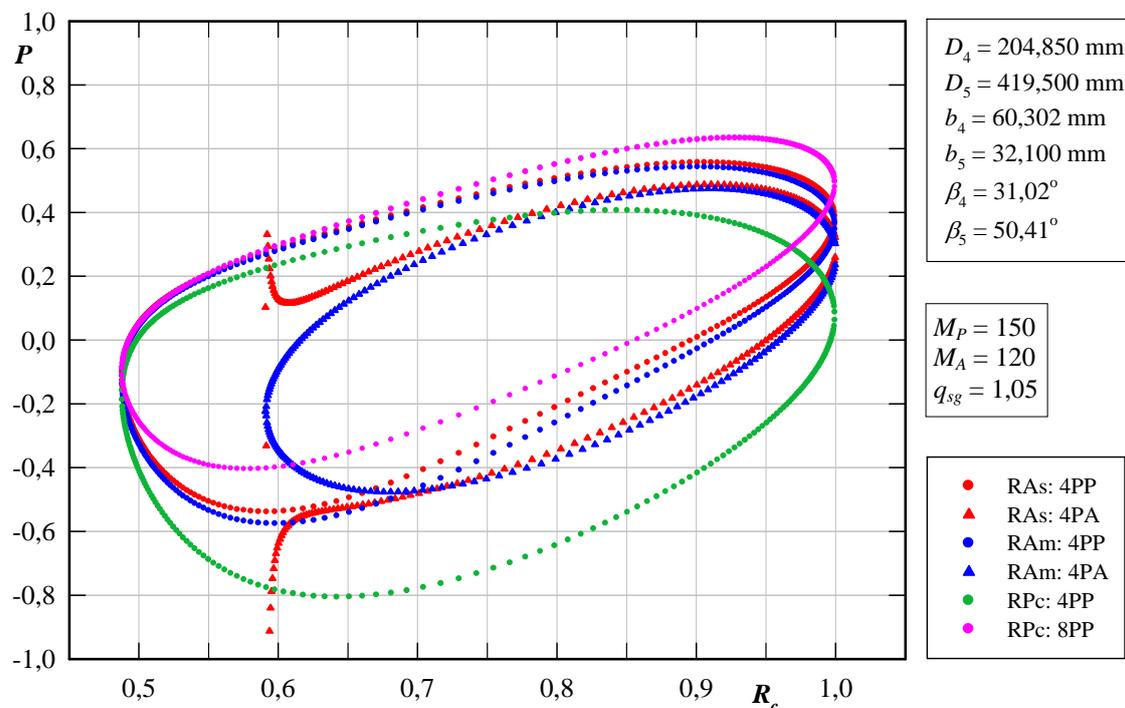


Figura 4.13 Distribuição de pressões para o grupo de rotores 4_0,80_0,33

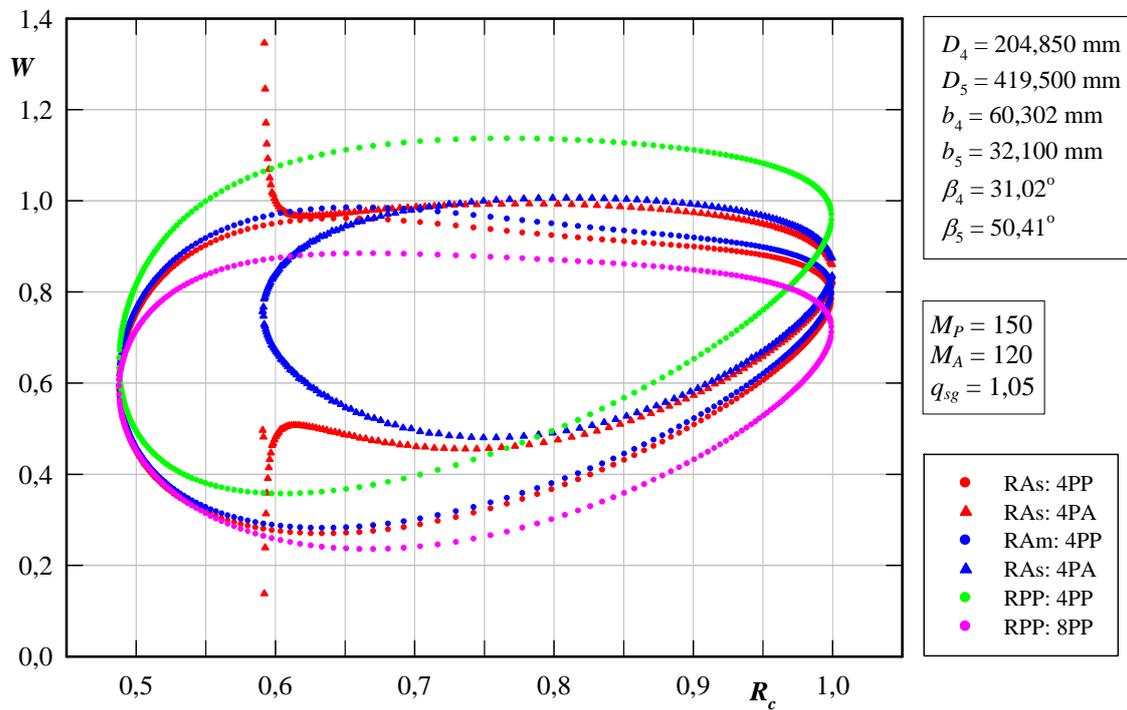


Figura 4.14 Distribuição de velocidades relativas para o grupo de rotores 4_0,80_0,33

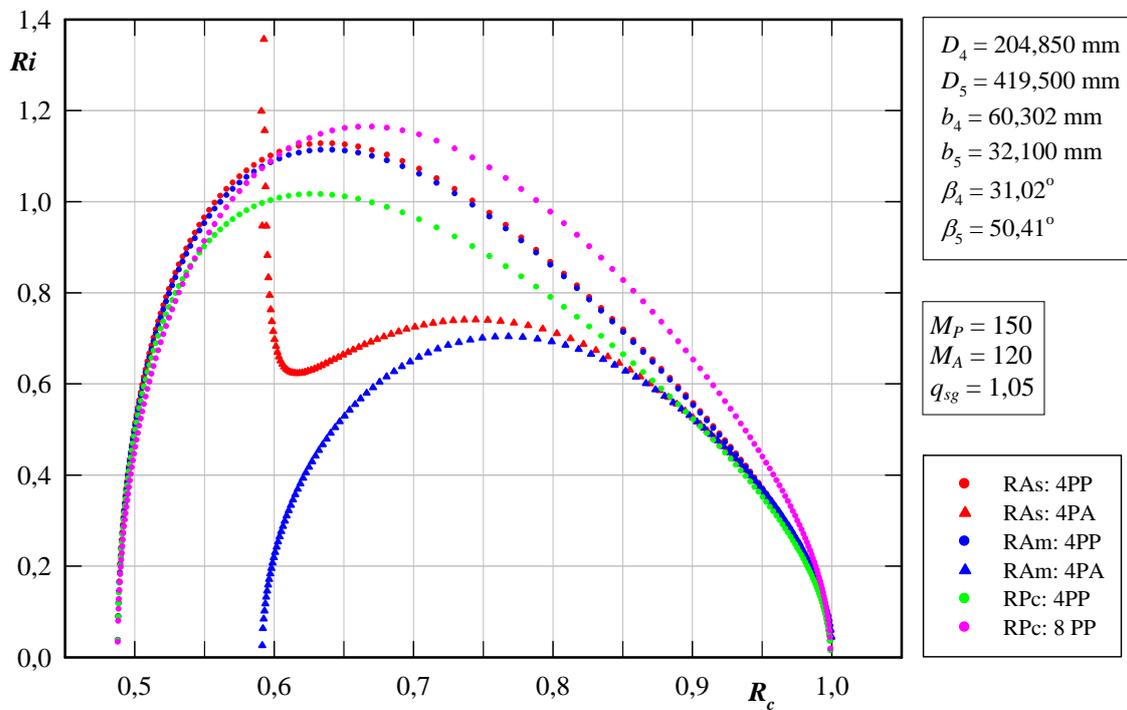


Figura 4.15 Distribuição do número de Richardson para o grupo de rotores 4_0,80_0,33

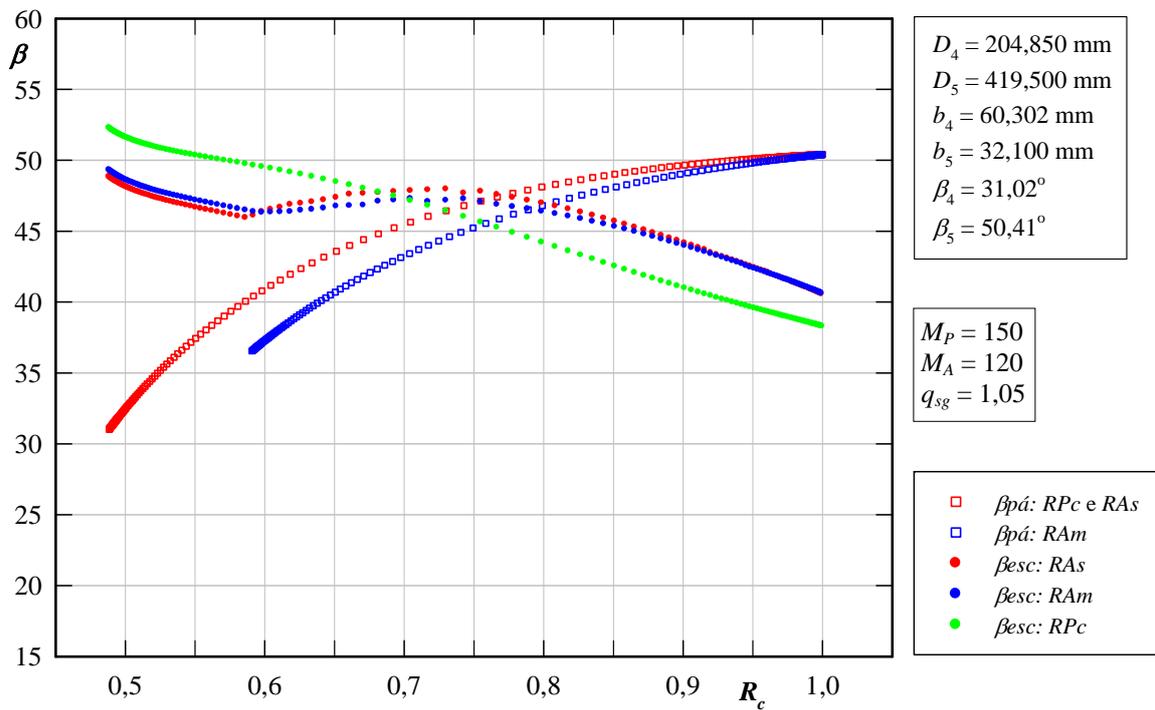


Figura 4.16 Distribuições dos ângulos das pás e do escoamento para o grupo de rotores 4_0,80_033

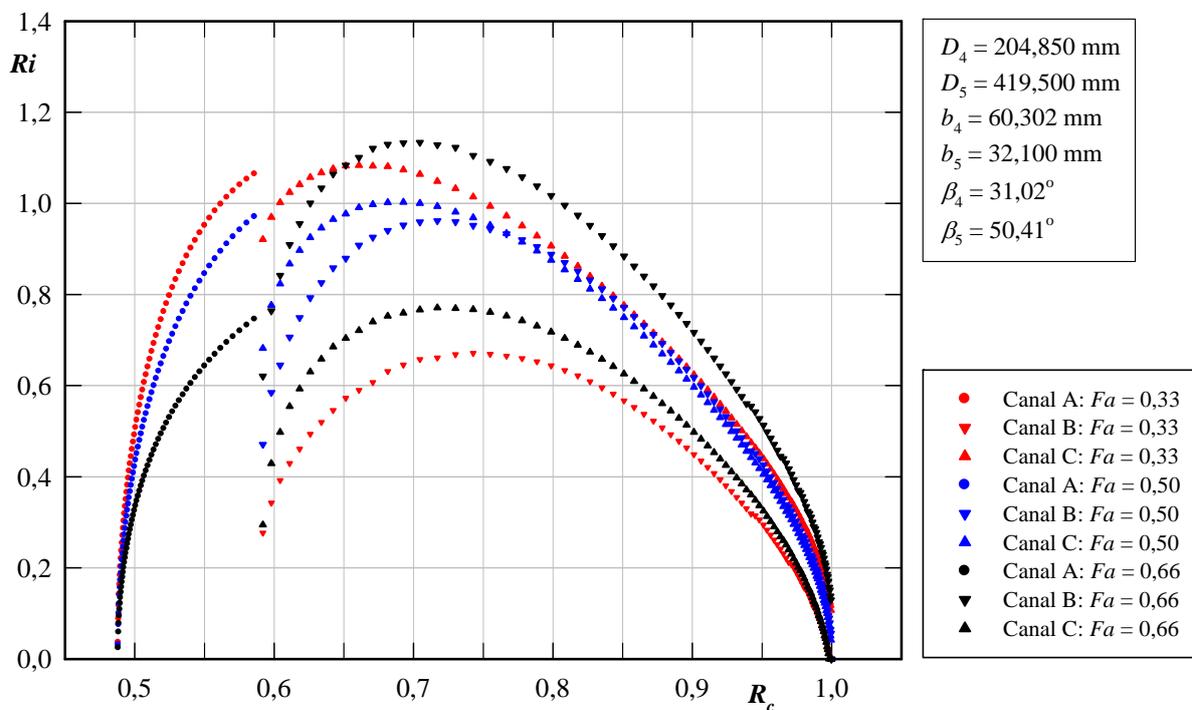


Figura 4.17 Distribuição do número de Richardson nos Canais A, B e C do grupo de rotores 4_0,80_X

4.2.2 Resultados para os três grupos de rotores com $Fa = 0,50$

As Figuras 4.18, 4.22 e 4.26 (pressão adimensional, P) e 4.19, 4.23 e 4.27 (velocidade relativa adimensional, W) mostram que, com o aumento dos valores de Fr , o carregamento nas pás principais, para os rotores com pás auxiliares, diminui em relação ao carregamento nas mesmas pás para o rotor convencional. Os valores de P e W são alterados principalmente na superfície de sucção da pá principal, à medida que os valores de Fr vão aumentando.

As Figuras 4.20, 4.24 e 4.28 mostram que os valores de números de Richardson para as pás principais vão aumentando à medida que se aumenta os valores de Fr . Observa-se que essa característica também é válida para as pás auxiliares.

As Figuras 4.21, 4.25 e 4.29 mostram as distribuições de ângulos da pá, $\beta_{pá}$, e de ângulos do escoamento relativo, β , para os rotores convencionais e com pás auxiliares. Nota-se que β , na entrada é maior que $\beta_{pá}$, tanto para as pás principais como para as pás auxiliares. Na saída essa situação é invertida, ou seja, o ângulo do escoamento relativo é menor que o ângulo da pá, tanto para as pás principais como para as pás auxiliares, devido ao desvio do escoamento na saída caracterizado pelo fator de deficiência de potência (*slip factor*).

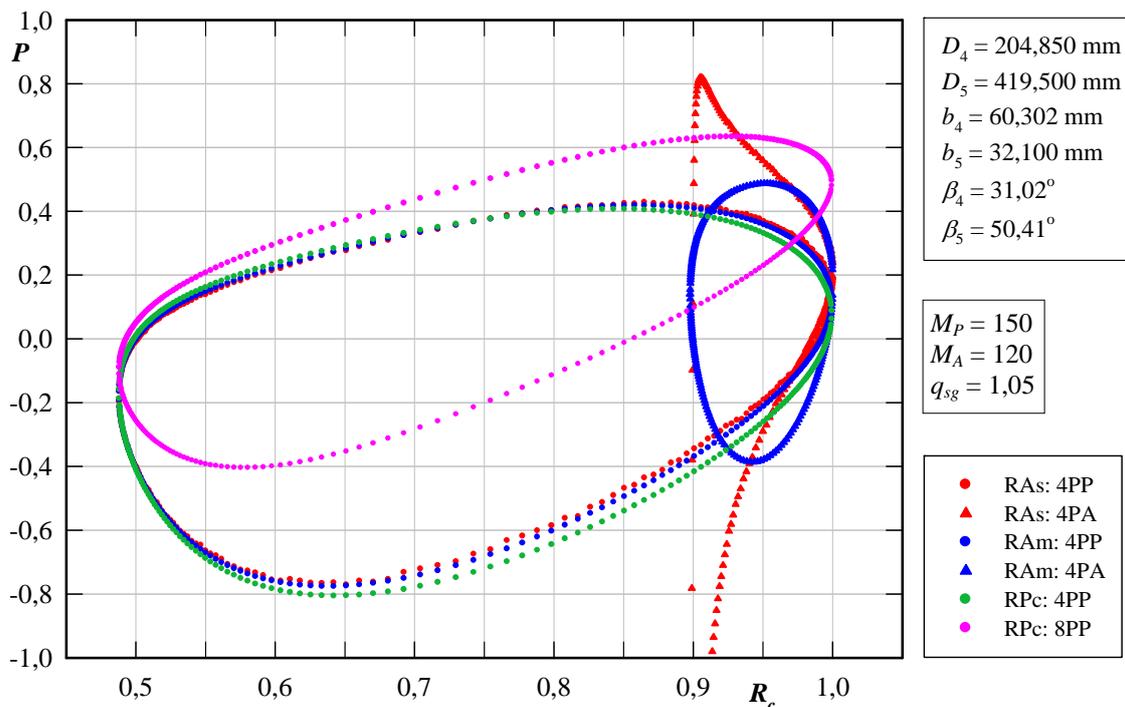


Figura 4.18 Distribuição de pressões para o grupo de rotores 4_0,20_0,50

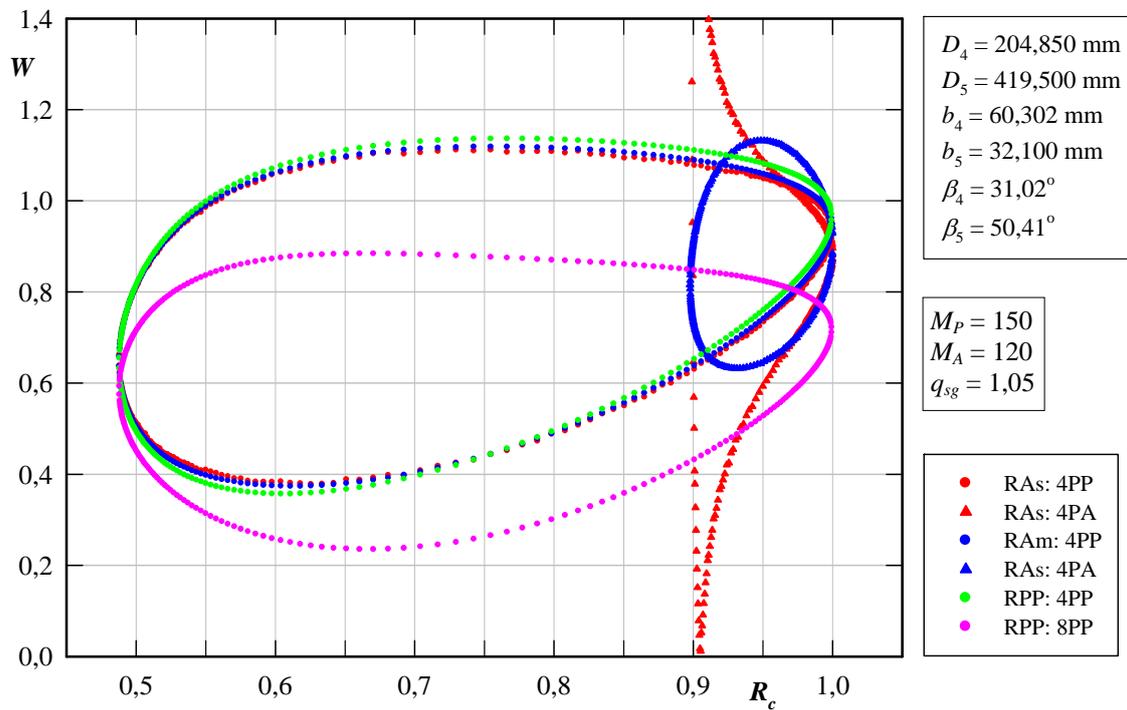


Figura 4.19 Distribuição de velocidades relativas para o grupo de rotores 4_0,20_0,50

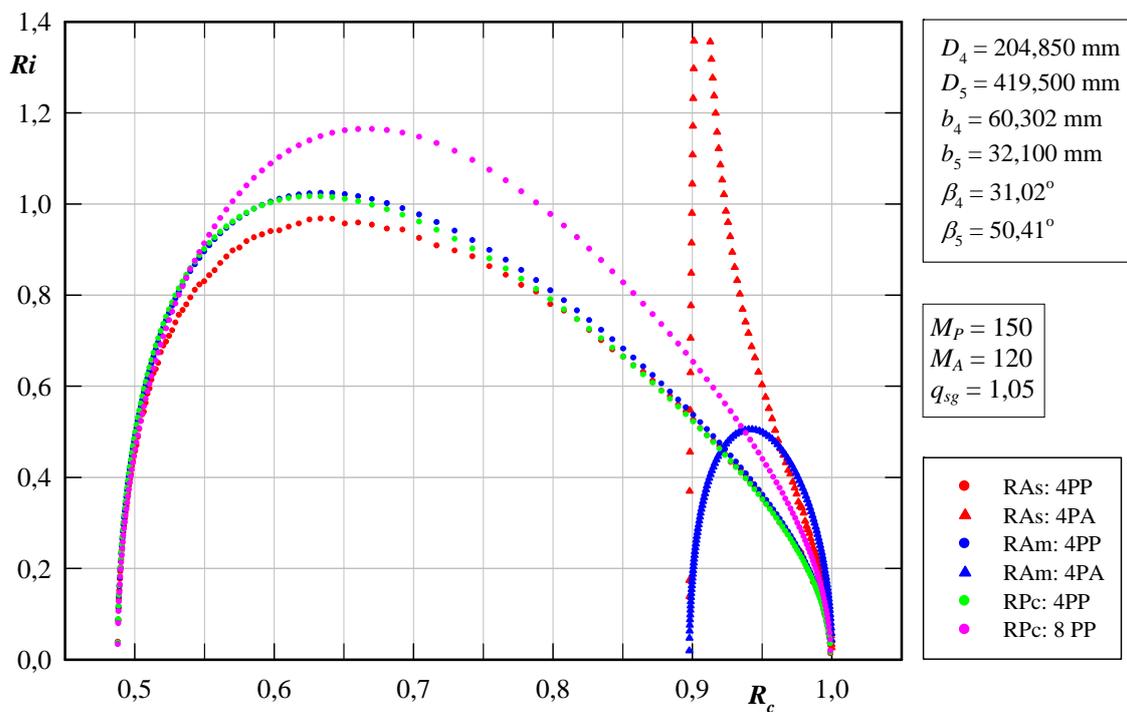


Figura 4.20 Distribuição do número de Richardson para o grupo de rotores 4_0,20_0,50

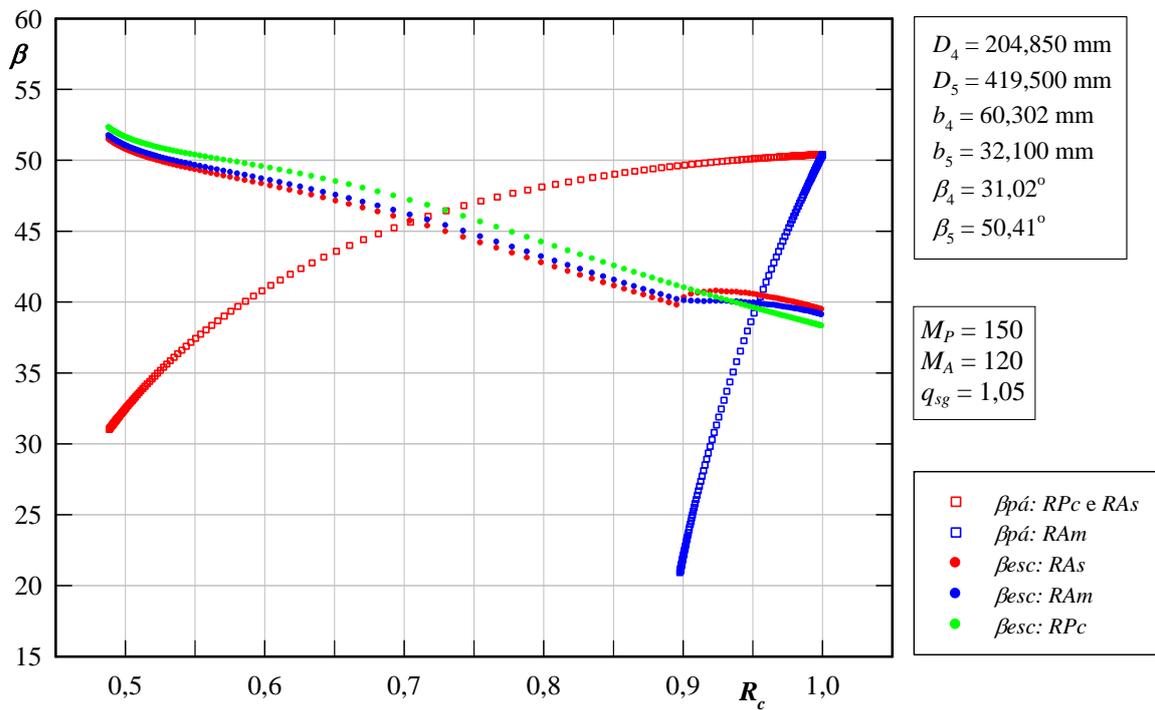


Figura 4.21 Distribuições dos ângulos das pás e do escoamento para o grupo de rotores 4_0,20_0,50

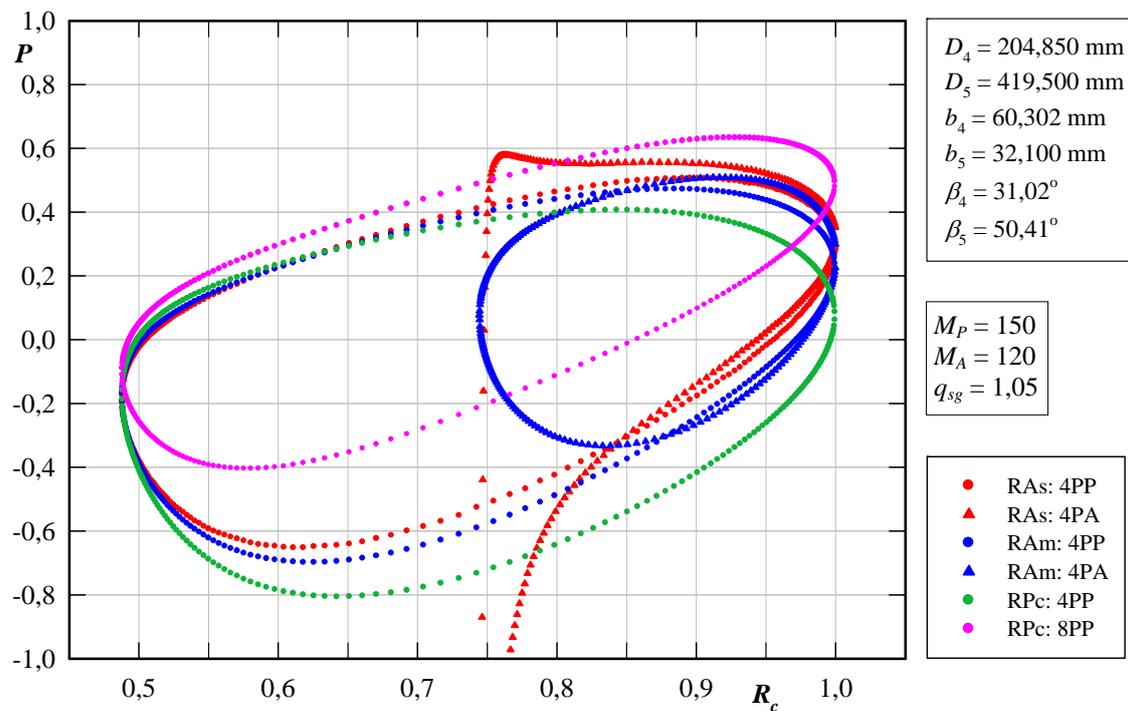


Figura 4.22 Distribuição de pressões para o grupo de rotores 4_0,50_0,50

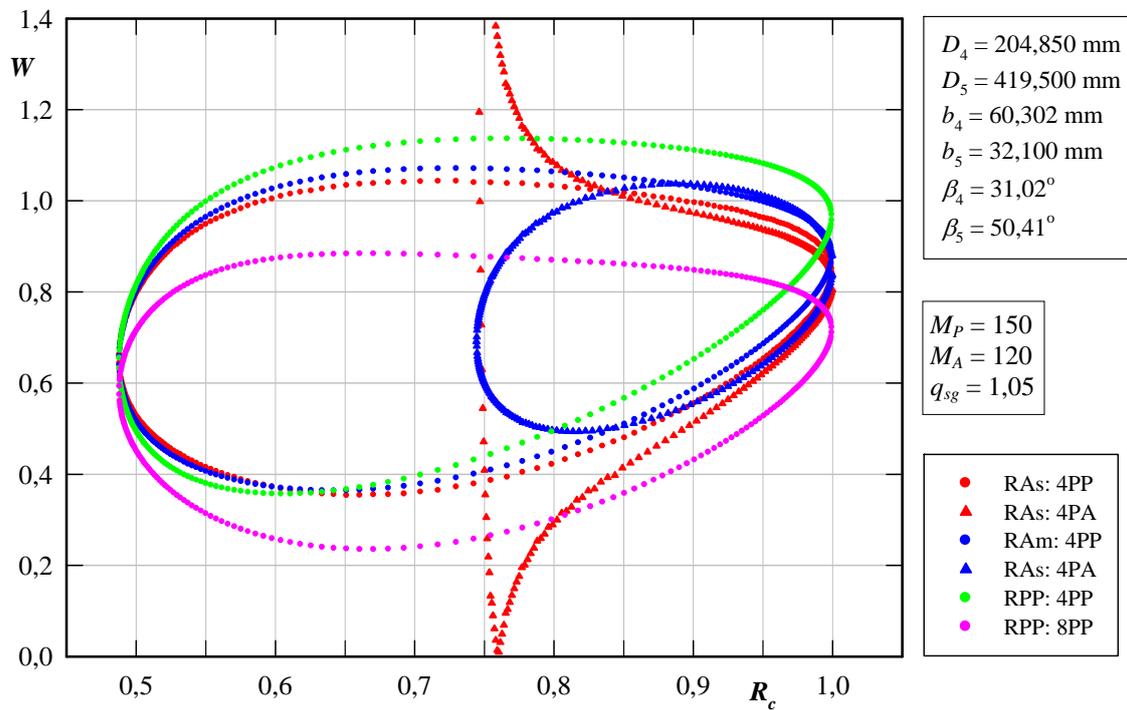


Figura 4.23 Distribuição de velocidades relativas para o grupo de rotores 4_0,50_0,50

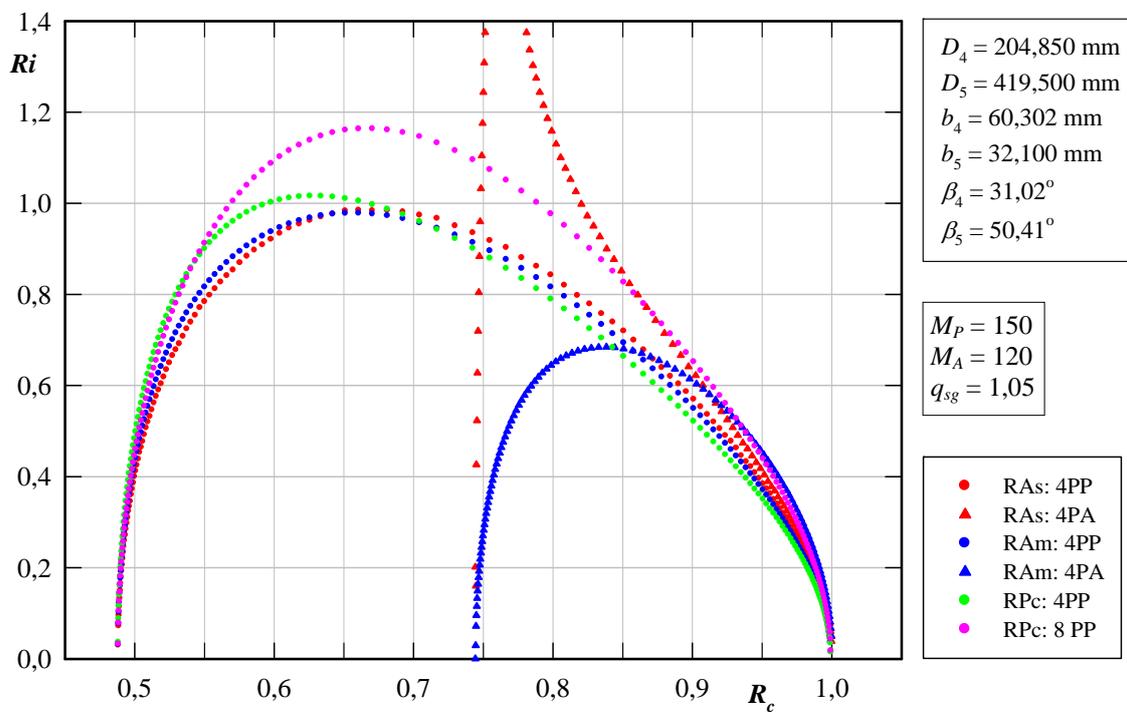


Figura 4.24 Distribuição do número de Richardson para o grupo de rotores 4_0,50_0,50

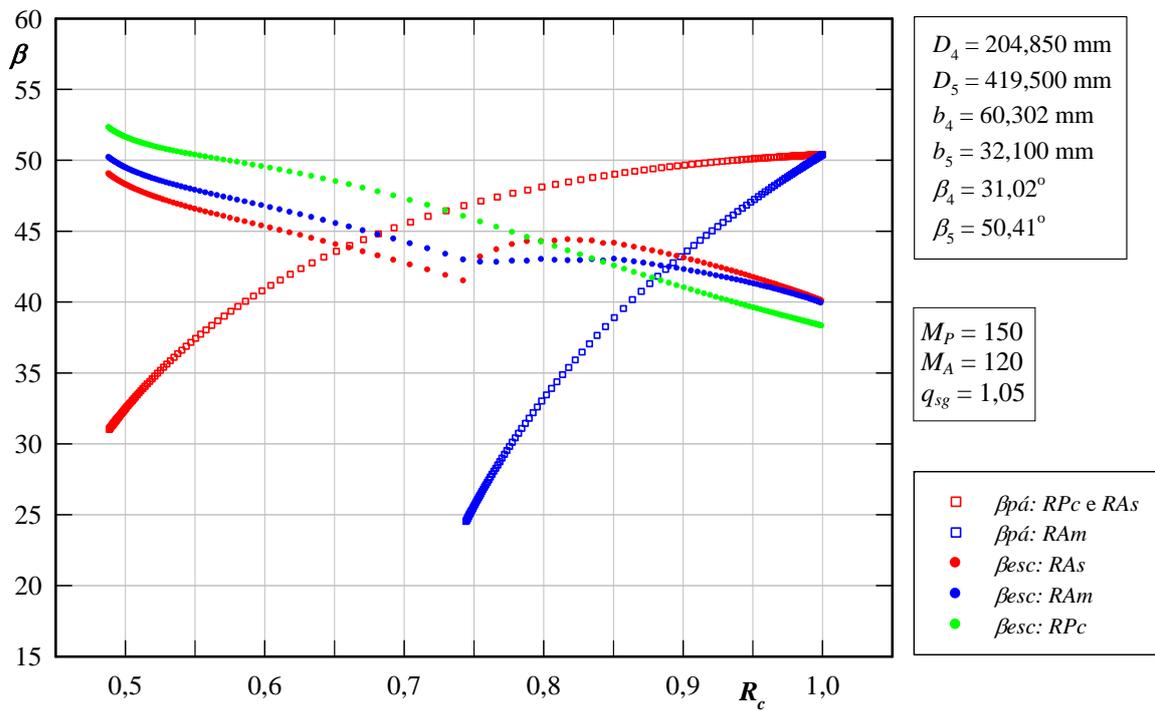


Figura 4.25 Distribuições dos ângulos das pás e do escoamento para o grupo de rotores 4_0,50_0,50

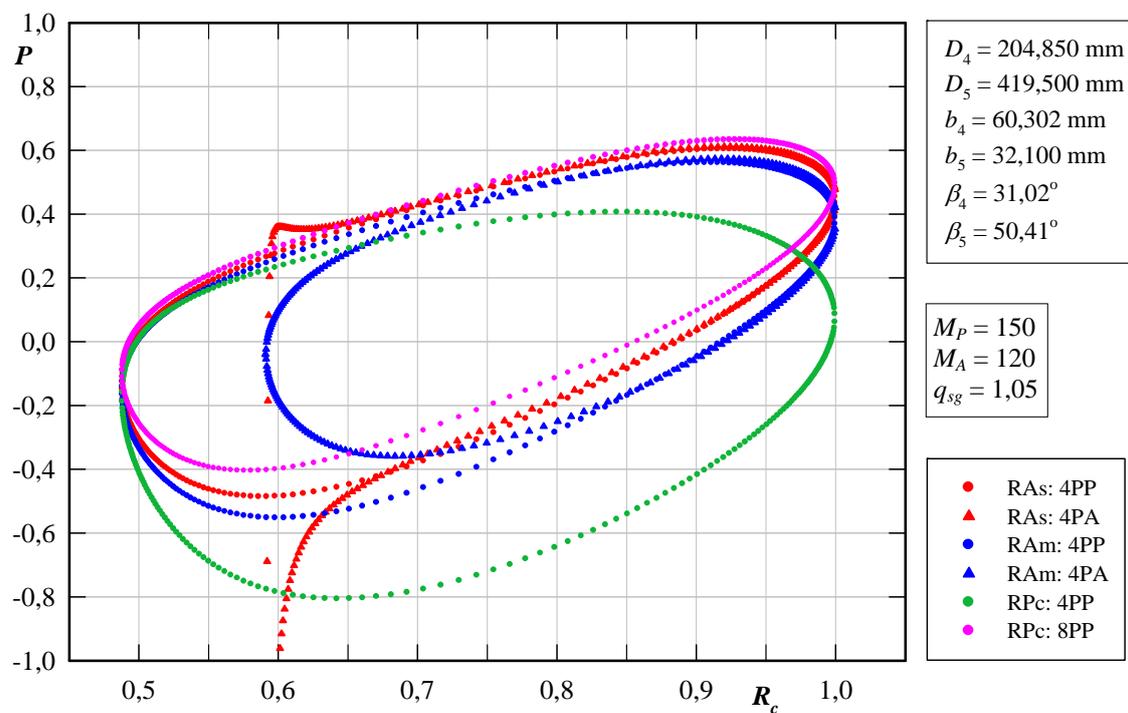


Figura 4.26 Distribuição de pressões para o grupo de rotores 4_0,80_0,50

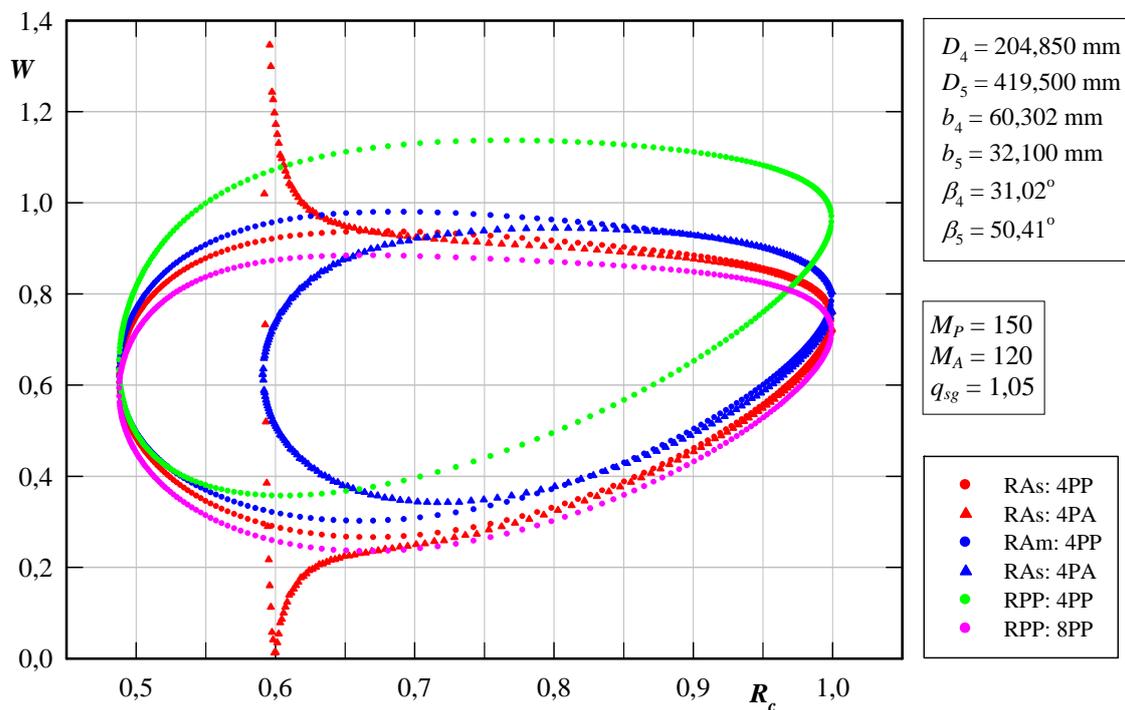


Figura 4.27 Distribuição de velocidades relativas para o grupo de rotores 4_0,80_0,50

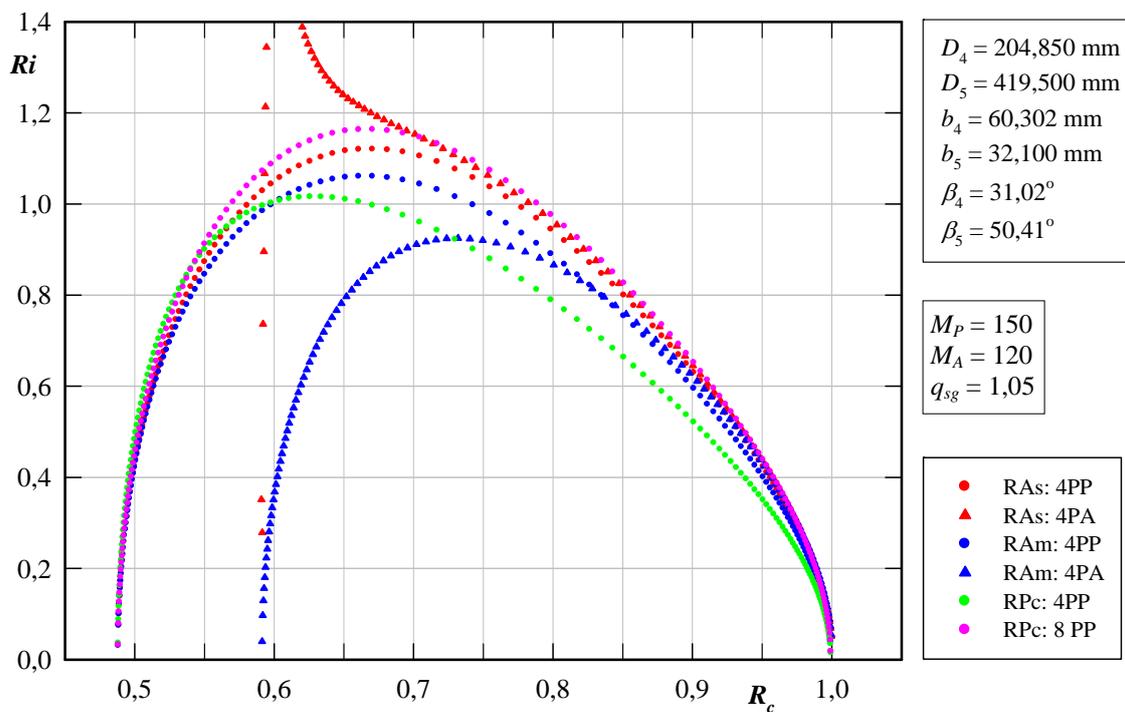


Figura 4.28 Distribuição do número de Richardson para o grupo de rotores 4_0,80_0,50

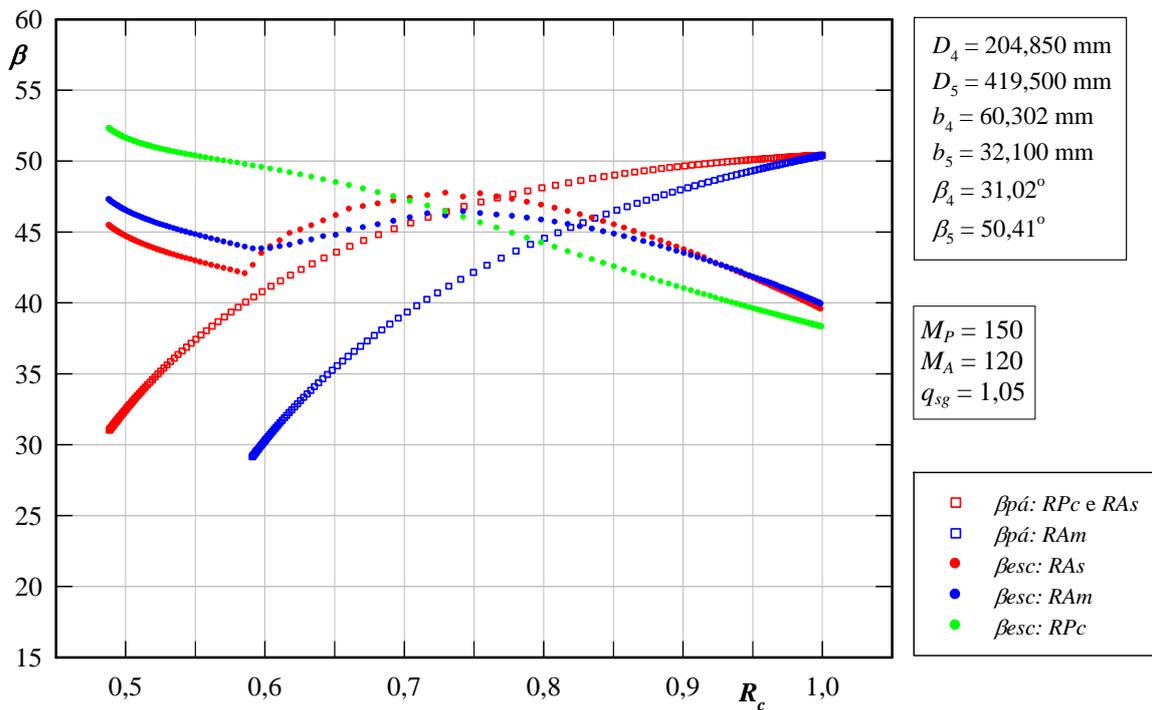


Figura 4.29 Distribuições dos ângulos das pás e do escoamento para o grupo de rotores 4_0,80_0,50

4.2.3 Resultados para os três grupos de rotores com $Fa = 0,66$

As Figuras 4.30, 4.34 e 4.38 (pressão adimensional, P) e 4.31, 4.35 e 4.39 (velocidade relativa adimensional, W) mostram que, com o aumento dos valores de Fr , o carregamento nas pás principais, para os rotores com pás auxiliares, diminui em relação ao carregamento nas mesmas pás para o rotor convencional. Os valores de P e W são alterados principalmente na superfície de sucção da pá principal, à medida que os valores de Fr vão aumentando.

As Figuras 4.32, 4.36 e 4.40 mostram que os valores de números de Richardson para as pás principais vão aumentando à medida que se aumenta os valores de Fr . Observa-se que essa característica também é válida para as pás auxiliares.

As Figuras 4.33, 4.37 e 4.41 mostram as distribuições de ângulos da pá, $\beta_{pás}$, e de ângulos do escoamento relativo, β , para os rotores convencionais e com pás auxiliares. Nota-se que β na entrada é maior que $\beta_{pás}$, tanto para as pás principais como para as pás auxiliares. Na saída essa situação é invertida, ou seja, o ângulo do escoamento relativo é menor que o ângulo da pá, tanto para as pás principais como para as pás auxiliares, devido ao desvio do escoamento na saída caracterizado pelo fator de deficiência de potência (*slip factor*).

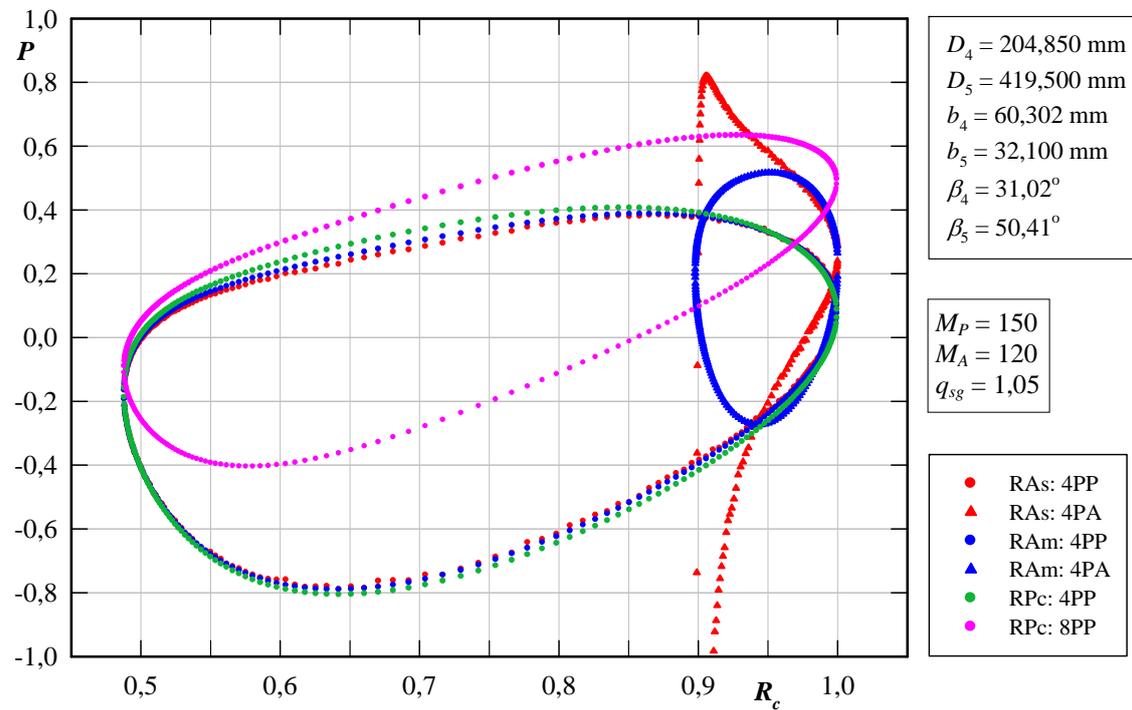


Figura 4.30 Distribuição de pressões para o grupo de rotores 4_0,20_0,66

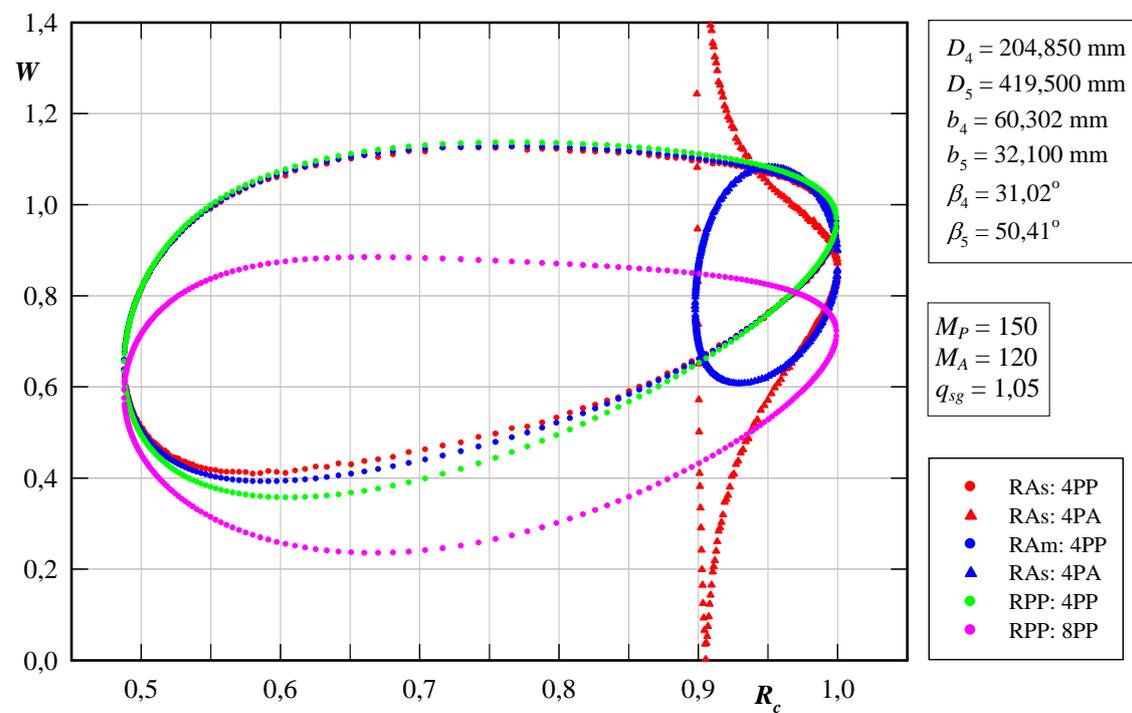


Figura 4.31 Distribuição de velocidades relativas para o grupo de rotores 4_0,20_0,66

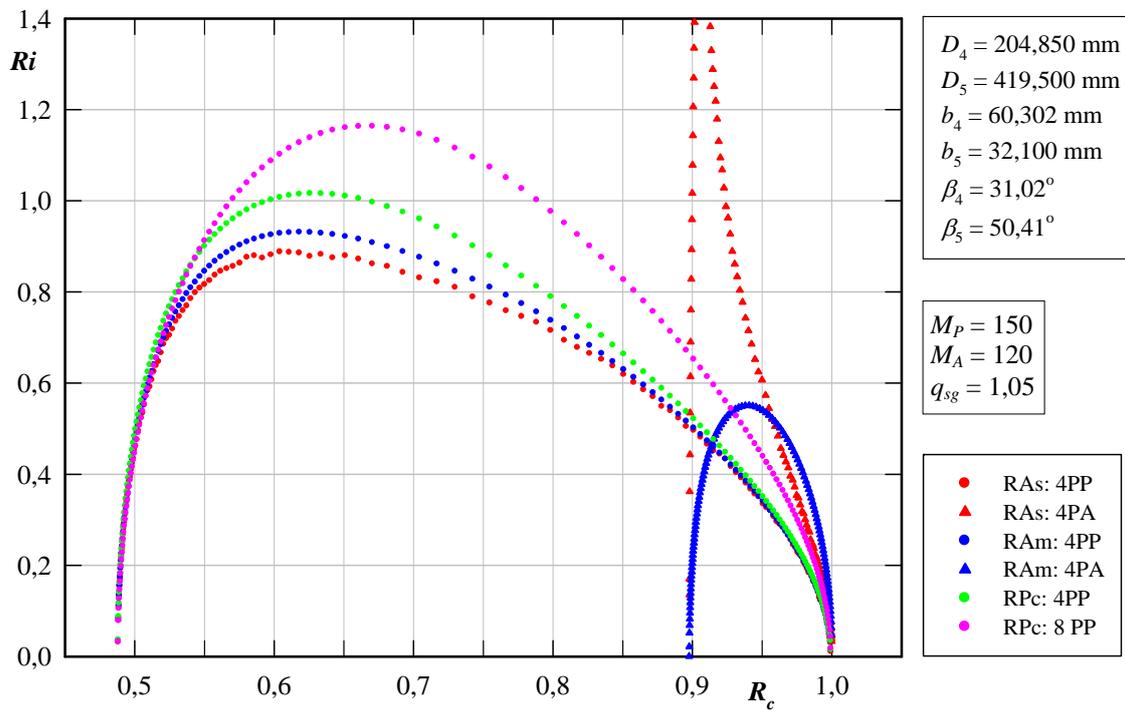


Figura 4.32 Distribuição do número de Richardson para o grupo de rotores 4_0,20_0,66

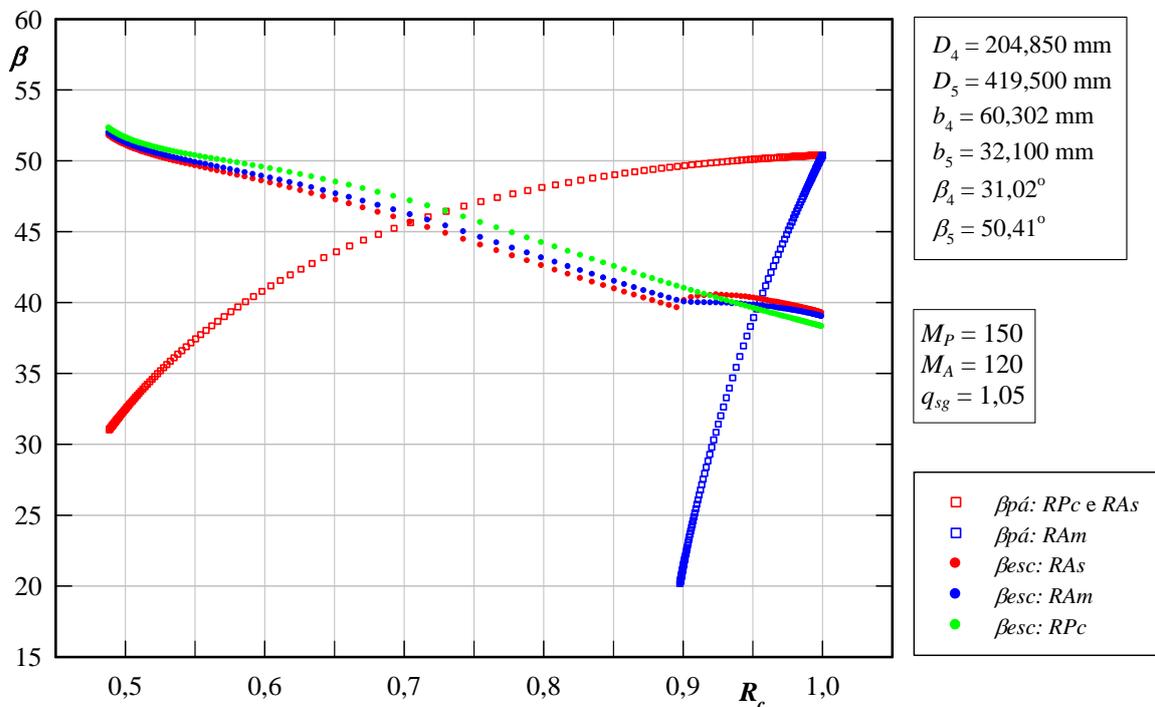


Figura 4.33 Distribuições dos ângulos das pás e do escoamento para o grupo de rotores 4_0,20_0,66

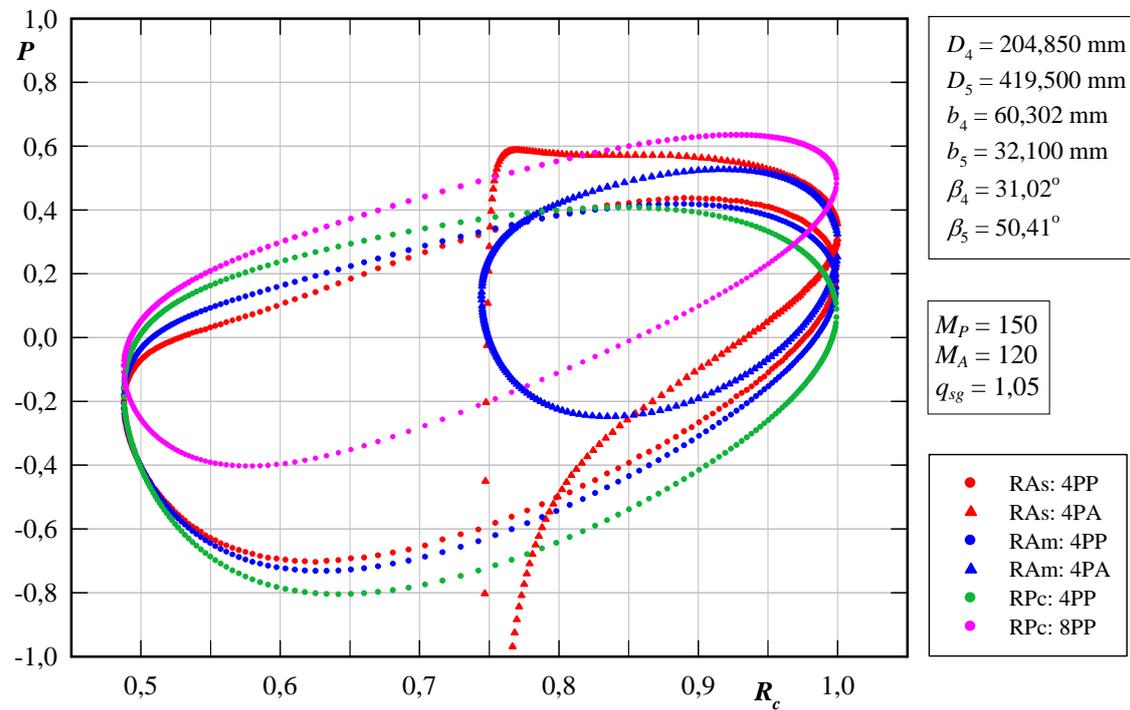


Figura 4.34 Distribuição de pressões para o grupo de rotores 4_0,50_0,66

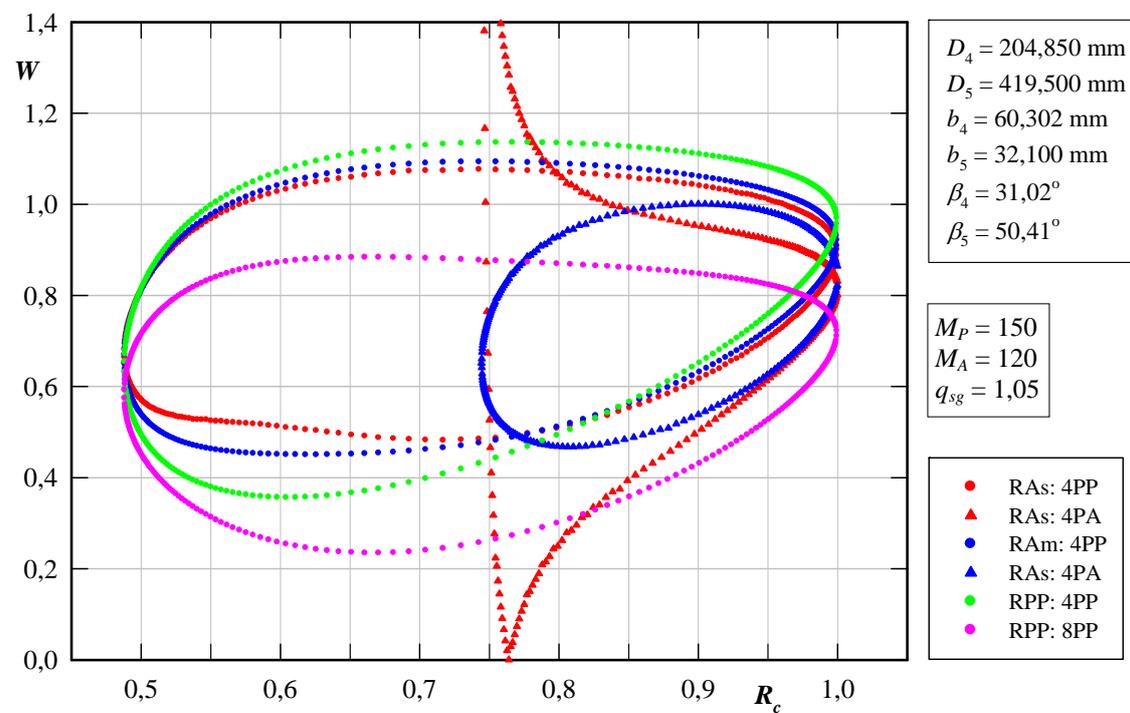


Figura 4.35 Distribuição de velocidades relativas para o grupo de rotores 4_0,50_0,66

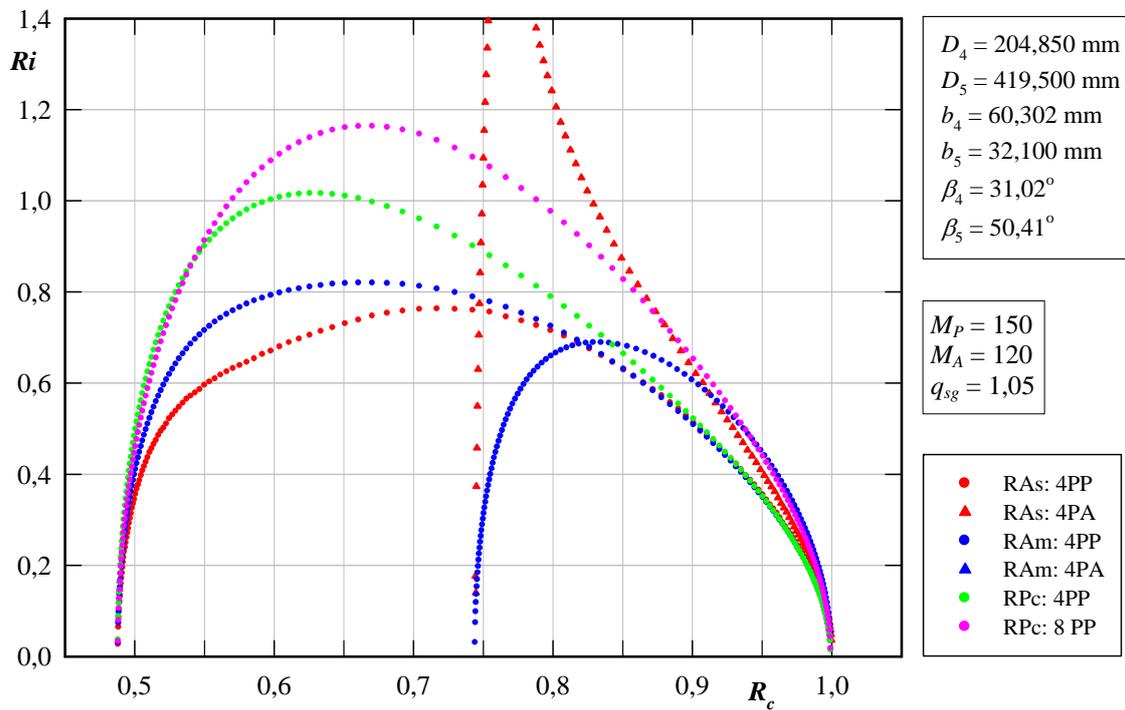


Figura 4.36 Distribuição do número de Richardson para o grupo de rotores 4_0,50_0,66

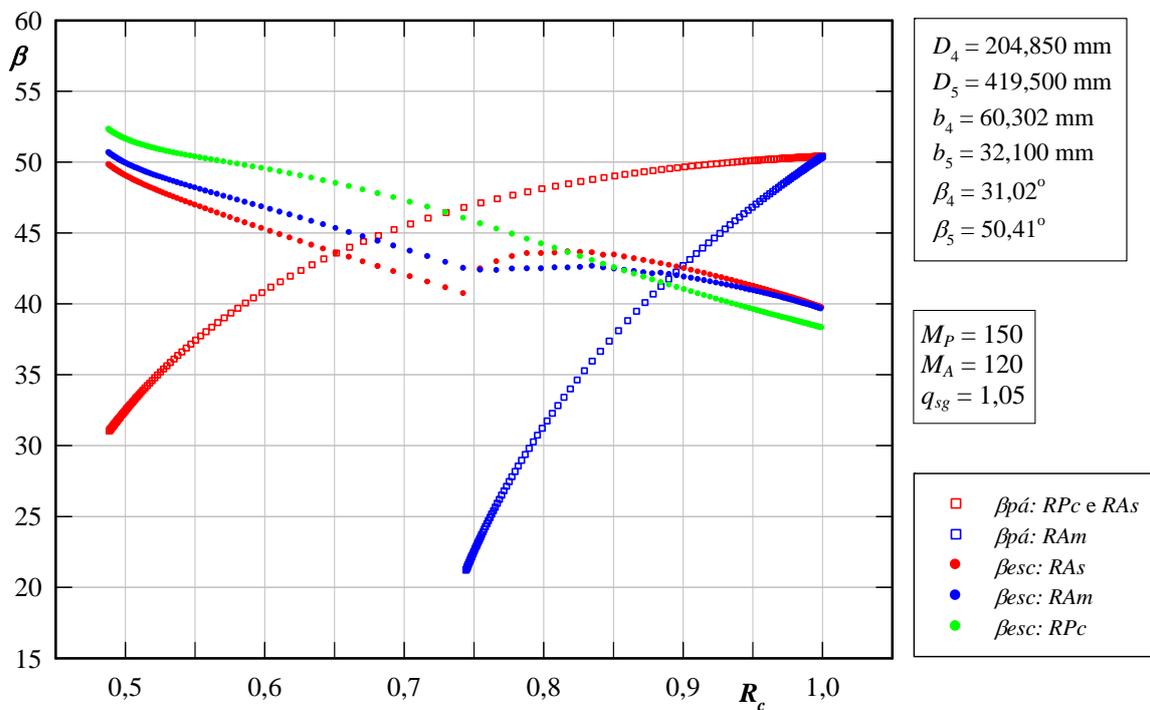


Figura 4.37 Distribuições dos ângulos das pás e do escoamento para o grupo de rotores 4_0,50_0,66

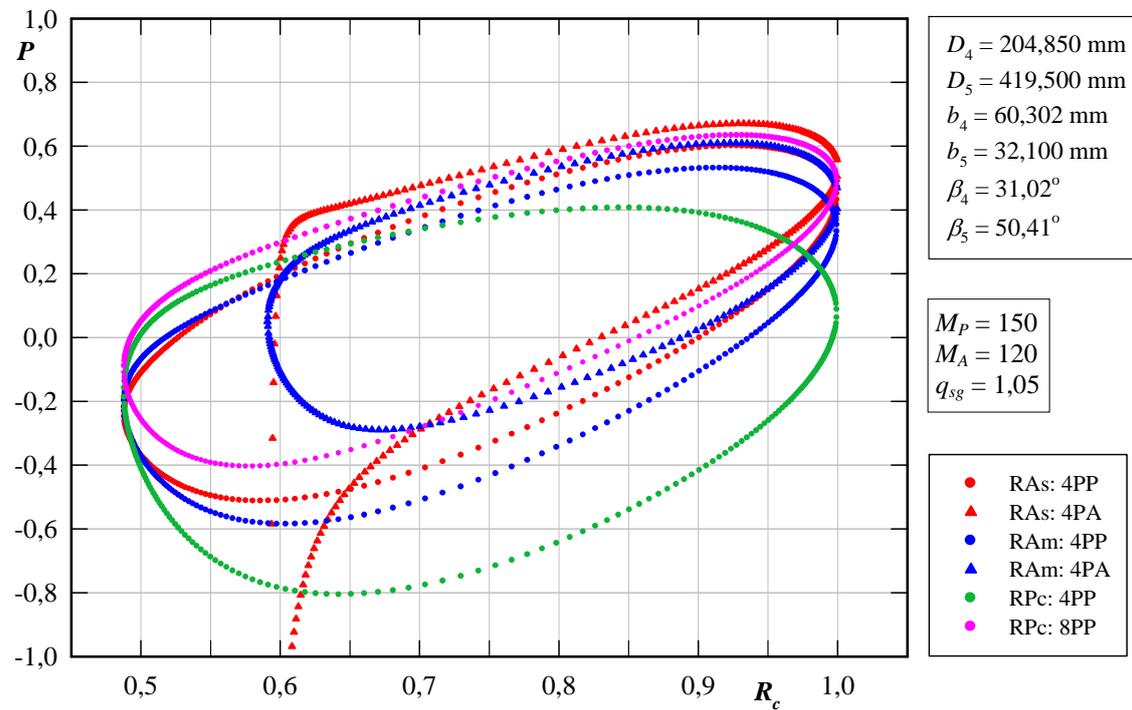


Figura 4.38 Distribuição de pressões para o grupo de rotores 4_0,80_0,66

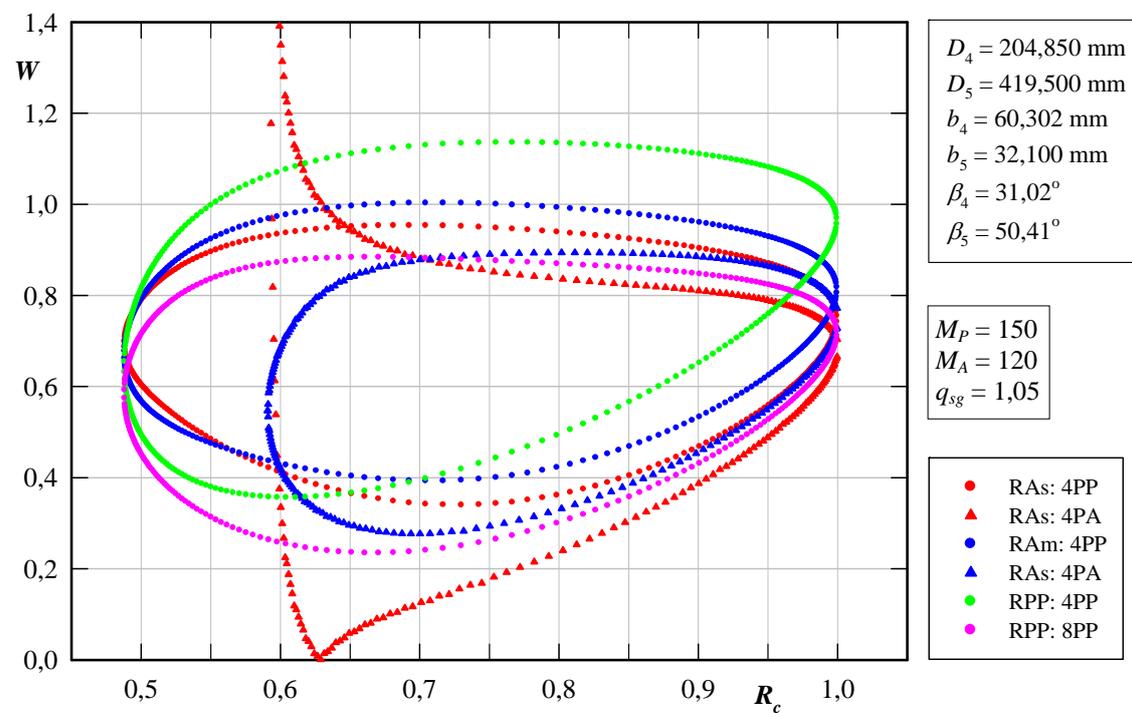


Figura 4.39 Distribuição de velocidades relativas para o grupo de rotores 4_0,80_0,66

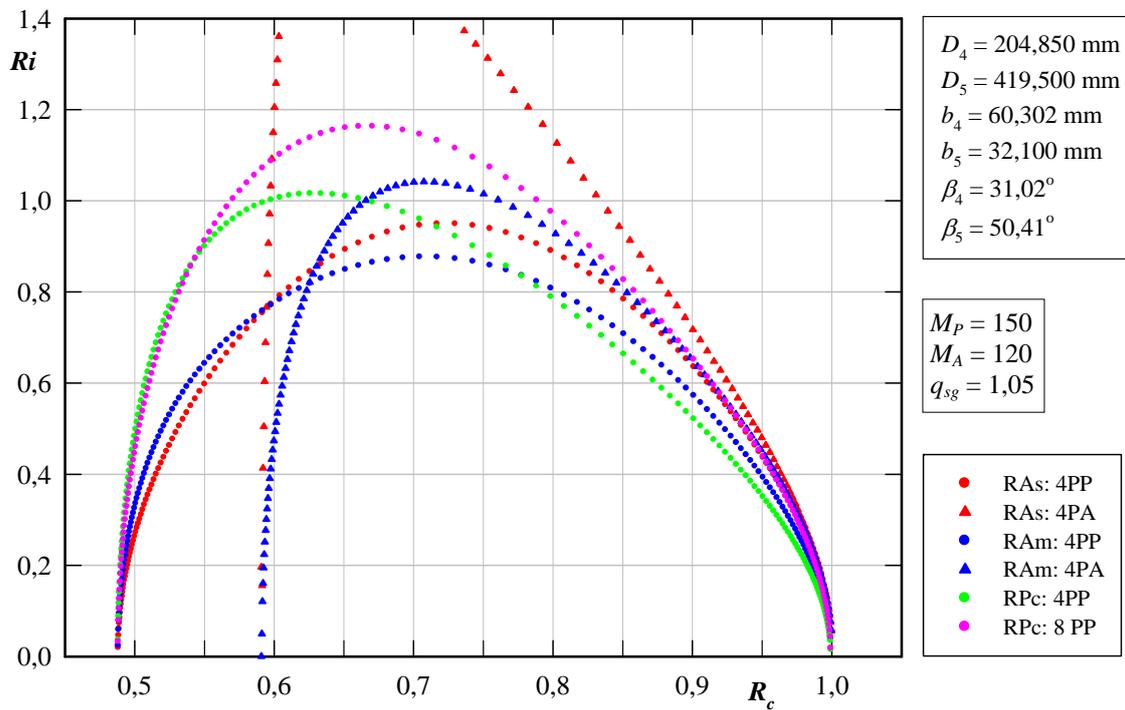


Figura 4.40 Distribuição do número de Richardson para o grupo de rotores 4_0,80_0,66

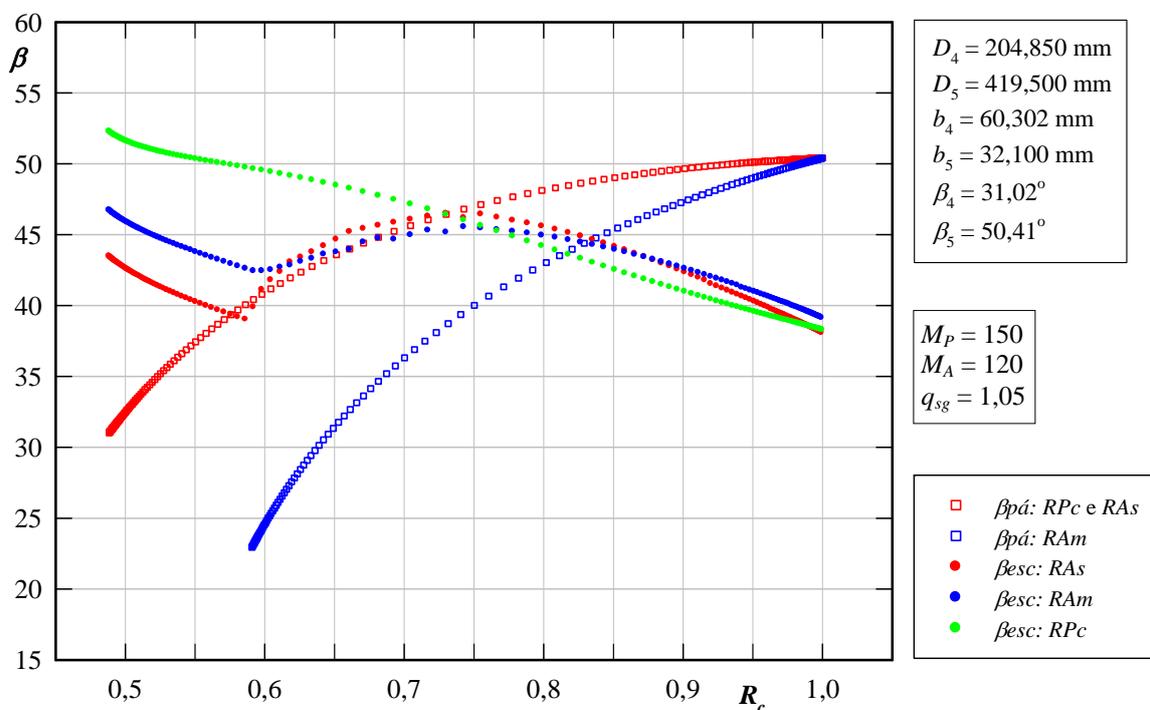


Figura 4.41 Distribuições dos ângulos das pás e do escoamento para o grupo de rotores 4_0,80_0,66

4.3 COMENTÁRIOS ADICIONAIS SOBRE OS RESULTADOS NUMÉRICOS

Apesar de os resultados numéricos deste capítulo serem para escoamento potencial em rotores centrífugos isolados (sem a influência da voluta no escoamento do rotor) e somente para o ponto de incidência ótima (ponto de projeto), muitas informações úteis sobre o escoamento no rotor podem ser obtidas. Por exemplo: 1) ao inserir pás auxiliares num rotor convencional com 4 pás principais, tanto a pressão na saída do rotor como o coeficiente de pressão no ponto de projeto aumentam; 2) para rotores centrífugos convencionais (RPC) e mantidos todos os parâmetros geométricos inclusive o formato das pás, à medida que o número de pás, N , aumenta, também aumenta o número de Richardson máximo, $Ri_{máx}$, que passa por um valor máximo e depois diminui. O maior valor de $Ri_{máx}$, denominado de $Ri_{máx}^*$, é um critério para determinar o número ótimo de pás, N^* , e sua eficácia foi comprovada por Oliveira (2001) através de comparação com o número de pás de diversas bombas e ventiladores centrífugos de bons desempenhos reportados na literatura.

Mais recentemente, Fajardo (2013) estendeu o critério de $Ri_{máx}$ utilizando o cálculo do escoamento potencial a fim de determinar o número ótimo de pás de rotores radiais convencionais de turbomáquinas hidráulicas reversíveis (bombas-turbinas). Como tal máquina deve apresentar o melhor desempenho possível, operando nos modos bomba ou turbina, Fajardo alterou os ângulos de entrada e saída das pás, com o objetivo de “otimizar” hidrodinamicamente tal rotor, mantendo todos os outros parâmetros geométricos, mas alterando o número de pás. Dependendo dos ângulos de entrada e saída das pás e quando se aumentava o número de pás, o $Ri_{máx}$ atingia o valor máximo de 2 (Item 3.7), que é o valor limite para se evitar a reversão do escoamento no lado de pressão da pá para o modo bomba. Portanto, o critério do $Ri_{máx}$, além de estabelecer o número ótimo de pás, também serviu para estabelecer certas faixas de ângulos de entrada e saída das pás “ótimos”.

Com relação a rotores com pás auxiliares, pelo menos para um único conjunto de pás auxiliares (Figura 3.3), o critério do número de Richardson máximo, $Ri_{máx}$, poderá ser estendido para estabelecer a melhor faixa de valores de comprimentos das pás auxiliares (fator de raio, Fr) e o seu posicionamento circunferencial (fator de ângulo, Fa) em relação às pás principais. Ao variar o número de pás principais, N (e, conseqüentemente, o número de pás auxiliares), os valores de $Ri_{máx}$ são mudados para os Canais A, B e C (Figura 3.3). Esse assunto será comentado no Capítulo 6.

Capítulo 5

ANÁLISE EXPERIMENTAL

Este capítulo apresenta a metodologia utilizada neste trabalho para a determinação experimental das grandezas características globais de ventiladores centrífugos convencionais e com pás auxiliares. Os ventiladores centrífugos testados em laboratório têm seção meridional igual ao ventilador projetado com rotação específica referente à vazão, n_{qA} , igual a 150 (FINEP/EFEI, 1981). Cada ventilador analisado possui a mesma voluta em formato de uma espiral logarítmica, que foi projetada para um rotor convencional de 10 pás em formato de arco de círculo. Portanto, para cada ventilador ensaiado mantém-se tal voluta e troca-se o rotor. A voluta tem paredes laterais paralelas entre si e sua seção de saída é quadrada. Cada rotor do ventilador centrífugo ensaiado tem a mesma seção meridional tanto para o rotor convencional como para o rotor com pás auxiliares. As pás principais e auxiliares têm formato de um arco de círculo. Neste trabalho, as pás auxiliares têm a mesma geometria das pás principais, ou seja, essas pás foram construídas por seccionamento das principais (“As”) e, portanto, não sofreram nenhuma modificação no seu ângulo de entrada com o intuito de se evitar o choque de entrada, como comentado no Capítulo 4. As arestas de entrada das pás principais são curvadas e aquelas das pás auxiliares são retas, mas os bordos de entrada são arredondados. As arestas de saída das pás principais e auxiliares são paralelas ao eixo do rotor e os bordos de saída são chanfrados, seguindo a periferia externa do rotor. Algumas características geométricas desse ventilador estão indicadas no Apêndice A. Os ensaios foram realizados no Banco de Testes do Laboratório de Ventiladores – *LabVent* do IEM da UNIFEI.

5.1 DESCRIÇÃO DO BANCO DE TESTES

Para efeito de descrição, o banco de testes foi dividido em cinco partes principais, conforme o esquema da Figura 5.1: (1) Ventilador centrífugo a ser ensaiado, (2) Conjunto de acionamento do ventilador centrífugo, (3) Câmara de equalização de pressão, (4) Unidade auxiliar e (5) Instrumentação de medidas.

(1) Ventilador centrífugo a ser ensaiado

O ventilador centrífugo a ser ensaiado tem como componentes principais um bocal de entrada, um rotor centrífugo e uma voluta. O ventilador centrífugo a ser ensaiado aspira o ar do ambiente e o insufla para dentro da câmara de equalização de pressão. O bocal de entrada é do tipo ASME. O rotor centrífugo a ser ensaiado é do tipo convencional ou é com pás auxiliares. O rotor é fixado ao eixo do ventilador por meio de um cubo e uma ogiva. As principais dimensões do rotor estão indicadas no Apêndice A. A voluta é do tipo denominado de espiral externa.

(2) Conjunto de acionamento do ventilador centrífugo

Esse conjunto é composto pelo mancal, acoplamento flexível, motor elétrico de corrente contínua e quadro de comando e controle desse motor. Para se obter as características de funcionamento do ventilador centrífugo através da potência de eixo do motor elétrico de corrente contínua, P_{em} , deve-se descontar dessa potência a chamada potência mecânica perdida por atrito (mecânico e viscoso), Pp_m , no mancal e no acoplamento flexível. Essa potência é obtida girando “a vazio” (sem o rotor centrífugo montado na extremidade do eixo do mancal) o conjunto formado pelo motor elétrico de corrente contínua, mancal, eixo e acoplamento flexível para diversos valores discretos de rotação do motor elétrico. No presente trabalho, todos os ventiladores ensaiados têm uma única rotação, portanto, $Pp_m = 28 \text{ W}$. O quadro de comando e controle do motor elétrico de corrente contínua permite regular a rotação desse motor (e do rotor do ventilador a ser ensaiado) através do acionamento do botão de regulação da rotação que permite manter a rotação de $3.000^{\pm 3} \text{ rpm}$.

(3) Câmara de equalização de pressão

O ar, que sai do ventilador a ser ensaiado, entra na câmara de equalização de pressão pela janela de entrada e sai pela tubulação de aspiração do ventilador centrífugo auxiliar. Na parte frontal dessa câmara, estão disponíveis duas tomadas de pressão estática. Na lateral da câmara, existe uma porta de inspeção, com seção livre de $1000 \text{ mm} \times 1500 \text{ mm}$, que dá acesso

ao seu interior. A janela de entrada tem uma seção livre de 675 mm x 675 mm e está em contato com o flange de saída do ventilador centrífugo a ser ensaiado.

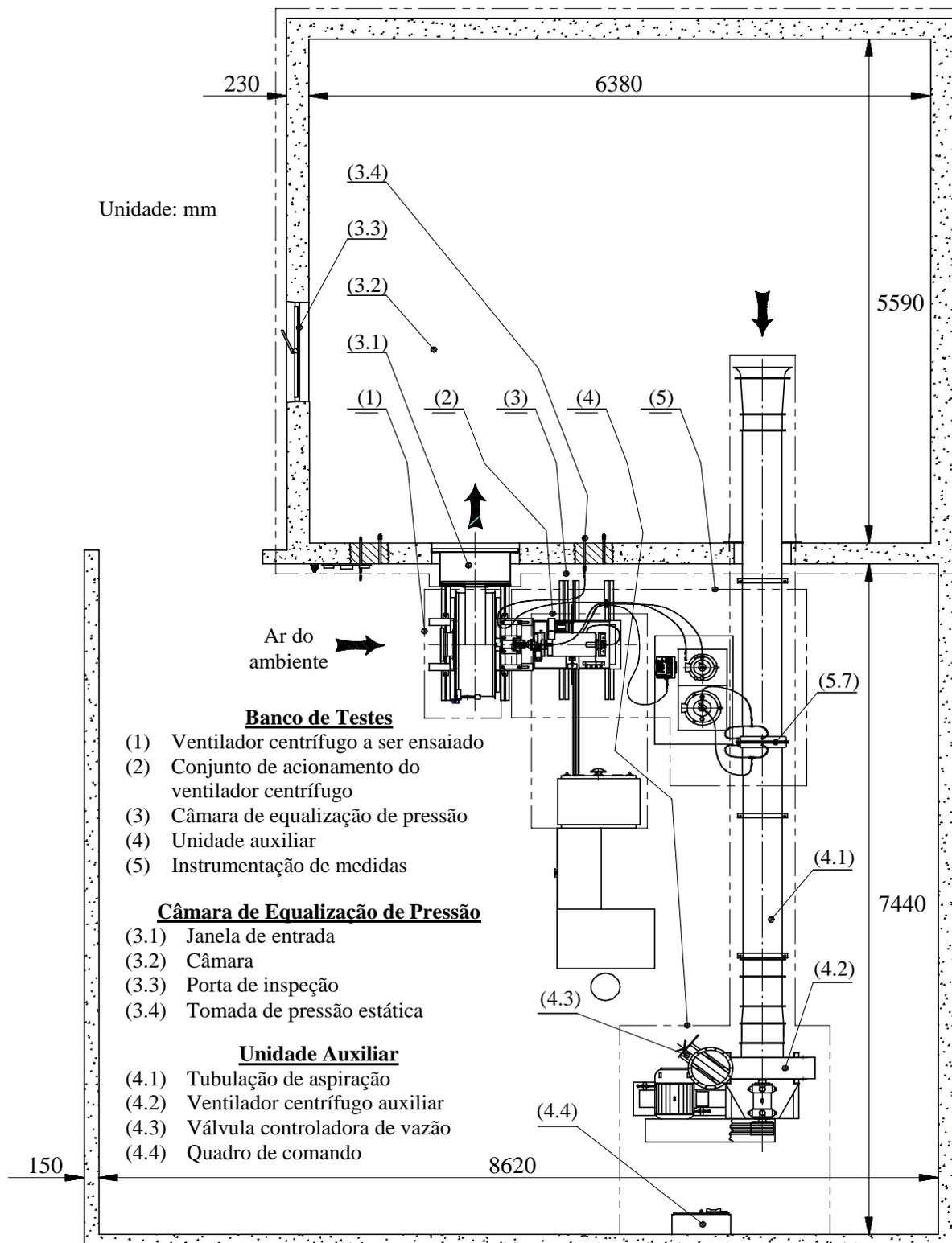


Figura 5.1 Esquema geral do banco de testes do *LabVent*

(4) Unidade auxiliar

O ar, que sai da câmara de equalização de pressão, passa pela tubulação de aspiração do ventilador centrífugo auxiliar, pelo medidor de vazão do tipo placa de orifício, pelo ventilador centrífugo auxiliar, pela válvula controladora de vazão e retorna ao ambiente. Quando se deseja obter as características aerodinâmicas do ventilador centrífugo em uma ampla faixa de vazões e, em consequência, de pressões, liga-se, por meio do quadro de comando, o ventilador centrífugo auxiliar que é acionado por um motor elétrico de indução trifásico de 50 CV de potência de eixo e a sua rotação é regulada por um inversor de frequência até 1.800 rpm.

(5) Instrumentação de medidas

A rotação do motor elétrico (e do rotor do ventilador a ser ensaiado), n , é obtida através de um tacômetro ótico digital (precisão: 1 rpm). A pressão estática na câmara de equalização de pressão, h_{cep} , é obtida através de um manômetro do tipo Betz (precisão: 0,1 mmH₂O) que lê uma pressão máxima de 300 mmH₂O. A diferença de pressões estáticas na placa de orifício, Δh_{po} , é obtida através de um outro manômetro do tipo Betz (precisão: 0,1 mmH₂O) que lê uma pressão máxima de 600 mmH₂O. A massa na célula de carga, m_e , é obtida através de uma ponte extensiométrica (precisão: 1 g). A temperatura ambiente, t_a , é obtida através de um termômetro digital (precisão: 0,1 °C). A pressão barométrica, h_b , é obtida através de um barômetro de mercúrio (precisão: 0,1 mmHg). A umidade relativa do ar, ψ , é obtida através de um higrômetro (precisão: 0,5 %).

5.2 DESCRIÇÃO DO FUNCIONAMENTO DO BANCO DE TESTES

O ar é aspirado do ambiente para o interior da câmara de equalização de pressão pelo ventilador centrífugo a ser ensaiado. Esse ar que sai dessa câmara passa por uma tubulação que contém uma placa de orifício para medição da vazão do ventilador e ao final dessa tubulação passa por um ventilador auxiliar (inicialmente desligado) e posteriormente passa por uma válvula que regula a vazão. Dependendo da vazão (ou pressão) do ventilador centrífugo, pode-se ligar o ventilador auxiliar. O Apêndice B apresenta uma descrição detalhada do funcionamento do banco de testes e o procedimento para se obter os valores das

grandezas que devem ser medidas durante a realização do ensaio para cada ponto de vazão, mantida a rotação $n = 3.000^{\pm 3}$ rpm.

5.3 GRANDEZAS MEDIDAS

Todos os ensaios dos ventiladores foram realizados para um total de 19 a 28 valores de vazão volumétrica, Q , para a rotação $n = 3000^{\pm 3}$ rpm. Foram medidos os valores de rotação do ventilador a ser ensaiado, n , pressão estática na câmara de equalização de pressão, h_{cep} , diferença de pressões estáticas na placa de orifício, Δh_{po} , massa na célula de carga, m_e , temperatura ambiente, t_a , pressão barométrica, h_b , e umidade relativa do ar, ψ . Os instrumentos que medem essas grandezas e sua precisão foram descritos no Item 5.1.

5.4 GRANDEZAS CALCULADAS

A seguir, são apresentadas as diversas grandezas calculadas, com base nas grandezas medidas que foram relacionadas no Item 5.3.

Neste trabalho, todas as grandezas de funcionamento calculadas para os ventiladores centrífugos foram convertidas para a condição-padrão de massa específica do ar. A condição-padrão estabelecida pelas normas ASHRAE (Norma 51-75) e AMCA (Norma 210-74), foi baseada na temperatura ambiente de 20 °C, pressão barométrica de 760 mmHg e aceleração da gravidade de 9,80665 m/s², resultando no valor aproximado de 1,2 kg/m³ para a massa específica do ar, que foi estabelecido como condição-padrão.

a) Potência de eixo do ventilador centrífugo, Pe

$$Pe = Pe_m - Pp_m, \quad (5.1)$$

sendo

$$Pe_m = Te_m \omega = Fe_m L_b \omega = 2 \pi g_{local} L_b m_{em} n \quad (5.2)$$

sendo T_{em} e F_{em} , respectivamente, o torque e a força correspondentes à potência de eixo do motor elétrico de corrente contínua (P_{em}), Pp_m a potência mecânica perdida por atrito (mecânico e viscoso), L_b a distância da linha de centro do eixo do motor elétrico de corrente contínua ao ponto de atuação do braço de alavanca na célula de carga ($L_b = 237$ mm), ω a velocidade angular do motor elétrico de corrente contínua (igual a do rotor do ventilador), $g_{local} = 9,785$ m/s² (Itajubá – MG). O valor de Pp_m (28 W) é obtido experimentalmente para o valor de rotação, n , correspondente; no caso deste relatório $n = 3000^{\pm 3}$ rpm. O valor da massa, m_{em} (em grama), que atua na célula de carga é dado pela seguinte expressão obtida por calibração da referida célula

$$m_{em} = 8,33333V_{PE} - 141667, \quad (5.3)$$

sendo V_{PE} o valor indicado pela ponte extensiométrica, em $\mu\varepsilon$.

b) Massa específica do ar no ventilador, ρ_{ar}

Por definição (conforme as normas ASHRAE (Norma 51-75) e AMCA (Norma 210-74)), a massa específica (ou densidade) do ar é calculada em função da pressão total e da temperatura total, T_{TE} , na entrada do ventilador. A pressão total do ar na entrada do ventilador, p_{TE} , é $p_{TE} = p_E + p_{dE} \cong 0$, sendo p_E e p_{dE} , respectivamente, as pressões estática e dinâmica do ar na entrada do ventilador, uma vez que $p_E = 0$ (pressão efetiva) e $p_{dE} \cong 0$. A temperatura total do ar na entrada do ventilador, T_{TE} , é $T_{TE} \cong T_E \cong T_{ar}$, sendo T_E a temperatura estática do ar na entrada do ventilador que é considerada aproximadamente igual à temperatura do ar ambiente, T_{ar} , uma vez que o ar na entrada do ventilador é considerado parado ($p_{dE} \cong 0$). Portanto,

$$\rho_{ar} = \frac{p_{TEabs}}{R_{ar}T_{TE}} = \frac{p_{TE} + p_b}{R_{ar}T_{TE}} \cong \frac{p_b}{R_{ar}T_E} \cong \frac{p_b}{R_{ar}T_{ar}} \quad (5.4)$$

sendo

$$p_b = \rho_{Hg} g_{local} h_b, \quad (5.5)$$

$$R_{ar} = 287 \text{ m N / kg K}, \quad (5.6)$$

$$T_{ar} \text{ (K)} = t_a \text{ (}^\circ\text{C)} + 273,15 \quad (5.7)$$

e

$$\rho_{Hg} = 13600 - 2,4t \quad (t, \text{ em } ^\circ\text{C}, \text{ considerada, como aproximação, igual a } t_a). \quad (5.8)$$

c) Vazão de ar através do ventilador, Q

$$Q = 0,066642 \sqrt{\Delta h_{po} / \rho}. \quad (5.9)$$

A vazão de ar através do ventilador centrífugo a ser ensaiado é considerada igual à vazão através da placa de orifício, portanto, no presente trabalho teve-se o devido cuidado para não haver vazamentos no trajeto do ventilador centrífugo a ser ensaiado até a placa de orifício.

O valor de ρ , em (5.9), deveria ser calculado em função das pressões e temperaturas totais imediatamente antes e após a placa de orifício. Como aproximação, as pressões são consideradas iguais às pressões estáticas que podem ser obtidas diretamente do manômetro do tipo Betz. Para essa finalidade, basta desconectar do manômetro do tipo Betz a tomada de pressão estática localizada após a placa de orifício para ler somente a pressão estática antes. Da mesma forma, basta desconectar do manômetro do tipo Betz a tomada de pressão estática localizada antes da placa de orifício para ler somente a pressão estática após a placa. A diferença entre essas pressões é, evidentemente, a pressão Δh_{po} (medida em mmH₂O) quando as duas tomadas de pressão estão conectadas ao manômetro do tipo Betz, como foi feito no ensaio do ventilador centrífugo. No Banco de Testes do Laboratório de Ventiladores - LabVent não foi previsto nenhum sensor de temperatura antes e após a placa de orifício. Dessa forma, como aproximação, o valor de ρ será considerado igual ao valor de ρ_{ar} , conforme a Equação (5.4). Portanto, a Equação (5.9) torna-se

$$Q \cong 0,066642 \sqrt{\Delta h_{po} / \rho_{ar}}. \quad (5.10)$$

Em (5.10), a constante 0,066642 foi obtida por calibração da placa de orifício para Δh_{po} em mmH₂O e ρ_{ar} em kg/m³.

A massa específica da água, ρ_{H_2O} , em função da sua temperatura em grau Celsius, $^\circ\text{C}$, segundo Potter & Wiggert (1997), é dada por

$$\rho_{H_2O} = \frac{999,84 + 18,22t - 0,0079t^2 - 55,45 \times 10^{-6} t^3 + 149,76 \times 10^{-9} t^4}{1 + 18,16 \times 10^{-3} t}, \quad (5.11)$$

ou, como uma expressão alternativa aproximada,

$$\rho_{H_2O} = 1000 - \frac{(t-4)^2}{180}. \quad (5.12)$$

d) Pressão dinâmica do ventilador, p_d

Por definição (conforme as normas ASHRAE (Norma 51-75) e AMCA (Norma 210-74)), a pressão dinâmica do ventilador é a pressão correspondente à velocidade média do ar na saída do ventilador, $p_{dS} = p_d$, ou seja,

$$p_d = p_{dS} = \frac{\rho_{ar} c_S^2}{2} = \frac{\rho_{ar} Q^2}{2A_S^2} \quad (5.13)$$

sendo c_S é a velocidade média na saída do ventilador, e A_S a área de saída do ventilador (área interna do flange de saída).

$$A_S = 0,181 \times 0,183 \text{ m}^2 \quad (5.14)$$

e) Pressão total do ventilador, Δp_T

Por definição (conforme as normas ASHRAE (Norma 51-75) e AMCA (Norma 210-74)), a pressão total do ventilador, Δp_T , é a diferença entre a pressão total na saída, p_{TS} , e a pressão total na entrada, p_{TE} , do ventilador, ou seja,

$$\Delta p_T = p_{TS} - p_{TE} = (p_S + p_{dS}) - (p_E + p_{dE}) = p_S + p_{dS} = p_S + p_d \quad (5.15)$$

onde

$$p_S = \rho_{H_2O} g_{local} h_S = \rho_{H_2O} g_{local} h_{cep} \quad (5.16)$$

A pressão estática na saída do ventilador, h_S , é igual à pressão estática na câmara de equalização de pressão, h_{cep} (pressão média na câmara). A pressão total, quando se trata de ventiladores, é dada por $p_T = p + \rho c^2 / 2$, excluindo-se o termo $\rho g z$.

f) Pressão estática do ventilador, p

Por definição (conforme as normas ASHRAE (Norma 51-75) e AMCA (Norma 210-74)), a pressão estática do ventilador, p , é a diferença entre a pressão total, Δp_T , e a pressão dinâmica, p_d , do ventilador. Portanto, a pressão estática do ventilador é a diferença entre a pressão estática na saída, p_s , e a pressão total na entrada, p_{TE} , do ventilador. Em consequência (para a configuração de banco de testes com câmara na saída do ventilador a ser ensaiado), a pressão estática do ventilador, p , é a pressão estática na sua saída (pressão estática na câmara de equalização de pressão). Dessa forma, a pressão estática do ventilador (pressão estática na sua saída) é calculada de acordo com a Equação (5.16).

g) Potência útil (hidráulica) do fluido, Ph

A potência útil, quando se trata de escoamentos puramente incompressíveis, é $Ph = \dot{V} \Delta p_T$. No caso de escoamentos de gases através de ventiladores centrífugos, deve-se considerar o efeito de compressibilidade.

$$Ph = Q \Delta p_T K_p, \quad (5.17)$$

onde K_p é o coeficiente (fator) de compressibilidade dado por

$$K_p = \left[\frac{\ln(1+x)}{x} \right] \left[\frac{z}{\ln(1+z)} \right], \quad (5.18)$$

sendo

$$x = \frac{\Delta p_T}{p_{TE}} = \frac{\Delta p_T}{p_b} \quad (5.19)$$

e

$$z = \left(\frac{k-1}{k} \right) \left(\frac{C_V Pe}{\dot{V} p_{TE}} \right) = \left(\frac{k-1}{k} \right) \left(\frac{C_V Pe}{\dot{V} p_b} \right), \quad C_V = 1 \text{ (no SI de unidades)} \quad (5.20)$$

O valor do expoente isentrópico, k , para o ar foi considerado igual a 1,4.

h) Rendimento (total) do ventilador, η

$$\eta = \frac{Ph}{Pe} \quad (5.21)$$

i) Rendimento estático do ventilador, η_{est}

$$\eta_{est} = \eta \left(\frac{P}{\Delta p_T} \right) \quad (5.22)$$

j) Grandezas globais para a condição-padrão do ar

Para $\eta_I = \eta_{II}$ e $(\text{ponto de operação})_I = (\text{ponto de operação})_{II}$, tem-se, de acordo com a Lei 1 para Ventilador, Jorgensen (1982), para a condição-padrão (índice I) e para a condição de teste o índice II), o seguinte:

$$Q_I = Q_{II} \left(\frac{D_I}{D_{II}} \right)^3 \left(\frac{n_I}{n_{II}} \right) \left(\frac{K_{pI}}{K_{pII}} \right)^{-1} \quad (5.23)$$

$$\Delta p_{TI} = \Delta p_{TII} \left(\frac{D_I}{D_{II}} \right)^2 \left(\frac{n_I}{n_{II}} \right)^2 \left(\frac{\rho}{\rho_I} \right) \left(\frac{K_{pI}}{K_{pII}} \right)^{-1} \quad (5.24)$$

$$Pe_I = Pe_{II} \left(\frac{D_I}{D_{II}} \right)^5 \left(\frac{n_I}{n_{II}} \right)^3 \left(\frac{\rho}{\rho_I} \right) \left(\frac{K_{pI}}{K_{pII}} \right)^{-1} \quad (5.25)$$

$$p_{dI} = p_{dII} \left(\frac{D_I}{D_{II}} \right)^2 \left(\frac{n_I}{n_{II}} \right)^2 \left(\frac{\rho}{\rho_I} \right) \quad (5.26)$$

A relação de coeficientes de compressibilidade é dada por Jorgensen (1982), ou seja,

$$\left(\frac{K_{pI}}{K_{pII}} \right) = \left(\frac{x_{II}}{x_I} \right) \left(\frac{z_I}{z_{II}} \right) \left(\frac{k_I}{k_I - 1} \right) \left(\frac{k_{II} - 1}{k_{II}} \right) \quad (5.27)$$

O coeficiente de elevação de pressão x_{II} é dado por

$$x_{II} = \frac{p_{TII}}{p_{TI}} \quad (5.28)$$

O coeficiente de elevação de temperatura z_{II} é dado por

$$z_{II} = \left(\frac{k_{II} - 1}{k_{II}} \right) \left(\frac{C_V Pe_{II}}{V_{II} p_{TEII}} \right), \quad C_V = 1 \quad (\text{no SI de unidades}) \quad (5.29)$$

O coeficiente de elevação de temperatura z_I (utilizando a Lei 1 para Ventilador, Jorgensen (1982)), é dado por

$$z_I = z_{II} \left(\frac{D_I}{D_{II}} \right)^2 \left(\frac{n_I}{n_{II}} \right)^2 \left(\frac{\rho_I}{\rho_{II}} \right) \left(\frac{p_{TEI}}{p_{TEII}} \right)^{-1} \left(\frac{k_{II}}{k_{II}-1} \right) \left(\frac{k_I-1}{k_I} \right). \quad (5.30)$$

O coeficiente de elevação de pressão x_I (Lei 1 para Ventilador, Jorgensen (1982)) é

$$\ln(1+x_I) = \ln(1+x_{II}) \frac{\ln(1+z_I)}{\ln(1+z_{II})} \left(\frac{k_I}{k_I-1} \right) \left(\frac{k_{II}-1}{k_{II}} \right) \quad (5.31)$$

e

$$x_I = e^{\ln(1+x_I)} - 1 \quad (5.32)$$

Os expoentes isentrópicos k_I e k_{II} podem ser calculados da informação sobre os dois gases envolvidos. Se os dois gases são os mesmos, as duas relações que contêm tais coeficientes naturalmente se cancelam.

5.5 VALORES DAS GRANDEZAS MEDIDAS

As Tabelas B.1 até B.11 apresentam os valores medidos para os diversos ventiladores centrífugos ensaiados. Todos os testes foram realizados no Laboratório de Ventiladores – *LabVent* do IEM – UNIFEI para rotação do ventilador, n , no intervalo de $3000^{\pm 3}$ rpm.

5.6 CÁLCULO DAS INCERTEZAS DAS GRANDEZAS GLOBAIS

Em se tratando de medidas indiretas, uma determinada grandeza genérica, G , representada por $G = \bar{G} + \Delta G$, é uma função de outras grandezas $g_i = \bar{g}_i + \Delta g_i$ (medidas direta ou indiretamente) resultando numa propagação de incertezas. \bar{G} e \bar{g} são as grandezas

médias 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 por

$$\Delta^* G = \frac{\Delta G}{G} = \pm \sqrt{\left[\left(\frac{\partial(\ln G)}{\partial(\ln g_1)} \right) \left(\frac{\Delta g_1}{g_1} \right) \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial(\ln G)}{\partial(\ln g_2)} \right) \left(\frac{\Delta g_2}{g_2} \right) \right]^2 + \dots + \left[\left(\frac{\partial(\ln G)}{\partial(\ln g_n)} \right) \left(\frac{\Delta g_n}{g_n} \right) \right]^2}. \quad (5.33)$$

A equação (5.33) aplica-se, isoladamente, em cálculos de incertezas sistemáticas ou estatísticas de medidas indiretas. Quando ambas são combinadas, uma decisão arbitrária deve ser tomada sobre a formação de um intervalo de incerteza total que, 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

$$\Delta^* G_T = \pm \sqrt{(\Delta^* G_S)^2 + (\Delta^* G_E)^2}. \quad (5.34)$$

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 percentuais são escritos, separadamente, na forma de incertezas combinada (total) e estatística, isto é,

$$\left. \begin{array}{ll} \text{Grandeza} & G = \dots \\ \text{Incerteza (total)} & \Delta^* G_T = \sqrt{(\Delta^* G_S)^2 + ((\Delta^* G_E)_{95})^2} = \dots \% \\ \text{Incerteza estatística} & \Delta^* G_E = (\Delta^* G_E)_{95} = \dots \% \end{array} \right\}. \quad (5.35)$$

Quando envolver incertezas sistemáticas e estatísticas numa mesma grandeza, calcula-se, separadamente, cada tipo de incerteza pela equação (5.33) e, depois, obtém-se a incerteza total de acordo com (5.34).

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 Figliola e Beasley (1991). Incertezas de constantes físicas ou mesmo irracionais como, por exemplo, g_{local} e R_{ar} , também foram consideradas (uma vez que seu valor real não é conhecido), mesmo sabendo-se que a sua contribuição na incerteza total possa ser desprezível.

No Capítulo 6, são apresentados os valores experimentais de diversas grandezas globais (Itens 6.1 até 6.7) com suas respectivas incertezas indicadas conforme (5.35), Item 6.8.

Capítulo 6

RESULTADOS EXPERIMENTAIS E COMENTÁRIOS

Os testes foram realizados em laboratório para onze ventiladores centrífugos. Cada rotor sem e com pás auxiliares foi colocado numa mesma voluta de um ventilador centrífugo projetado para uma rotação específica, n_{qA} , igual a 150 (FINEP/EFEI (1981)). A seção meridional de todos os rotores é a mesma (Apêndice A). Uma seção transversal (para rotor convencional) está apresentada no Apêndice A. Todas as pás (principais e auxiliares) são de formato em arco de círculo.

Dois rotores têm apenas pás principais (rotores convencionais) de 4 e 8 pás. Dos outros nove (rotores com pás auxiliares), três têm fator de raio, $Fr = 0,20, 0,50$ e $0,80$ e as pás auxiliares foram posicionadas circunferencialmente em relação à superfície de sucção das pás principais em três fatores de ângulo, $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$ (Figura 1.1, (a1) a (a.9)). Os resultados experimentais são apresentados para seis grandezas globais dos ventiladores centrífugos com rotor sem e com pás auxiliares: 1) pressão total do ventilador, Δp_T , 2) pressão estática do ventilador, Δp_{est} , 3) potência hidráulica (potência útil do fluido), Ph , 4) potência de eixo, Pe , 5) rendimento total, η_T , e 6) rendimento estático, η_{est} .

A rotação de todos os ventiladores foi estabelecida no intervalo $3000^{\pm 3}$ rpm. As pás auxiliares são seccionadas (As) e suas arestas de entrada são paralelas ao eixo do rotor. Todas as grandezas globais calculadas a partir das grandezas medidas foram convertidas em grandezas globais para condição-padrão (Item 5.4) representadas pelo subscrito I .

6.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS PARA A PRESSÃO TOTAL DOS VENTILADORES CENTRÍFUGOS

As Figuras 6.1, 6.2 e 6.3 apresentam a pressão total do ventilador centrífugo, Δp_{T_I} , com 4 pás principais e 4 pás auxiliares com fatores de raio $Fr = 0,20, 0,50$ e $0,08$, respectivamente, e fatores de ângulo $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$, em comparação com os rotores convencionais de 4 e 8 pás principais. Observa-se (Figura 6.4) que, à medida que o valor de Fr aumenta, os valores Δp_{T_I} aumentam em relação ao ventilador centrífugo com rotor convencional de 4 pás principais. Se $Fr = 0,20$ (Figura 6.1), os valores de Δp_{T_I} ficam muitos próximos dos valores de Δp_{T_I} para o rotor convencional de 4 pás principais, quase que independentemente do Fa , pelo fato de as pás auxiliares serem muitas curtas. Por outro lado (Figura 6.3), se $Fr = 0,80$, os valores de Δp_{T_I} são mais próximos dos valores de Δp_{T_I} para o rotor convencional de 8 pás principais, mas já tem um boa dependência do Fa , pelo fato de as pás auxiliares serem mais longas. Esses resultados estão em coerência com o que é sabido: o aumento do número de pás (neste caso, de pás auxiliares) aumenta a pressão total até certo limite, mas depois diminui.

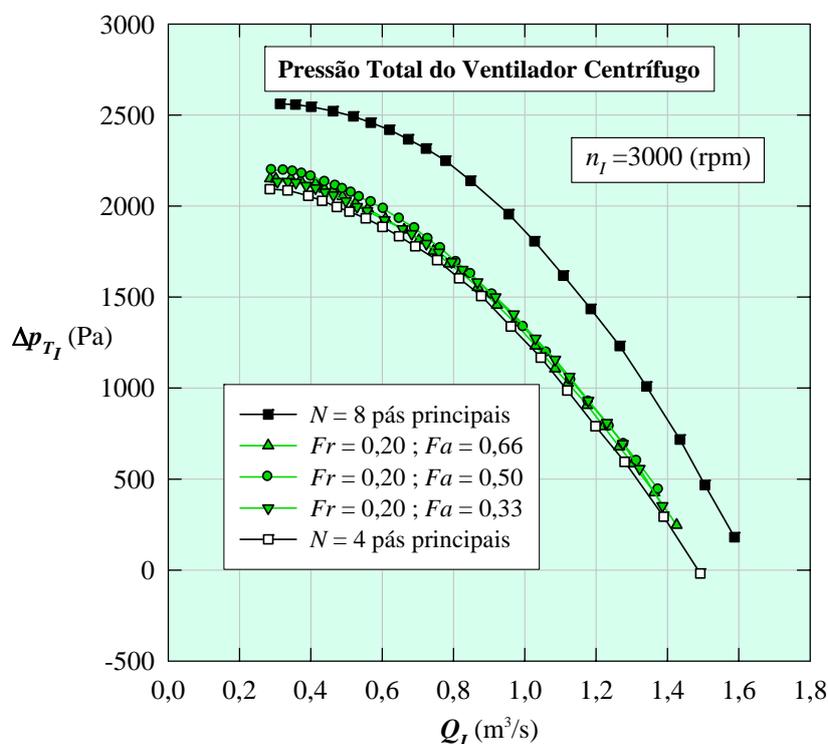


Figura 6.1 Pressão total do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr = 0,20$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)

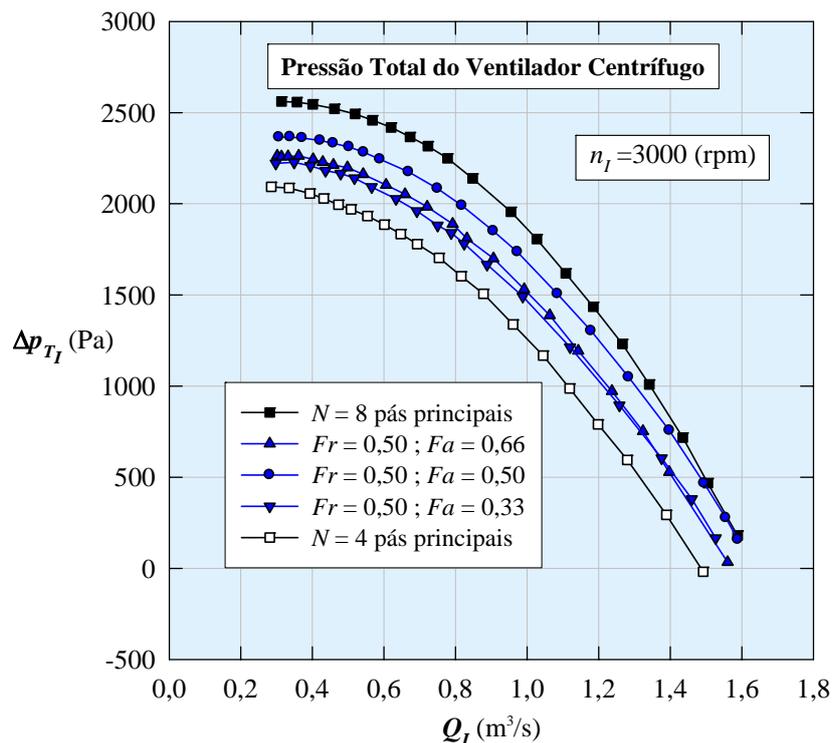


Figura 6.2 Pressão total do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr = 0,50$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)

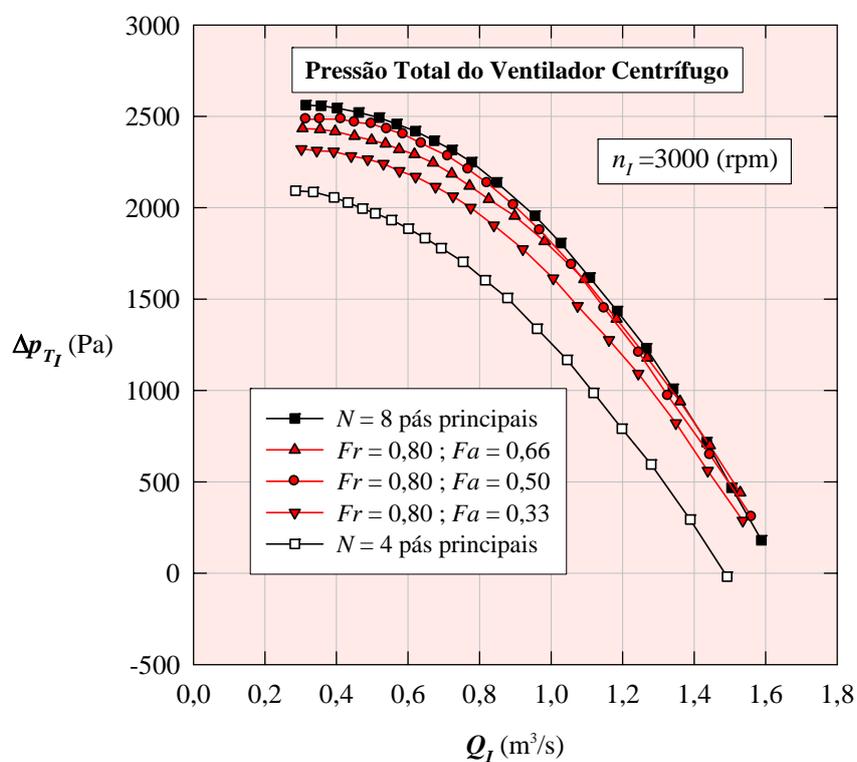


Figura 6.3 Pressão total do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr = 0,80$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)

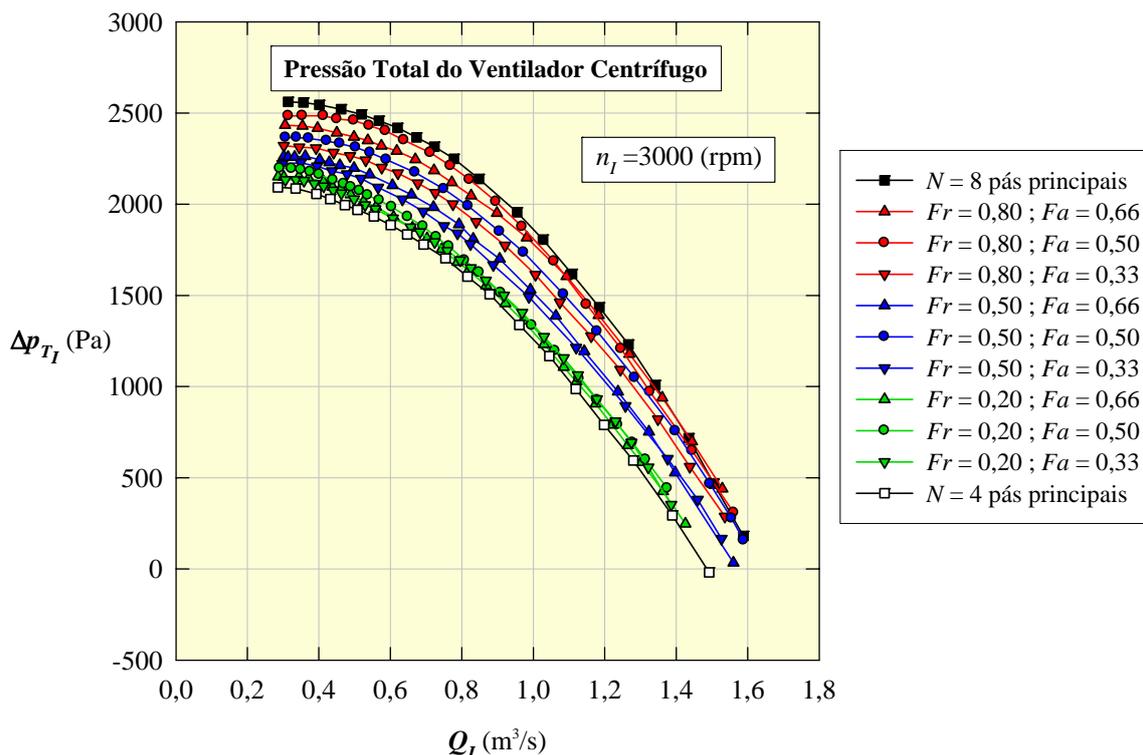


Figura 6.4 Pressão total do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares e rotores convencionais

Para todos os rotores analisados, os maiores valores de Δp_{T_I} foram para $Fa = 0,50$ em comparação com os outros valores de Fa , ou seja, as pás auxiliares estão posicionadas equidistantes das pás principais. Esses valores são maiores para $Fr = 0,50$, sugerindo que, além das pás auxiliares serem posicionadas equidistantes das pás principais, elas também devem ter um comprimento correspondentes à metade das pás principais, pelos menos na faixa de Fr e Fa analisados neste trabalho. Naturalmente, mais investigações devem ser feitas. Por exemplo, mesmo que se mantenha a geometria da seção meridional do rotor, e mesmo que se tenha os mesmos ângulos de entrada e saída das pás, o formato das pás e a geometria da sua espessura (tanto principais com auxiliares) podem alterar, numa escala maior ou menor, a tendência observada acima.

Observa-se também, que os menores valores de Δp_{T_I} foram para $Fa = 0,33$ em comparação com os outros valores de Fa , ou seja, as pás auxiliares estão posicionadas mais próximas do lado de sucção (intradorso) das pás principais. Porém, esses valores são maiores para $Fr = 0,80$ do que para $Fr = 0,20$ e $Fa = 0,50$.

Por fim, nota-se (Figura 6.4) que os valores de Δp_{T_I} para $Fr = 0,50$ e $Fa = 0,33$ são maiores que aqueles para $Fr = 0,80$ e $Fa = 0,33$.

6.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS PARA A PRESSÃO ESTÁTICA DOS VENTILADORES CENTRÍFUGOS

As observações descritas no Item 6.1 são válidas para este item. Por definição (conforme as normas ASHRAE (Norma 51-75) e AMCA (Norma 210-74)), a pressão dinâmica do ventilador, p_d , Equação (5.13), é a pressão correspondente à velocidade média do ar na saída do ventilador. Nota-se, pela Equação (5.13), que a pressão dinâmica depende da área de saída do ventilador centrífugo, A_s , da massa específica (densidade) do fluido, ρ_{ar} , operado por ele e da vazão volumétrica, Q , do ventilador. Como A_s , Equação (5.14) é fixa, e ρ_{ar} varia muito pouco (o ventilador é uma turbomáquina hidráulica, portanto, o escoamento no seu interior é considerado incompressível) a pressão dinâmica do ventilador, p_d , varia com o quadrado da vazão. Então, de acordo com a Equação (5.15), a pressão estática do ventilador, $p = p_{est}$, é igual à diferença entre a pressão total do ventilador, Δp_T , e a pressão dinâmica do ventilador, p_d . Portanto, o comportamento da pressão estática do ventilador segue a mesma tendência da respectiva pressão total para cada ventilador analisado no Item 6.1.

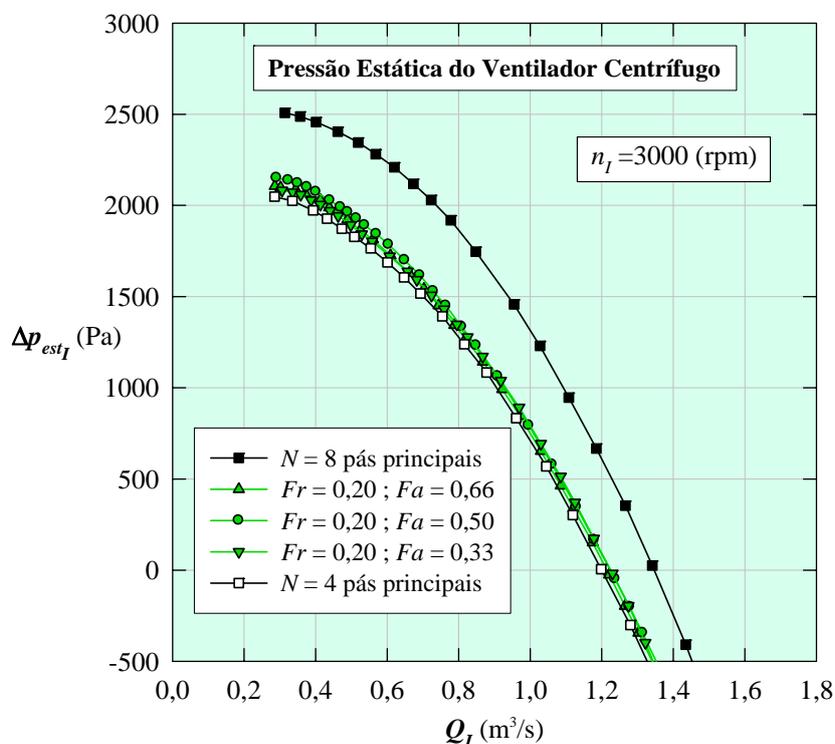


Figura 6.5 Pressão estática do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr = 0,20$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)

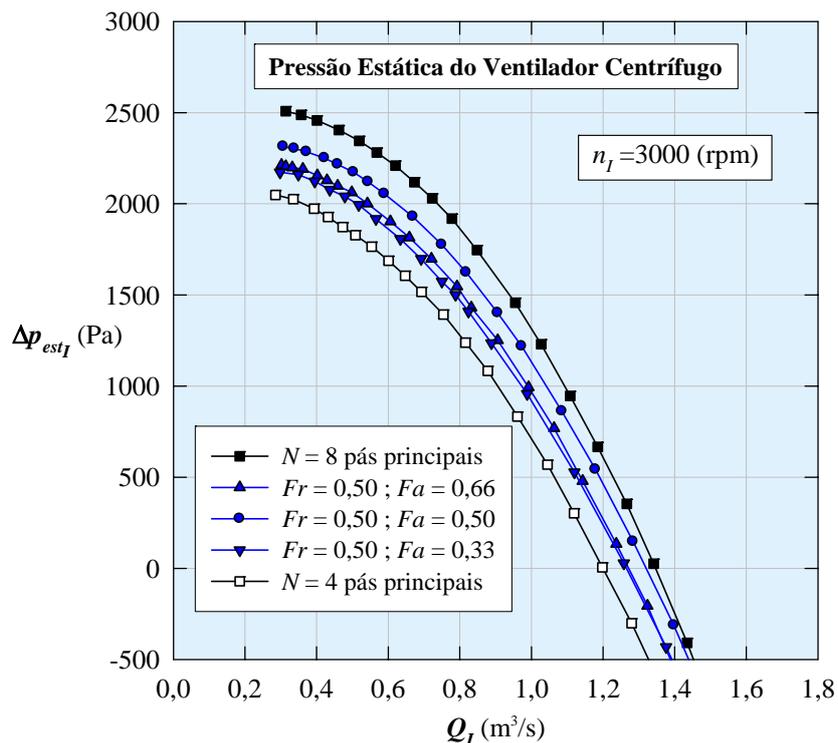


Figura 6.6 Pressão estática do ventilador centrífugo em função da vazão para rotors com pás auxiliares ($Fr = 0,50$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotors convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)

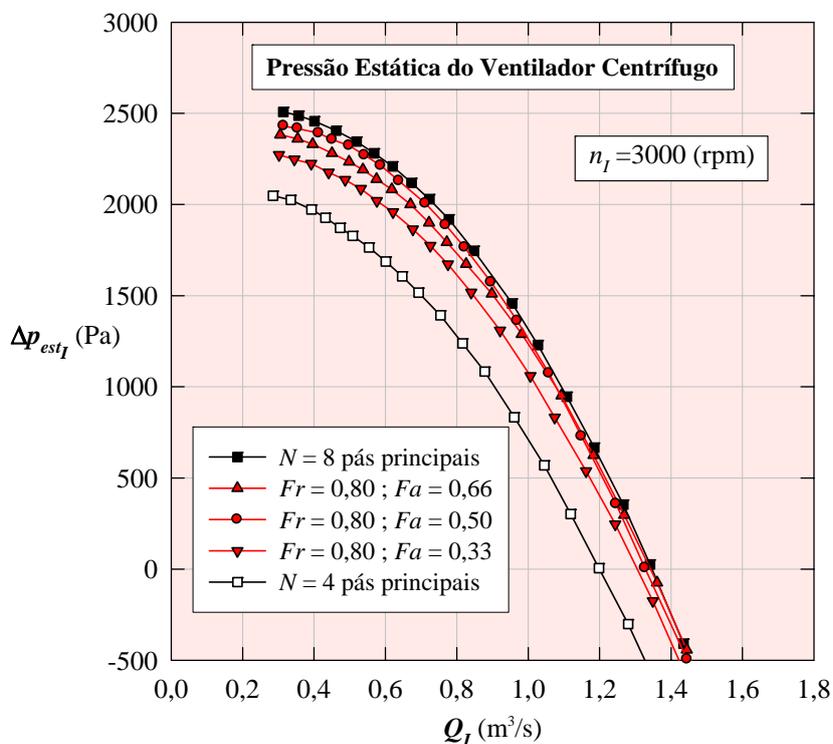


Figura 6.7 Pressão estática do ventilador centrífugo em função da vazão para rotors com pás auxiliares ($Fr = 0,80$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotors convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)

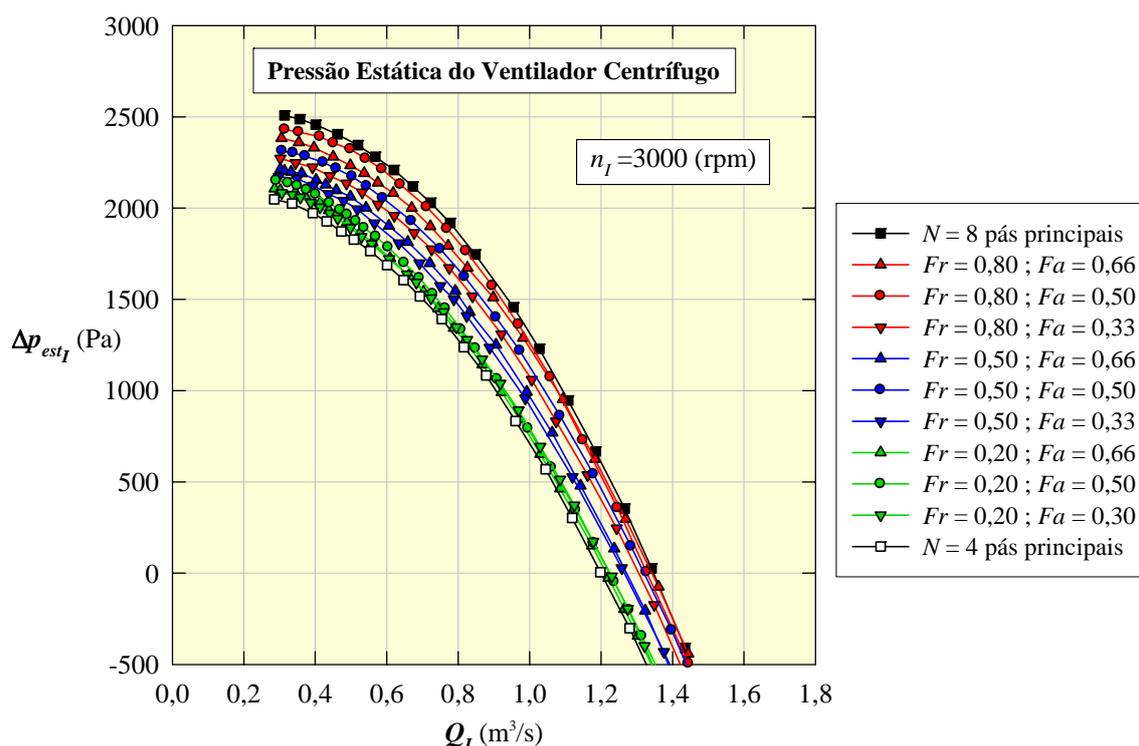


Figura 6.8 Pressão estática do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares e rotores convencionais

6.3 RESULTADOS EXPERIMENTAIS PARA A POTÊNCIA DE EIXO DOS VENTILADORES CENTRÍFUGOS

Para o ventilador com pás auxiliares com $Fr = 0,20$ (Figuras 6.9 e 6.12), a potência de eixo, Pe_I , é um pouco maior e segue a mesma tendência apresentada pelo rotor convencional com 4 pás, para a faixa de vazões inferiores à vazão ótima ($\approx 0,78 \text{ m}^3/\text{s}$), independentemente do Fa . Para vazões maiores que a ótima, o ventilador com pás auxiliares não segue a mesma tendência acima e diverge (as potências de eixo são maiores) daquela correspondente ao rotor convencional de 4 pás.

Para o ventilador com pás auxiliares com $Fr = 0,50$ (Figura 6.10), a potência de eixo, Pe_I , segue a mesma tendência apresentada pelos rotores convencionais com 4 e 8 pás, para a faixa de vazões inferiores à vazão ótima ($\approx 0,85 \text{ m}^3/\text{s}$), mas depende do Fa . Os maiores valores de Pe_I foram para $Fa = 0,50$. Também, para vazões maiores que a ótima, os ventiladores com pás auxiliares apresentaram potências de eixo maiores.

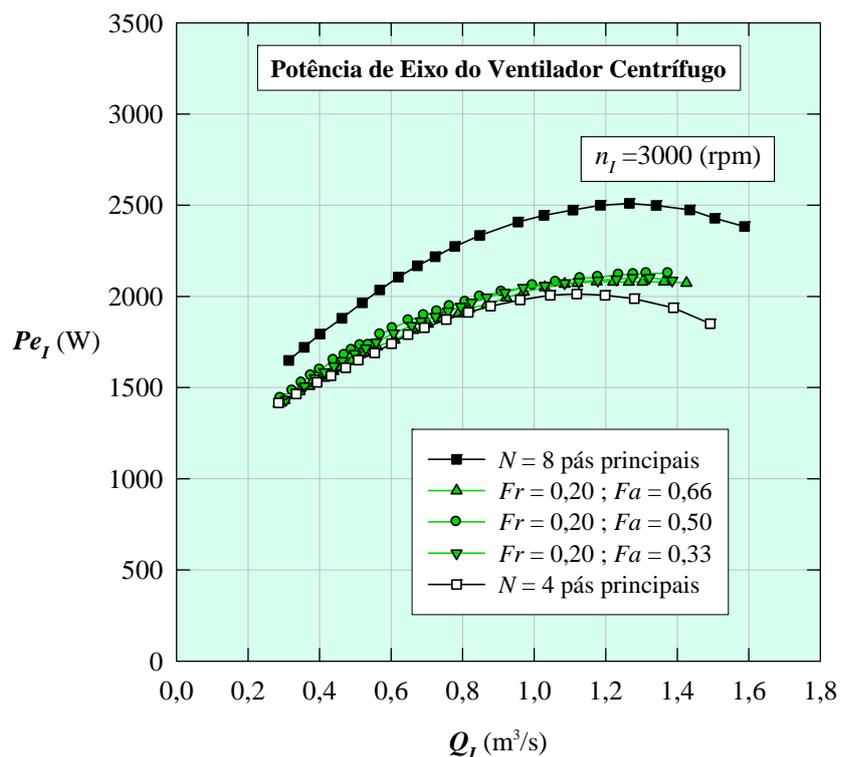


Figura 6.9 Potência de eixo do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr = 0,20$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)

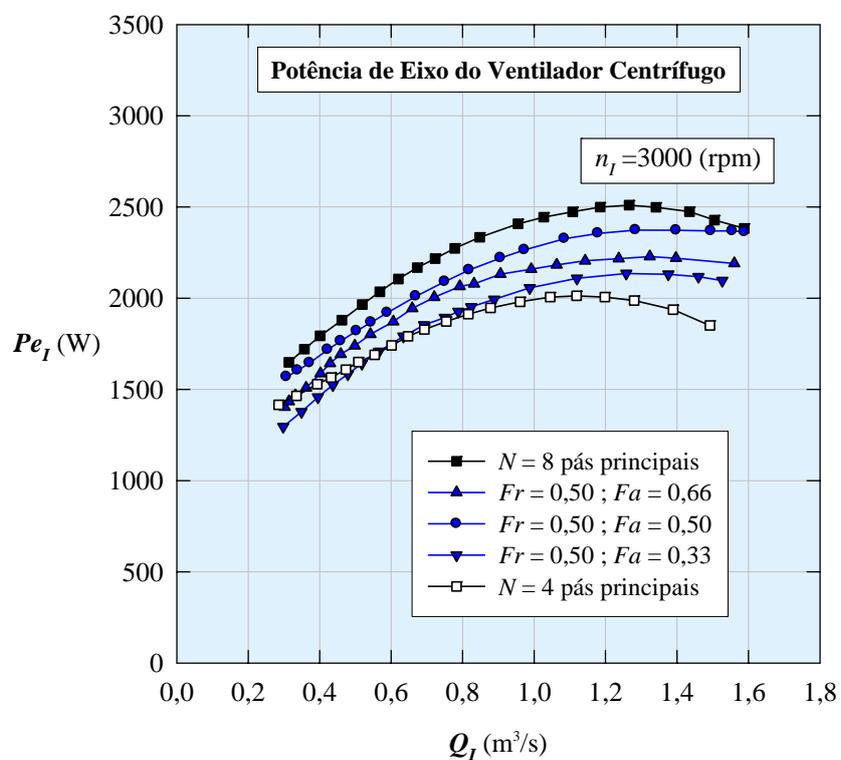


Figura 6.10 Potência de eixo do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr = 0,50$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)

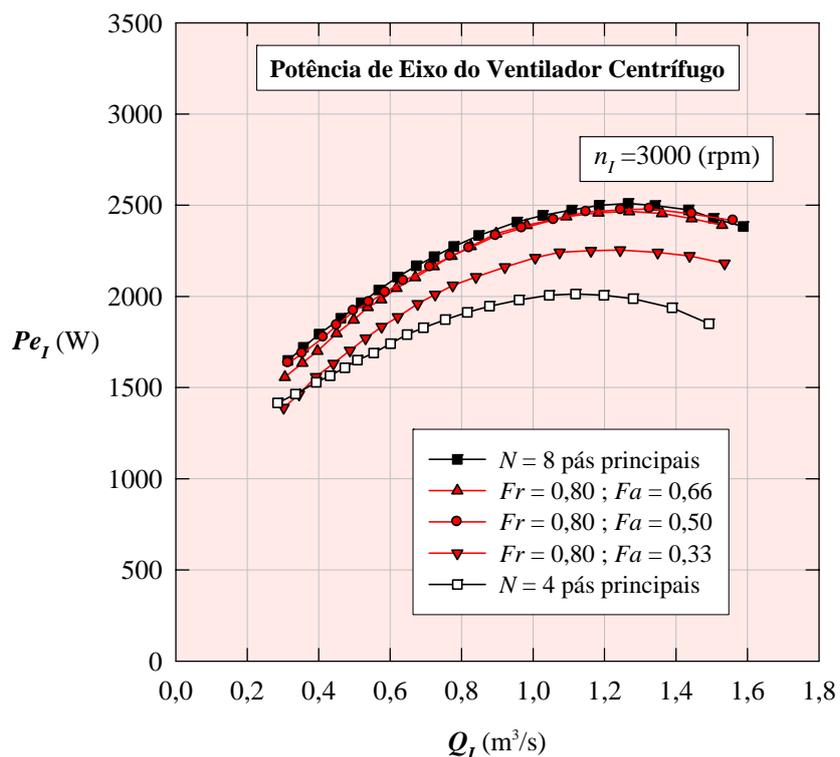


Figura 6.11 Potência de eixo do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr = 0,80$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)

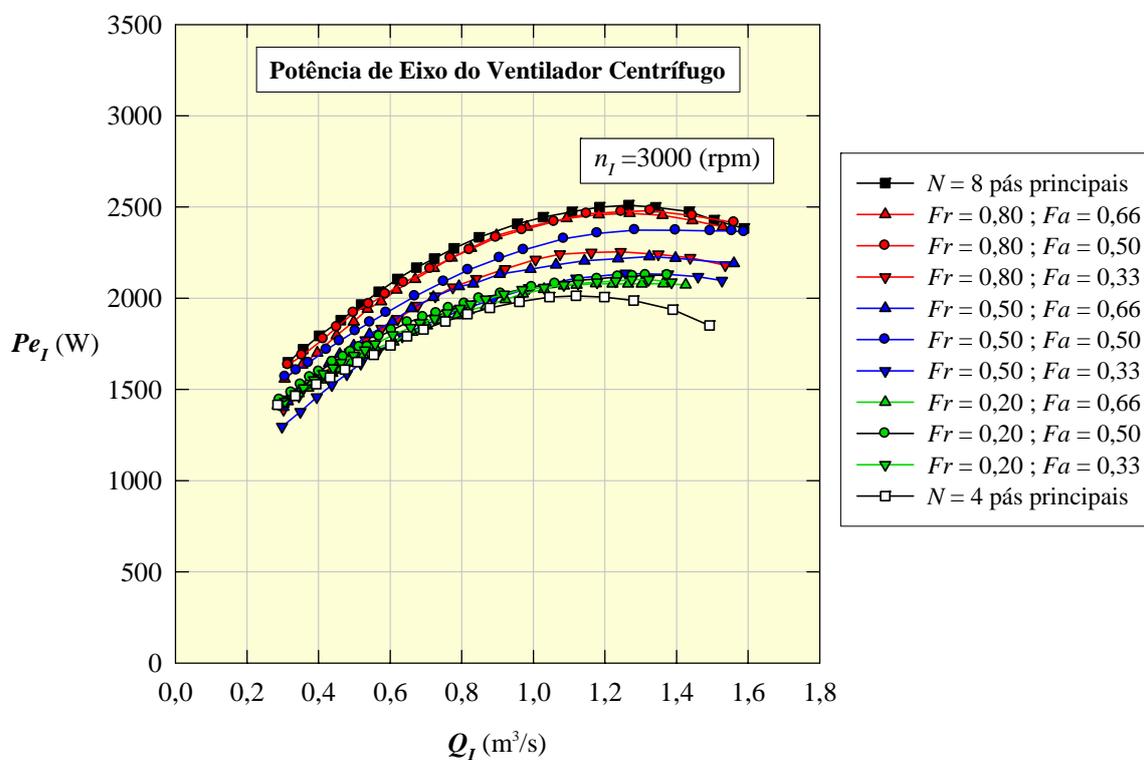


Figura 6.12 Potência de eixo do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares e rotores convencionais

As características descritas anteriormente se devem ao ângulo de incidência tanto nas pás principais como nas pás auxiliares, para vazões maiores que as vazões ótimas.

Para o ventilador com pás auxiliares com $Fr = 0,80$ (Figura 6.11), a potência de eixo, Pe_I , segue a mesma tendência apresentada pelo rotor convencional com 8 pás, para $Fa = 0,50$ e $0,66$, e os valores são muito próximos daqueles para o rotor convencional. Porém, os valores de Pe_I para $Fa = 0,33$ são menores que aqueles para $Fa = 0,50$ e $0,66$, o que implica num menor consumo de energia.

6.4 RESULTADOS EXPERIMENTAIS PARA A POTÊNCIA HIDRÁULICA DOS VENTILADORES CENTRÍFUGOS

Como é sabido, a potência hidráulica (potência útil do fluido), Ph , é o produto da vazão volumétrica, Q , pela pressão total, Δp_T , do ventilador. Portanto, os comentários do Item 6.1 são aplicados nas análises das Figuras 6.13 até 6.16 para a potência hidráulica.

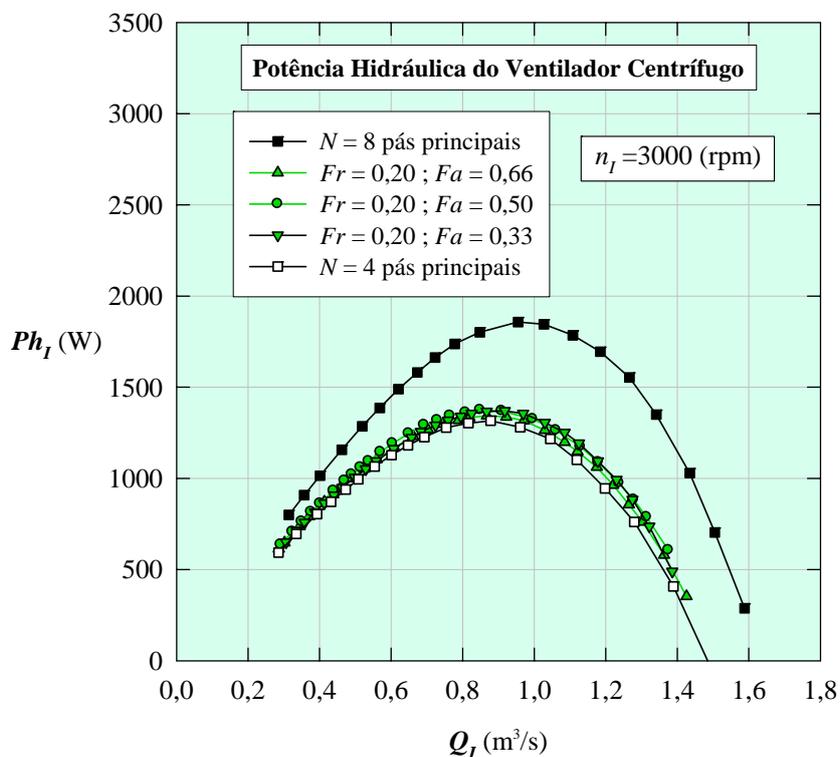


Figura 6.13 Potência hidráulica do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr=0,20$ e $Fa=0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N=4$ e $N=8$)

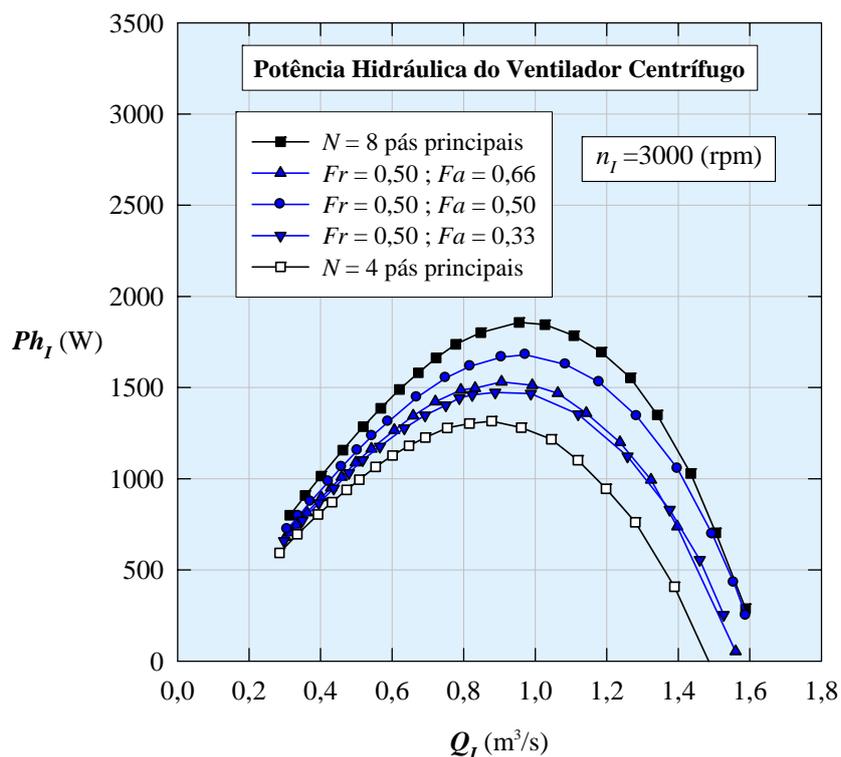


Figura 6.14 Potência hidráulica do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr=0,50$ e $Fa=0,33$, $0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N=4$ e $N=8$)

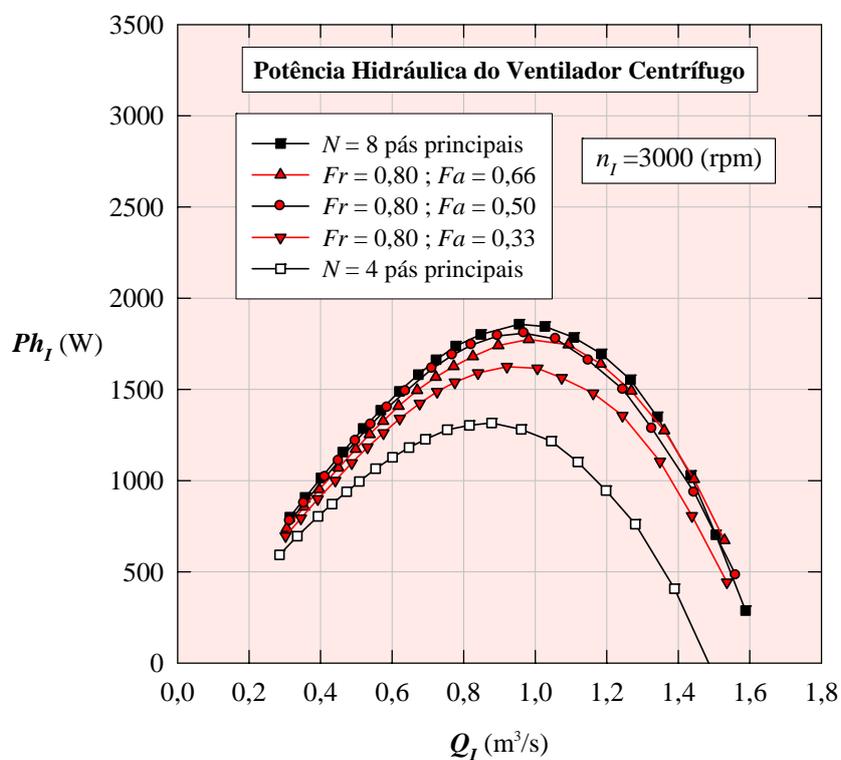


Figura 6.15 Potência hidráulica do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr=0,80$ e $Fa=0,33$, $0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N=4$ e $N=8$)

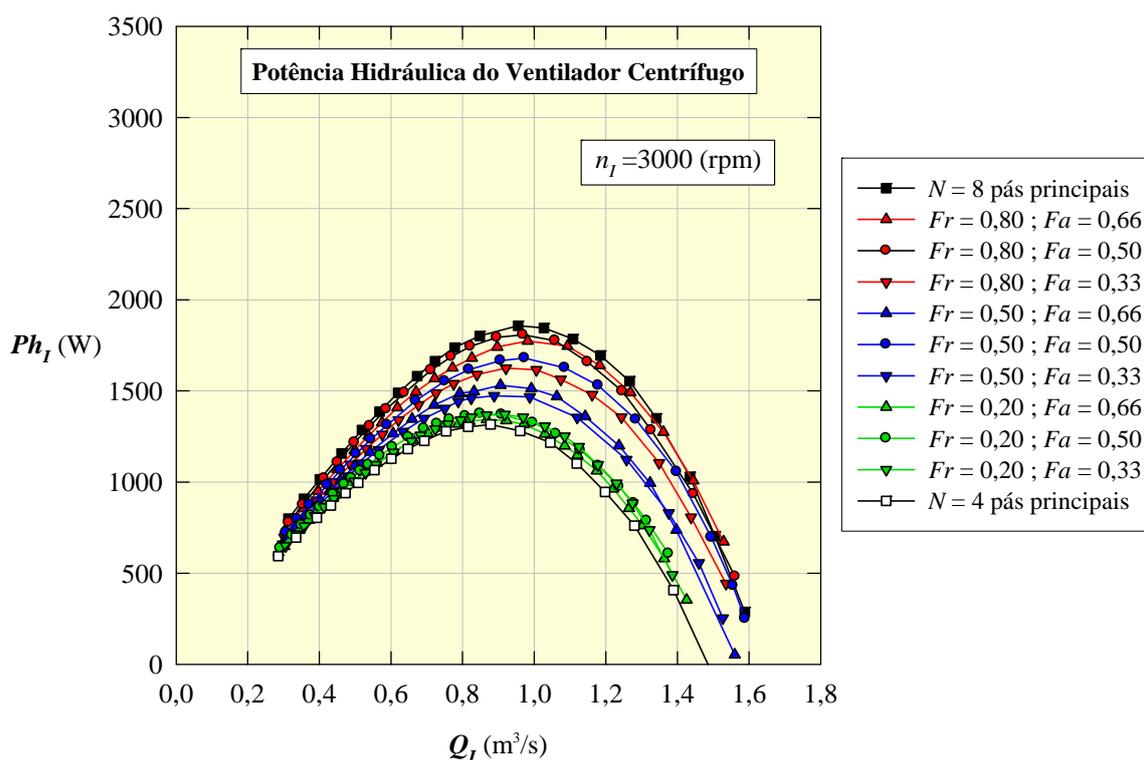


Figura 6.16 Potência hidráulica do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares e rotores convencionais

6.5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS PARA O RENDIMENTO TOTAL DOS VENTILADORES CENTRÍFUGOS

Para o ventilador com pás auxiliares com $Fr = 0,20$ (Figuras 6.17 e 6.20), o rendimento total, η_T , é um pouco maior que aquele do rotor convencional com 4 pás, para toda a faixa de vazões analisadas, independentemente do Fa . Como comentado anteriormente, a inserção de pás auxiliares (mesmo com comprimentos muito pequenos, como é o caso para $Fr = 0,20$) na periferia externa do rotor uniformiza melhor o escoamento na saída do rotor.

Essa uniformização, associada a um maior comprimento das pás auxiliares, como são os casos para $Fa = 0,50$ e $0,80$ (Figuras 6.18 e 19), permite uma melhor condução (o fluido é melhor guiado) do fluido operado pelo ventilador, mesmo com um aumento da superfície das pás, que faz aumentar o atrito viscoso. Nas análises feitas neste trabalho (Figura 6.20), os maiores rendimentos totais foram alcançados para $Fa = 0,50$. Observa-se também que, à medida que Fr aumenta os valores do rendimento total vão se aproximando dos valores correspondente ao rotor convencional de 8 pás.

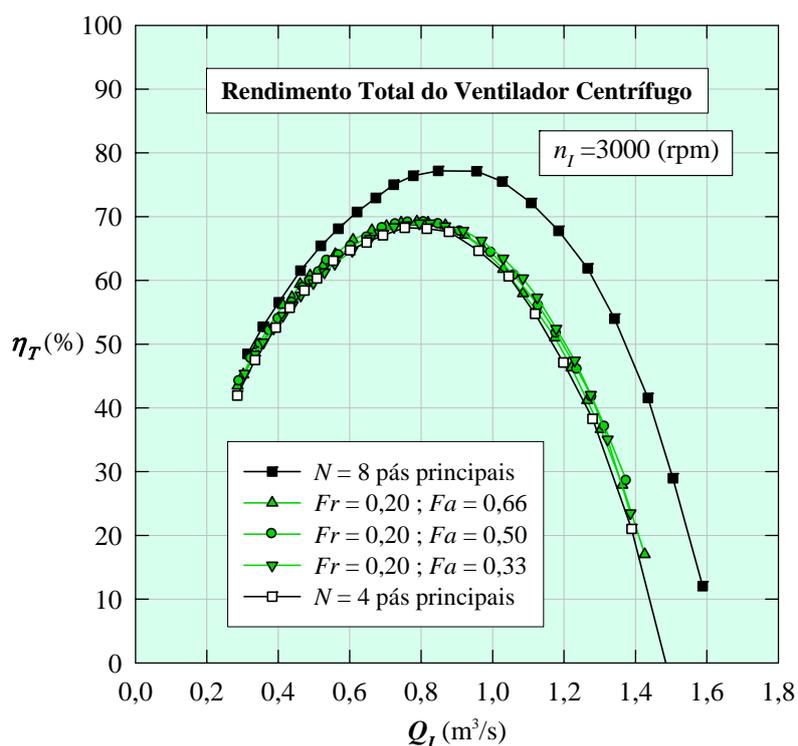


Figura 6.17 Rendimento total do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr = 0,20$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)

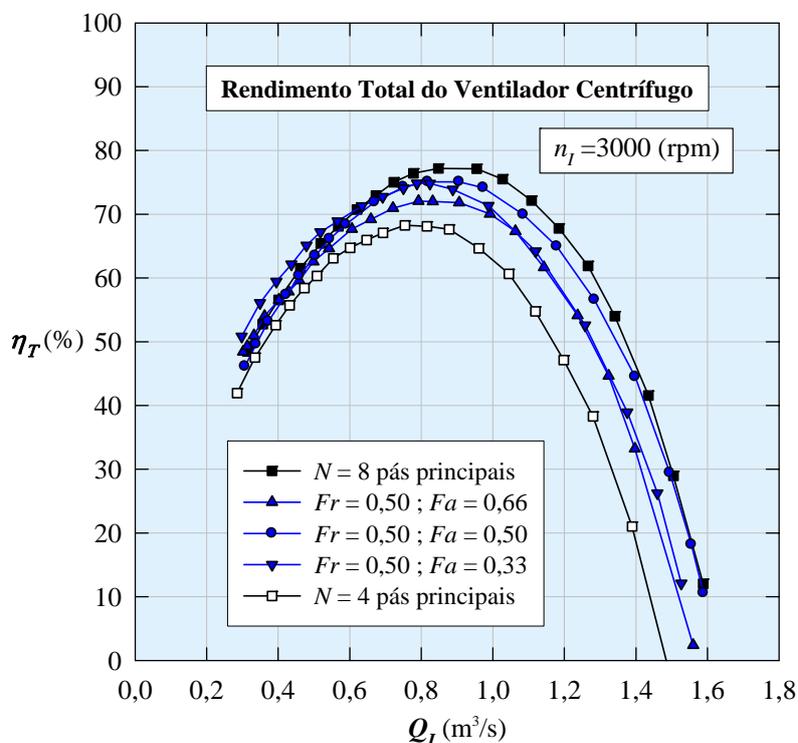


Figura 6.18 Rendimento total do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr = 0,50$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)

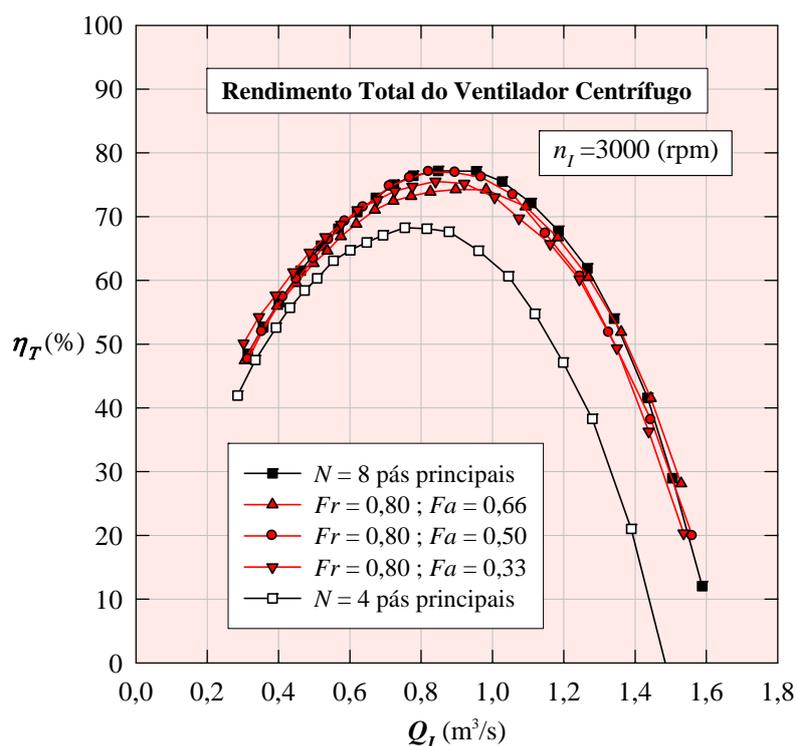


Figura 6.19 Rendimento total do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr = 0,80$ e $Fa = 0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N = 4$ e $N = 8$)

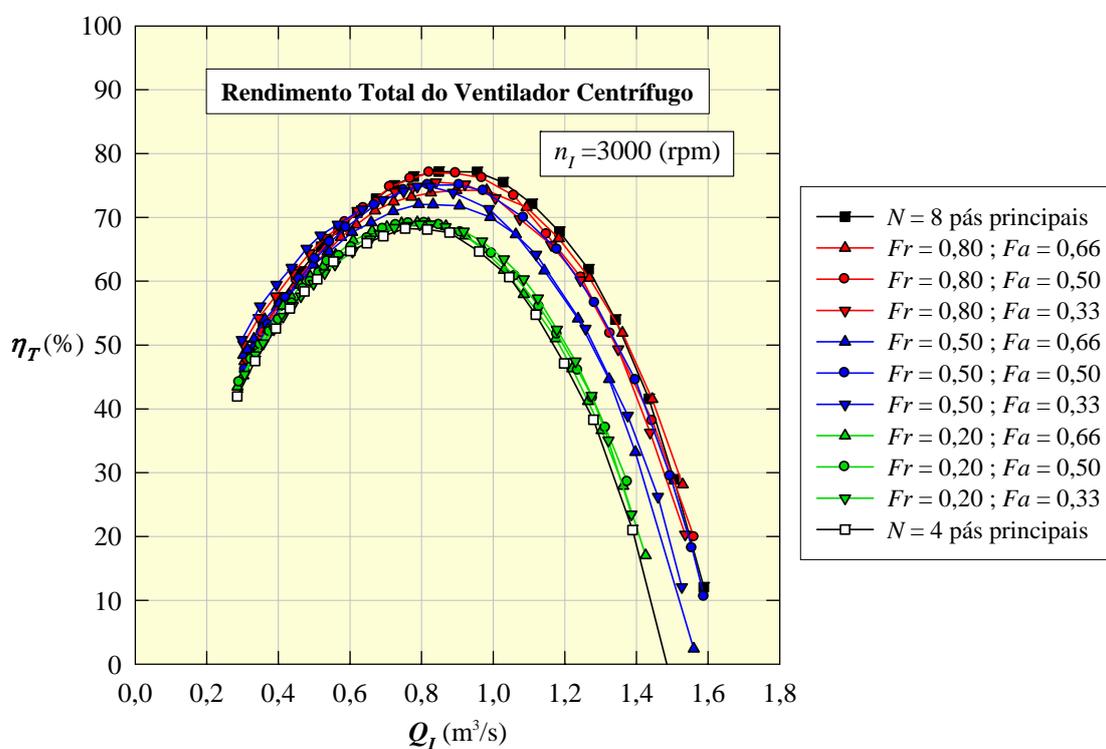


Figura 6.20 Rendimento total do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares e rotores convencionais

Para o ventilador com pás auxiliares com $Fr = 0,50$ (Figuras 6.18 e 6.20), e numa faixa estreita próxima ao rendimento total ótimo, os valores de η_T para $Fa = 0,33$ e $0,50$ são muito próximos. Porém, os valores de η_T para $Fa = 0,50$ são maiores que aqueles para $Fa = 0,33$ em toda faixa de valores de vazão maiores que a vazão ótima. Sob este aspecto, a inserção de pás auxiliares com $Fr = 0,50$ e $Fa = 0,50$ é a melhor opção quando o ventilador opera com vazões maiores que a vazão ótima.

6.6 RESULTADOS EXPERIMENTAIS PARA O RENDIMENTO ESTÁTICO DOS VENTILADORES CENTRÍFUGOS

O rendimento estático, η_{est} , está relacionado ao rendimento total, η , à pressão estática $p = p_{est}$ e à pressão total, Δp_T , pela Equação (5.22). Portanto, os comentários do Item 6.5 são aplicados nas análises das Figuras 6.21 até 6.24 para o rendimento estático.

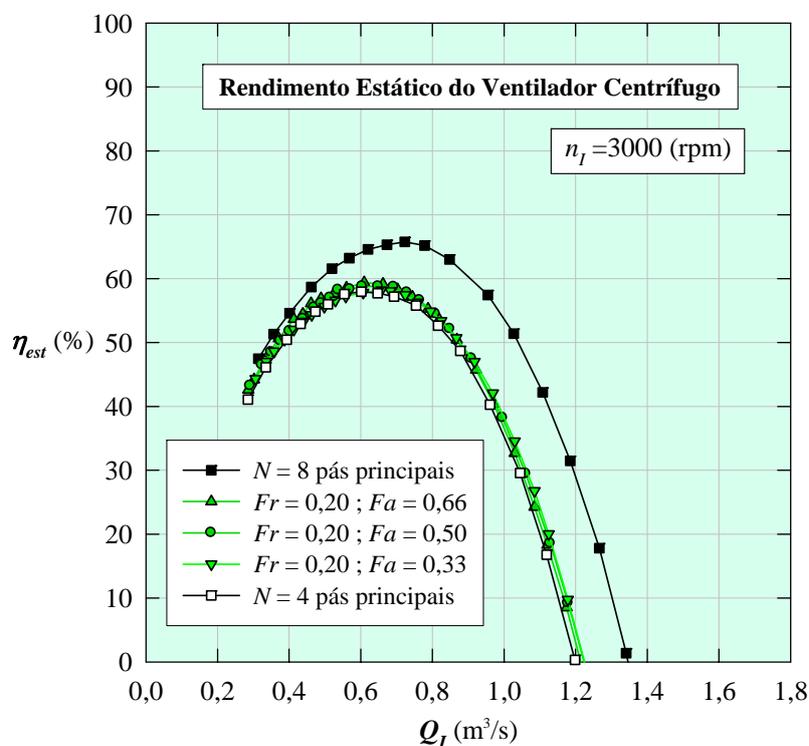


Figura 6.21 Rendimento estático do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr=0,20$ e $Fa=0,33, 0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N=4$ e $N=8$)

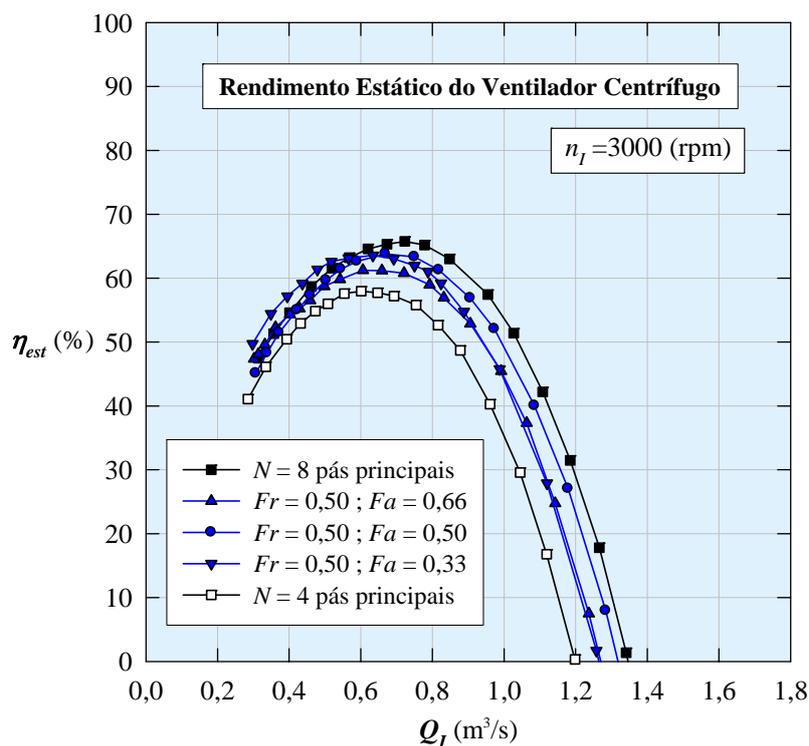


Figura 6.22 Rendimento estático do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr=0,50$ e $Fa=0,33$, $0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N=4$ e $N=8$)

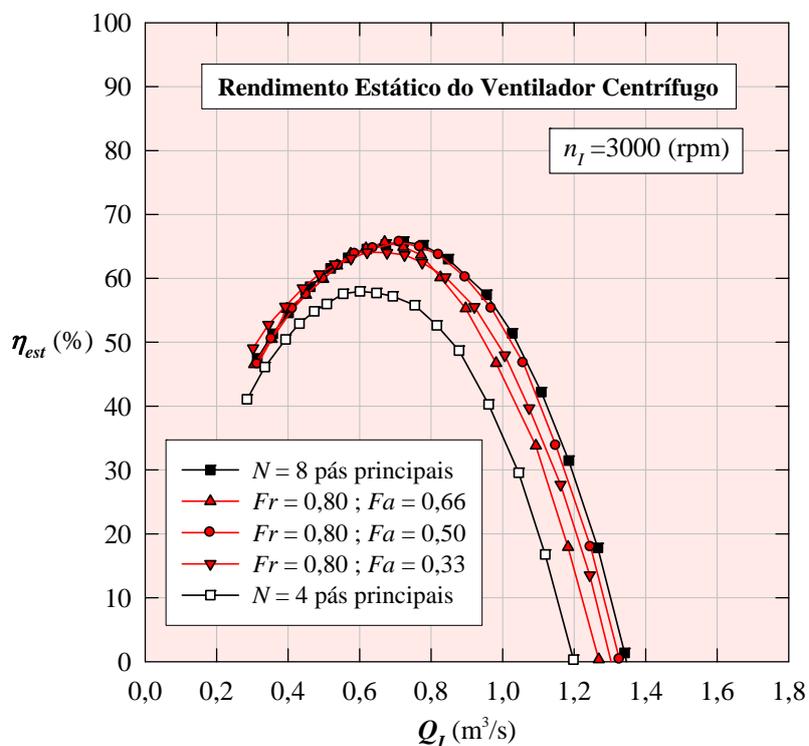


Figura 6.23 Rendimento estático do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares ($Fr=0,80$ e $Fa=0,33$, $0,50$ e $0,66$) e rotores convencionais ($N=4$ e $N=8$)

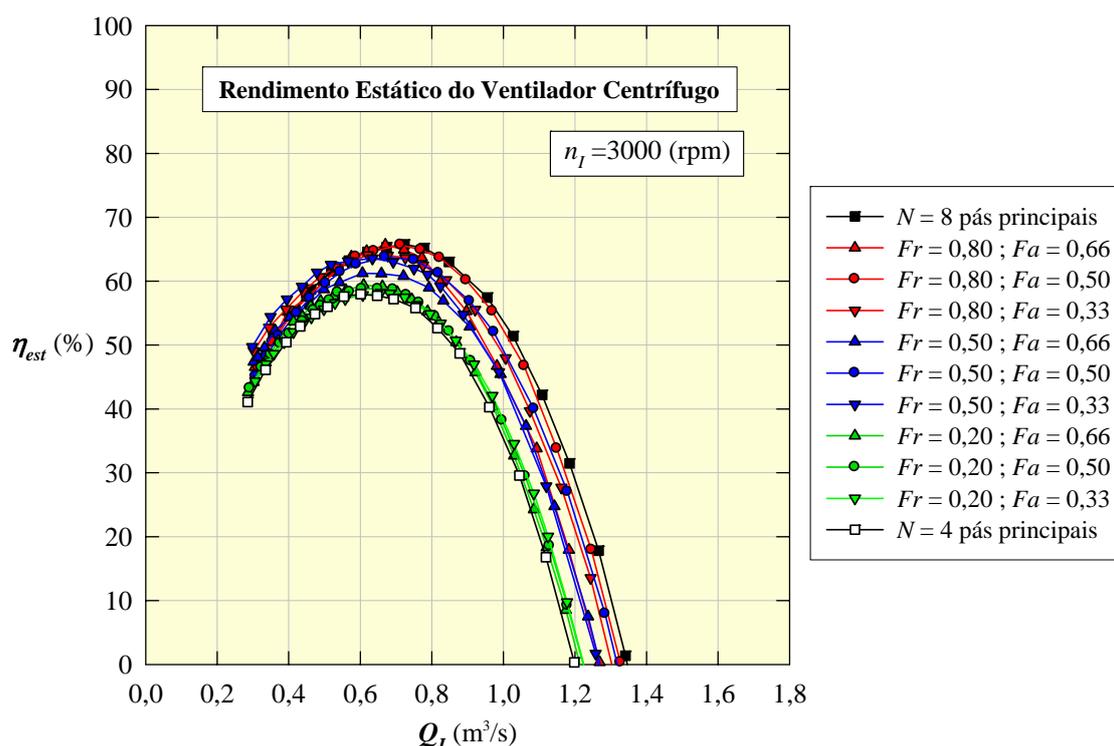


Figura 6.24 Rendimento estático do ventilador centrífugo em função da vazão para rotores com pás auxiliares e rotores convencionais

6.7 CARACTERÍSTICAS DE DESEMPENHO EXPERIMENTAIS DOS VENTILADORES CENTRÍFUGOS

As Figuras 6.25 até 6.35 apresentam diversas curvas de desempenho aerodinâmico dos 11 ventiladores centrífugos analisados. Essas curvas foram apresentadas de forma isolada nos Itens 6.1 até 6.5. Observa-se a boa qualidade dos resultados, em parte, devida à precisão da instrumentação (Item 5.1) utilizada e aos cuidados na realização dos ensaios.

Observa-se que, à medida que a vazão diminui as pressões total e estática vão se aproximando e tendem a se igualarem para a vazão nula. Devido não só à folga inerente à válvula de controle de vazão (válvula tipo borboleta), mas também à própria característica da curva de pressão total que tende a apresentar inclinação positiva, limitando a faixa de operação em baixas vazões (limite de bombeamento), não foi possível obter vazão nula.

Nota-se também que as curvas que representam Δp_{TI} , Ph_I e η_{TI} se cruzam muito próximas para o valor nulo de Δp_{TI} , indicando a boa qualidade dos resultados experimentais.

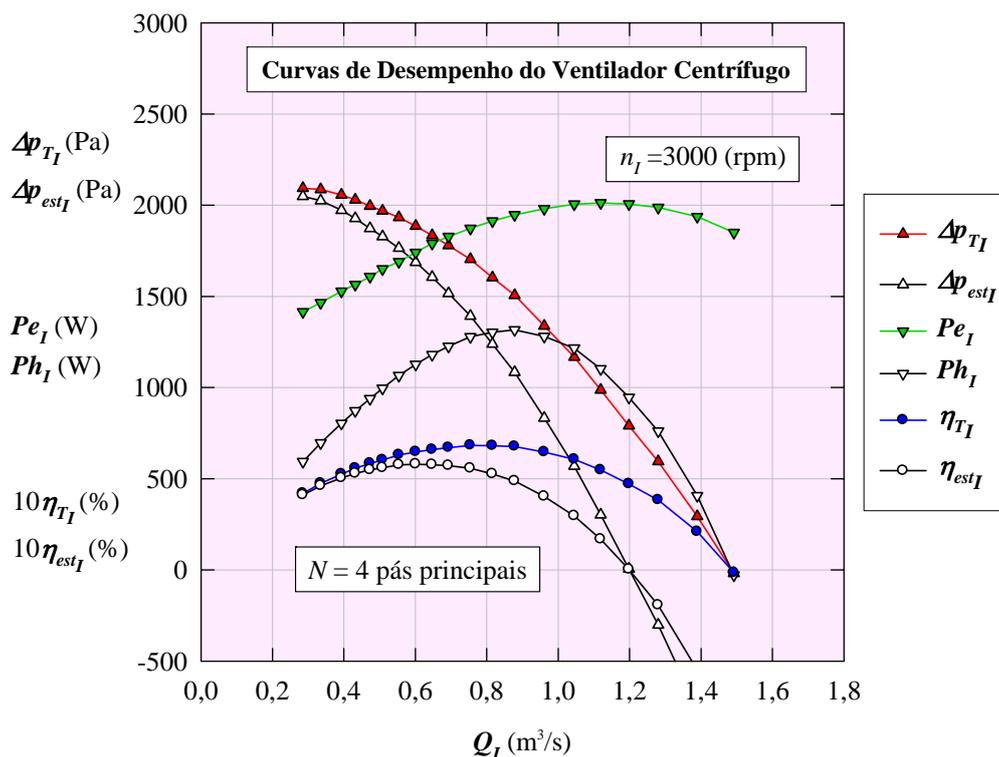


Figura 6.25 Curvas de desempenho do ventilador centrífugo em função da vazão para o rotor convencional com 4 pás principais

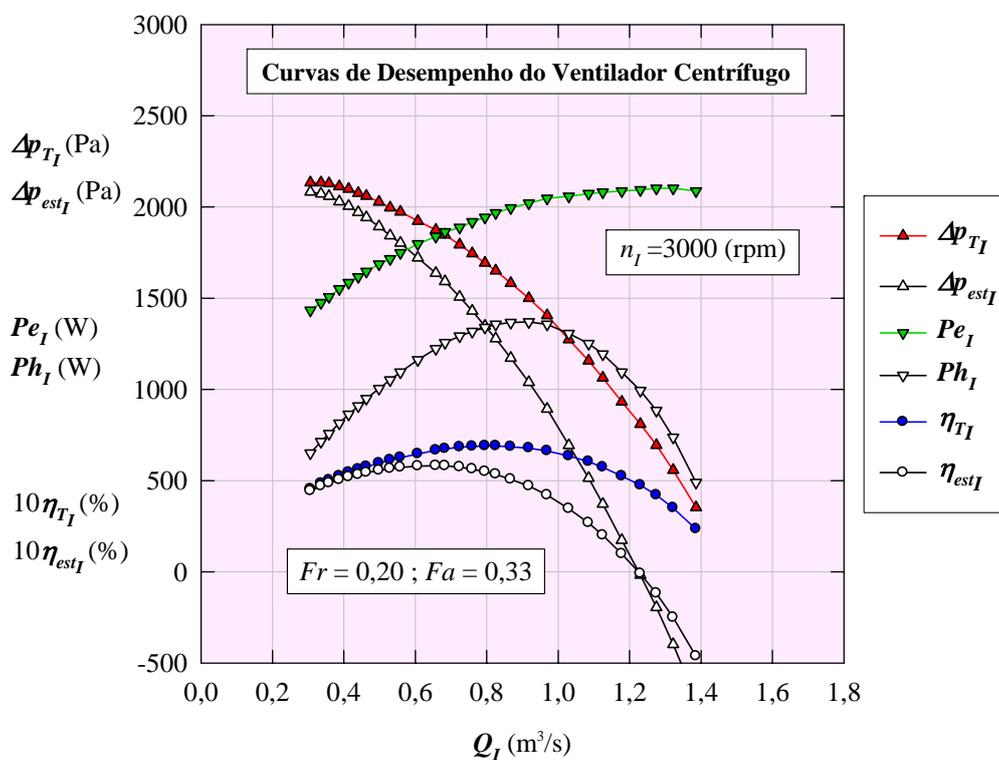


Figura 6.26 Curvas de desempenho do ventilador centrífugo em função da vazão para o rotor com 4 pás principais e 4 pás auxiliares com $Fr = 0,20$ e $Fa = 0,33$

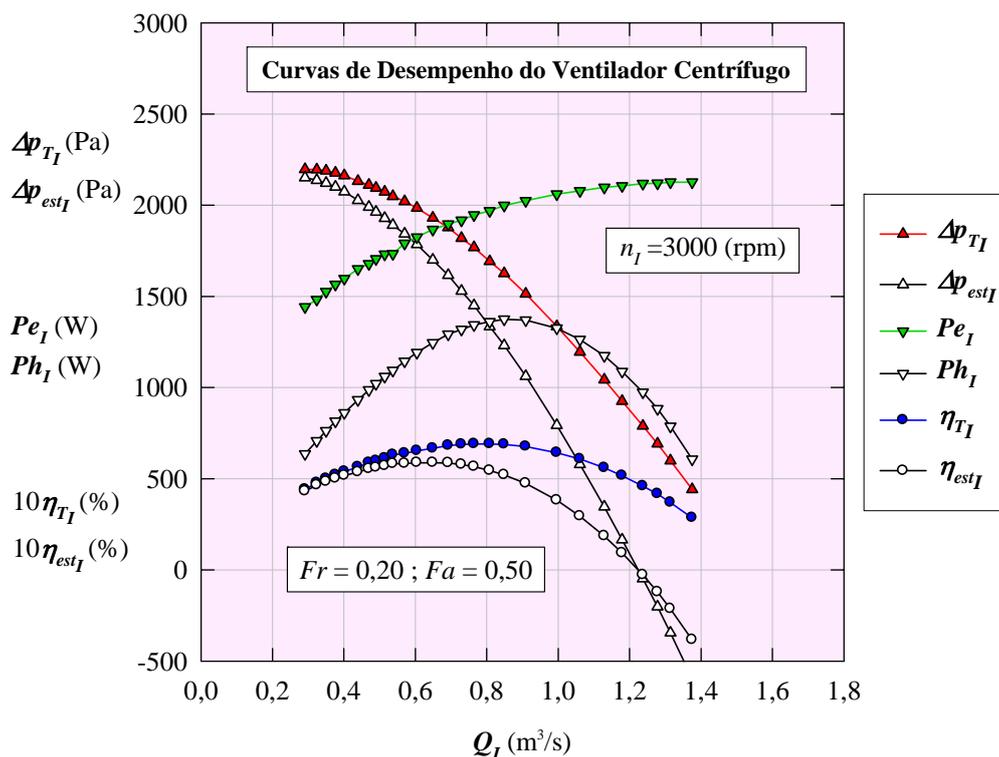


Figura 6.27 Curvas de desempenho do ventilador centrífugo em função da vazão para o rotor com 4 pás principais e 4 pás auxiliares com $Fr = 0,20$ e $Fa = 0,50$

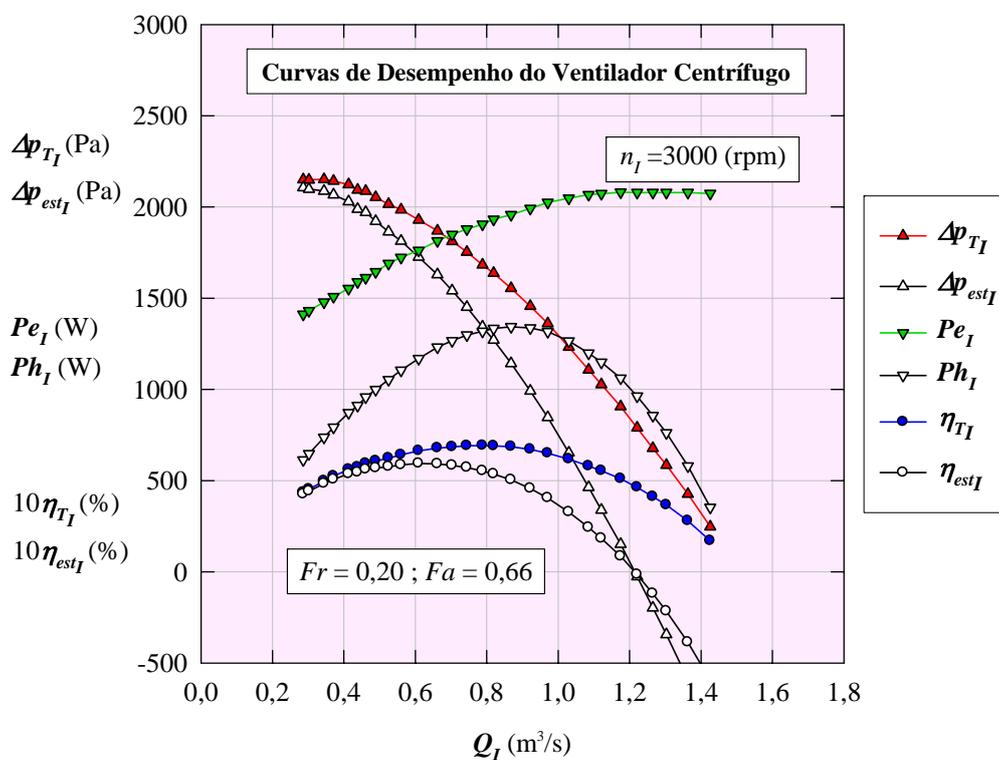


Figura 6.28 Curvas de desempenho do ventilador centrífugo em função da vazão para o rotor com 4 pás principais e 4 pás auxiliares com $Fr = 0,20$ e $Fa = 0,66$

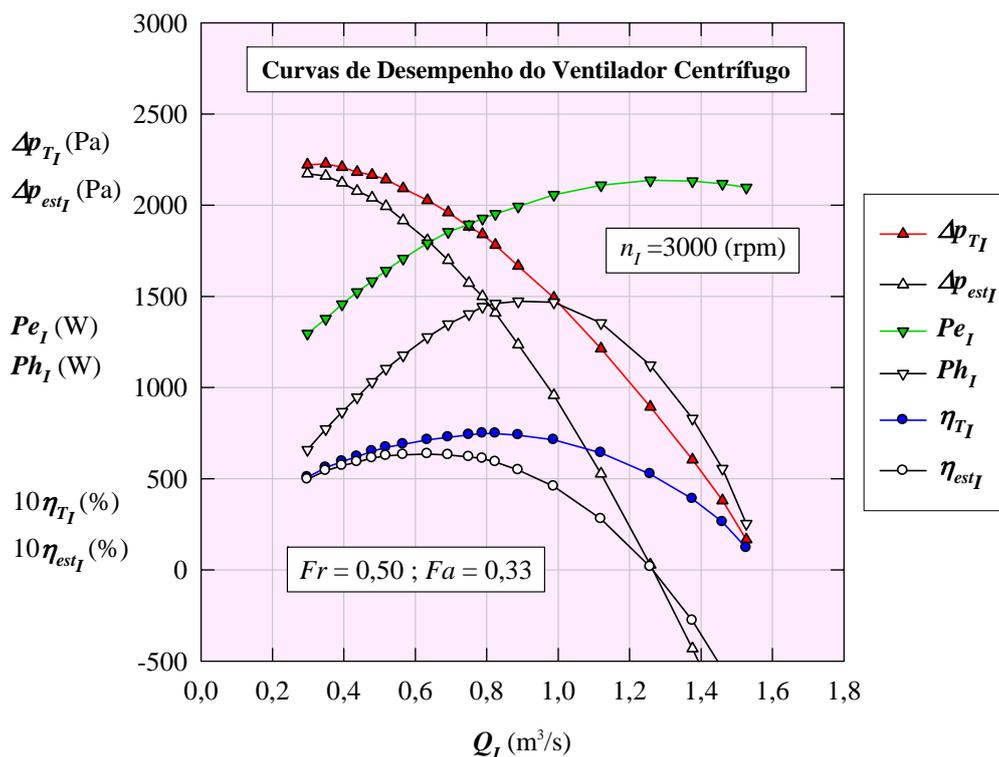


Figura 6.29 Curvas de desempenho do ventilador centrífugo em função da vazão para o rotor com 4 pás principais e 4 pás auxiliares com $Fr = 0,50$ e $Fa = 0,33$

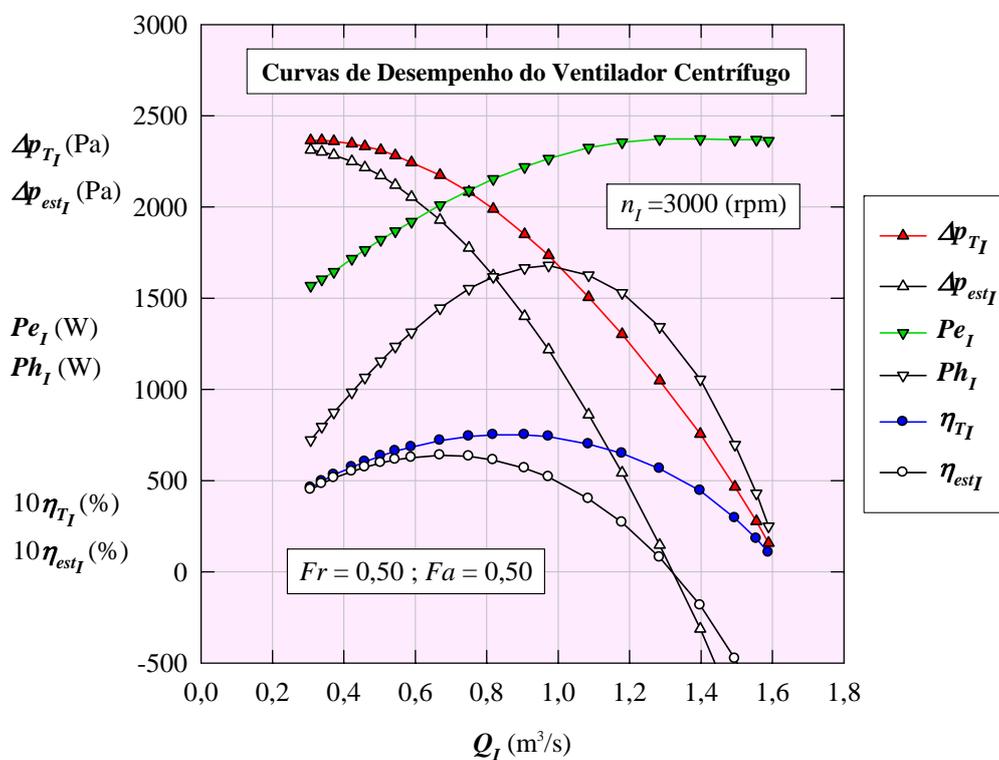


Figura 6.30 Curvas de desempenho do ventilador centrífugo em função da vazão para o rotor com 4 pás principais e 4 pás auxiliares com $Fr = 0,50$ e $Fa = 0,50$

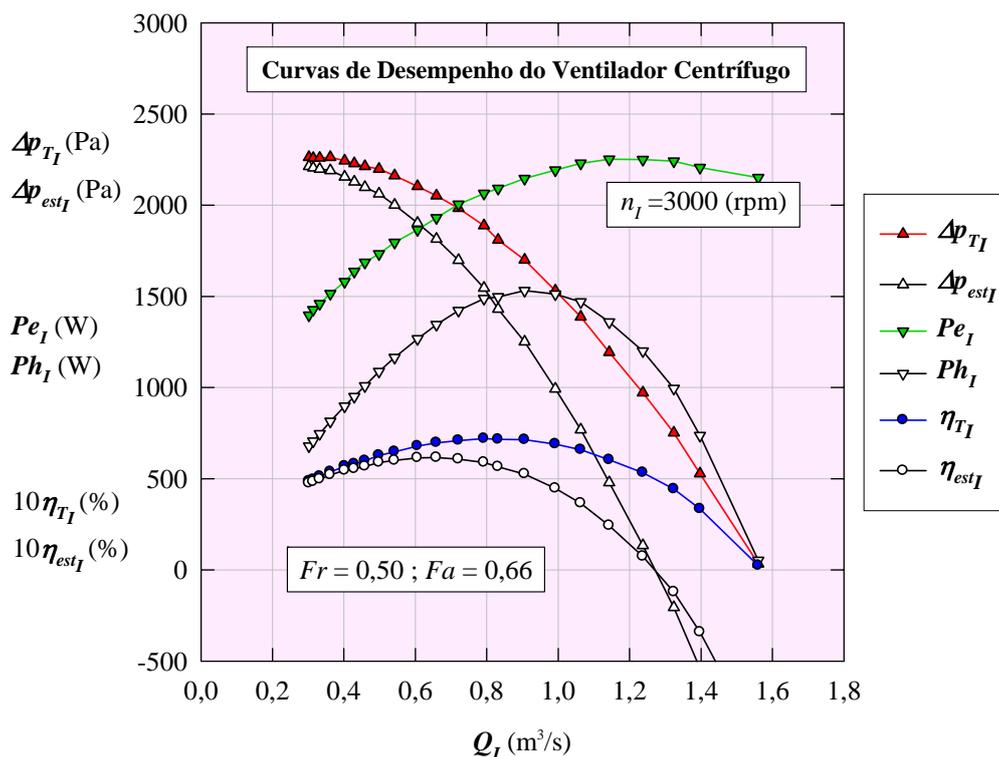


Figura 6.31 Curvas de desempenho do ventilador centrífugo em função da vazão para o rotor com 4 pás principais e 4 pás auxiliares com $Fr = 0,50$ e $Fa = 0,66$

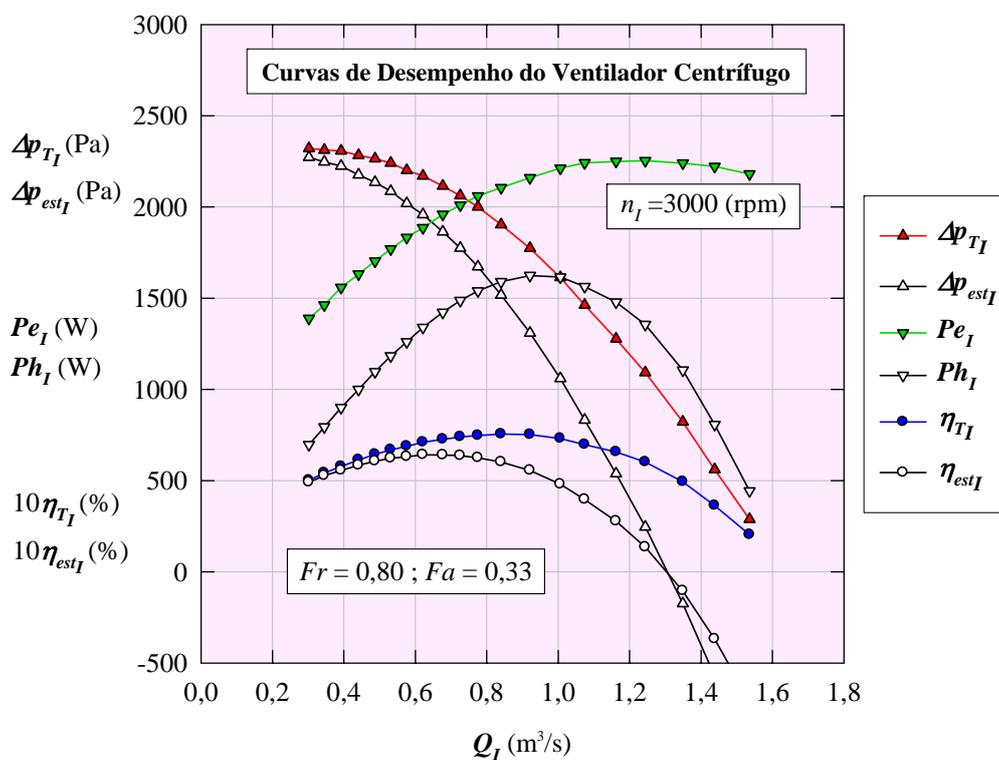


Figura 6.32 Curvas de desempenho do ventilador centrífugo em função da vazão para o rotor com 4 pás principais e 4 pás auxiliares com $Fr = 0,80$ e $Fa = 0,33$

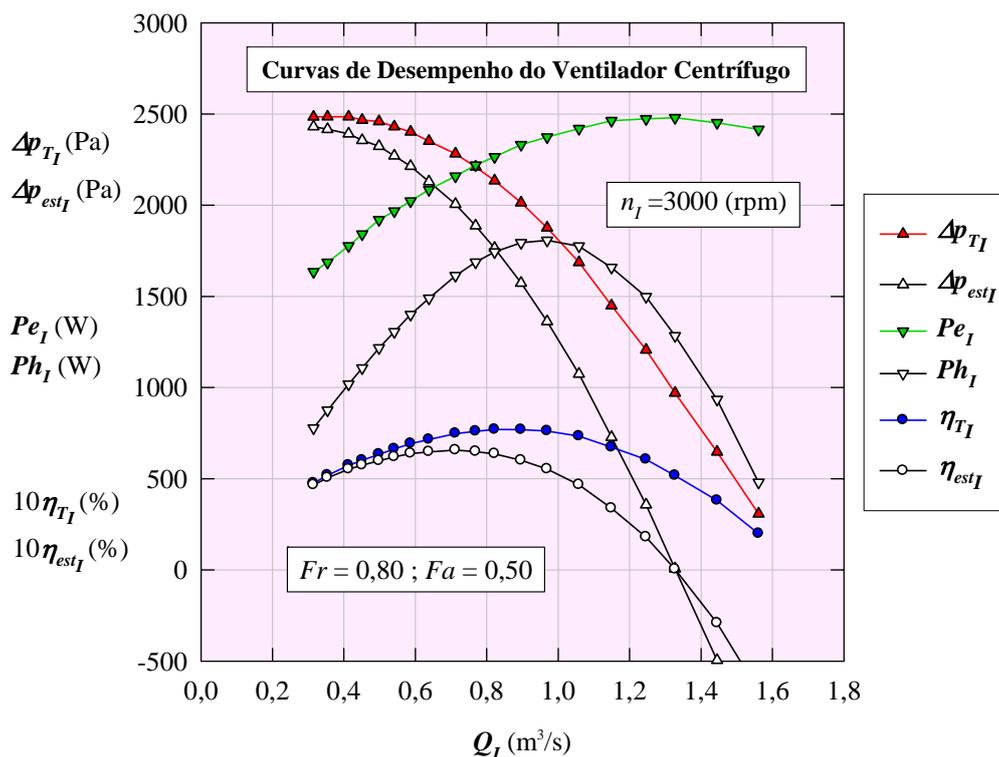


Figura 6.33 Curvas de desempenho do ventilador centrífugo em função da vazão para o rotor com 4 pás principais e 4 pás auxiliares com $Fr = 0,80$ e $Fa = 0,50$

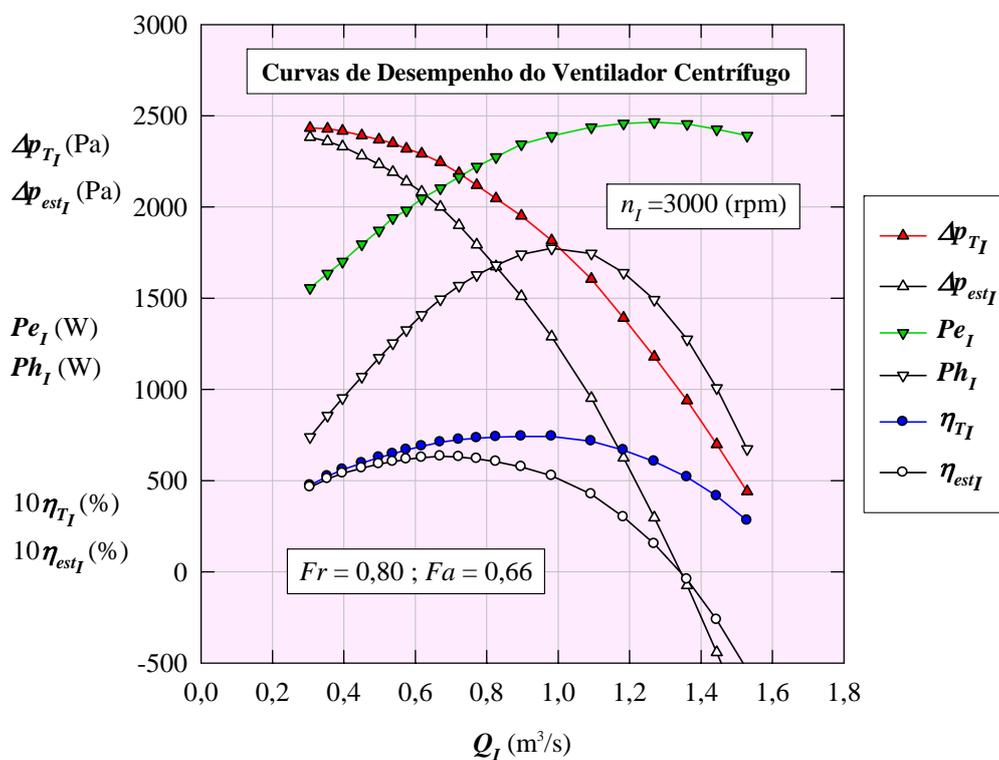


Figura 6.34 Curvas de desempenho do ventilador centrífugo em função da vazão para o rotor com 4 pás principais e 4 pás auxiliares com $Fr = 0,80$ e $Fa = 0,66$

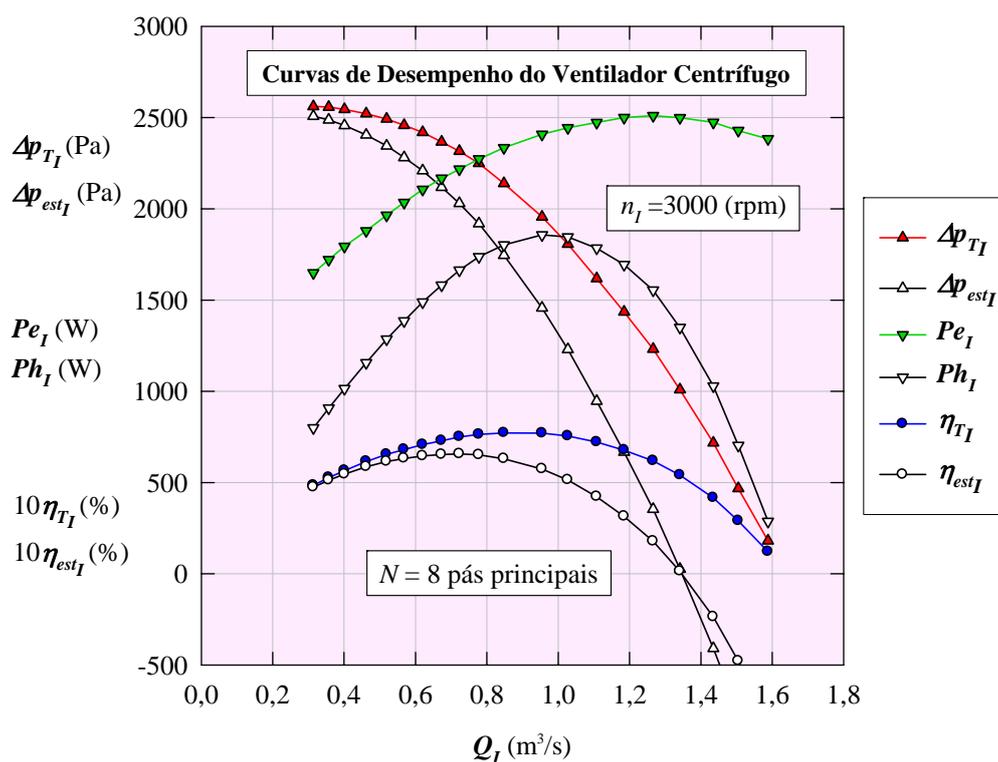


Figura 6.35 Curvas de desempenho do ventilador centrífugo em função da vazão para o rotor convencional com 8 pás principais

6.8 RESULTADOS DAS INCERTEZAS DAS GRANDEZAS CALCULADAS

A precisão de cada uma das grandezas diretas (grandezas medidas) foi apresentada no Item 5. O cálculo das incertezas das grandezas indiretas (grandezas calculadas), Δ^*G_T e $(\Delta^*G_E)_{95}$, foi apresentado no Item 5.6. Os valores dessas incertezas estão na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 Resultados das incertezas das grandezas calculadas

G	Δ^*G_T	$(\Delta^*G_E)_{95}$	G	Δ^*G_T	$(\Delta^*G_E)_{95}$
–	%	%	–	%	%
Δp_{TI}	0,9	0,5	η_T	1,2	0,7
Δp_{estI}	1,0	0,6	η_{est}	1,3	0,8
P_{eI}	0,5	0,3	Q	1,2	0,6
P_{hI}	0,6	0,4			

6.9 COMENTÁRIOS ADICIONAIS SOBRE OS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Os resultados experimentais para os ventiladores centrífugos com pás auxiliares foram obtidos apenas para pás auxiliares seccionadas (A_s), ou seja, essas pás têm o mesmo raio de curvatura das pás principais, porém seu ângulo de entrada não é modificado (o ângulo resultante é calculado de acordo com a Equação (A.4), conforme o diâmetro de entrada das pás auxiliares). Naturalmente, esses resultados seriam modificados para os ventiladores centrífugos com pás auxiliares modificadas (A_m), ou seja, essas pás teriam o mesmo formato de um arco de círculo, mas o raio de curvatura seria diferente daquele das pás principais, e o ângulo de entrada das pás auxiliares seria modificado para cada fator de raio, Fr , e cada fator de ângulo, Fa . Nota-se, pelos resultados numéricos do Capítulo 4, que o ângulo do escoamento incidente nas pás principais (com pás auxiliares modificadas) se aproxima mais do ângulo das pás principais do que com pás auxiliares seccionadas, para qualquer valor de Fr e Fa . Essa característica poderá aumentar não só a pressão total como também o rendimento total do ventilador, pelo menos no ponto de projeto, pelo fato de o escoamento ser melhor guiado desde a entrada das pás (principais e auxiliares) até a sua saída, em decorrência de um melhor ângulo de incidência.

Para os rotores com pás auxiliares com $Fr = 0,20$, os resultados numéricos do Capítulo 4 mostram que os valores de todas as grandezas (P , W , Ri , β , Ri nas pás principais e auxiliares, e Ri nos Canais A, B e C) não diferem muito (principalmente para os rotores com pás auxiliares modificadas) daqueles referentes ao rotor convencional de 4 pás. Porém, os valores dessas grandezas diferem mais para os casos de $Fr = 0,50$ e $0,80$ e são dependentes também do fator de ângulo, Fa . Essas características foram refletidas nos resultados experimentais. Por exemplo, em termos de pressão total, observa-se que (figura 6.4): 1) os valores para $Fr = 0,80$ (para $Fa = 0,33$ e $0,66$) são mais “espalhados” do que para $Fr = 0,50$ (para $Fa = 0,33$ e $0,66$); 2) os valores para $Fr = 0,50$ e $Fa = 0,50$ são maiores que aqueles para $Fr = 0,80$ e $Fa = 0,33$, em toda faixa de operação analisada. Conclui-se, portanto, que, em termos de pressão total, é melhor posicionar uma pá auxiliar mais curta equidistante das pás auxiliares do que posicionar uma pá auxiliar mais longa e mais próxima do lado de sucção (intradorso) da pá principal. Nota-se, entretanto, que, pela Figura 6.20, em termos de rendimento total, praticamente não houve diferença para uma ampla faixa de vazões.

Uma outra característica, também associada aos resultados numéricos para o rotor no ponto de incidência nula (Capítulo 4), é que, com o aumento do fator de raio e pás auxiliares equidistantes das pás principais, os valores da pressão total do ventilador centrífugo com 4 pás principais e 4 pás auxiliares vão tendendo àqueles do rotor convencional com 8 pás. Essa característica também foi confirmada pelos resultados experimentais (Figuras 6.3 e 6.4) e refletida nos valores do rendimento total, ou seja, o ventilador centrífugo com pás auxiliares com $Fr = 0,80$ e $Fa = 0,50$ apresentam valores do rendimento total muito próximos daqueles para o rotor convencional.

A característica observada acima motivou estender o critério do número de Richardson máximo (para rotores convencionais), $Ri_{máx}$, para analisar rotores com pás auxiliares. Quando as pás auxiliares têm o mesmo comprimento e são posicionadas equidistantes das pás principais, obviamente, se obtém um rotor convencional com o dobro de pás principais, e o escoamento nos Canais B e C (Figura 3.3) é o mesmo, uma vez que não há mais o Canal A e o rotor é isolado, ou seja, não há interferência irregular provocada pela voluta no escoamento no rotor. Quando existem pás auxiliares (sempre de comprimentos menores que aqueles das pás principais), naturalmente, os escoamentos nos Canais A, B e C são diferentes, como foi observado pelos resultados numéricos do Capítulo 4. Em termos de rendimento total, e se o critério do $Ri_{máx}$ fosse aplicado somente às pás principais (porém com influência das pás auxiliares), a Tabela 4.3 mostra que o maior número de Richardson é para $Fr = 0,80$ e $Fa = 0,50$, isto implica num melhor rendimento, conforme mostra a figura 6.20. De fato, essa situação ocorreu como pode ser visto na Figura 6.20. Evidentemente, muitos resultados que levam em consideração o escoamento real (e não o escoamento potencial do Capítulo 4) devem ser obtidos (em laboratório e/ou utilizando técnicas de dinâmica dos fluidos computacional) para diversas geometrias de rotores e/ou ventiladores centrífugos. Seria muita pretensão estender o critério do maior número de Richardson máximo obtido no presente trabalho ($Fr = 0,80$ e $Fa = 0,50$) para outros rotores com pás auxiliares.

Capítulo 7

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Neste capítulo são apresentadas as principais conclusões extraídas deste trabalho. Algumas sugestões para trabalhos futuros são indicadas para o cálculo do escoamento em rotores centrífugos isolados e em ventiladores centrífugos.

7.1 CONCLUSÕES

No Capítulo 1, foram descritas algumas considerações sobre a geometria e o escoamento em rotores isolados e ventiladores centrífugos com pás auxiliares. As pás auxiliares, em geral, melhoram os desempenhos aerodinâmico, estrutural e de ruído de ventiladores centrífugos. A inserção de um ou mais conjuntos de pás auxiliares posicionadas entre as pás principais uniformiza melhor o escoamento e diminui as flutuações de pressão no interior do rotor. Amparada na literatura, foi também descrita a importância do cálculo do escoamento potencial em rotores centrífugos que apresentam ângulos de saída das pás menores que 90° . Com base nesse cálculo diversas grandezas do escoamento foram obtidas para a análise de rotores isolados. Foi feita uma revisão dos principais trabalhos numéricos e experimentais sobre rotores e turbomáquinas radiais centrífugas com pás auxiliares e foi

observado que muitos trabalhos numéricos e experimentais devem ser realizados. Isso serviu como uma das motivações para a realização deste trabalho.

No Capítulo 2, foi apresentada a formulação do problema para o cálculo do escoamento potencial em rotores convencionais e em rotores com pás auxiliares, ambos isolados da influência da voluta. Foi utilizada a formulação clássica por meio de singularidades para o cálculo do escoamento potencial nesses rotores considerando as pás de espessura finita, porém de largura variável. A solução numérica da equação integral resultante foi obtida por meio do método dos painéis de vórtice com uma distribuição linear de vórtice em cada painel das pás discretizada.

No Capítulo 3, foram apresentadas diversas grandezas locais e globais do escoamento em rotores centrífugos com e sem pás auxiliares. Essas grandezas serviram de base para justificar certas características de desempenho do ventilador centrífugo, numa comparação entre resultados numéricos e experimentais. Uma dessas grandezas é o número de Richardson máximo que serve para estabelecer o número de pás ótimo de rotores convencionais. Numa tentativa de estender o critério do número de Richardson máximo para rotores com pás auxiliares, o canal formado por duas pás principais (com inserção de apenas uma pá auxiliar) foi dividido em três canais: 1) o Canal A compreende os lados de sucção e pressão somente das duas pás principais; 2) o Canal B compreende o lado de sucção da pá principal e o lado de pressão da pá auxiliar e 3) o Canal C compreende o lado de sucção da pá auxiliar e o lado de pressão da pá principal.

No Capítulo 4, foram apresentados diversos resultados numéricos para o escoamento potencial de grandezas locais e globais de rotores convencionais e com pás auxiliares de espessura infinitamente fina. Foi observado que a inserção de um conjunto de pás auxiliares entre as pás principais faz com que haja um aumento da pressão do fluido ao passar pelo rotor. Essa característica é refletida no coeficiente de pressão (associado à pressão total do ventilador centrífugo). Dependendo do comprimento da pá (caracterizado pelo fator de raio, Fr) e da posição da pá auxiliar em relação à pá principal (caracterizada pelo fator de ângulo, Fa) pode haver um ganho maior ou menor dessa pressão. A inserção de pás auxiliares faz com que o carregamento das pás principais seja diminuído, e isto tem uma influência no número de Richardson da pá principal (para rotores com pás auxiliares). Foi verificado que a aplicação do critério do maior número de Richardson máximo da pá principal conduziu ao rotor de maior rendimento total. Também, foi comentado que é prematuro estender tal critério para qualquer outro tipo de rotor e que novas investigações numéricas e experimentais devem ser realizadas para diversas geometrias de rotores.

No Capítulo 5, foram descritos o banco de testes utilizado na análise experimental, o funcionamento do referido banco, grandezas medidas e calculadas, e o cálculo das incertezas de medidas indiretas. Foi salientada a importância não só do banco de teste e da sua instrumentação com a devida calibração, mas também todos os cuidados para a realização dos testes para se obter a melhor qualidade possível dos resultados experimentais. Embora o ventilador centrífugo seja uma turbomáquina hidráulica (muito pouca variação da massa específica (densidade) do fluido operado por ele), foi considerado o efeito de compressibilidade, em conformidade com as normas de ventiladores. Todas as grandezas globais calculadas na análise experimental foram devidamente convertidas em grandezas-padrão, de acordo com as leis de afinidade para ventiladores.

No Capítulo 6, foram apresentados os resultados experimentais obtidos para 11 ventiladores centrífugos, sendo 2 com rotores convencionais de 4 e 8 pás, e 9 com rotores com pás auxiliares. Esses resultados foram apresentados para três fatores de raio e três fatores de ângulo. Foi comprovado, tal como na análise numérica, que a inserção de pás auxiliares aumenta a pressão total do ventilador. Se as pás auxiliares são muito curtas, a pressão total aumenta muito pouco em relação ao ventilador centrífugo com rotor convencional, quase que independentemente do fator de ângulo. Porém, com o aumento do comprimento das pás auxiliares, a pressão total é bastante dependente do fator de ângulo. Por exemplo, um ventilador com pás auxiliares com $Fr = 0,50$ e $Fa = 0,50$ apresenta maiores valores de pressão total que um com $Fr = 0,80$ e $Fa = 0,33$. À medida que se aumenta o comprimento das pás auxiliares e estas tendem ao comprimento das pás principais (neste caso, teria o dobro do número de pás principais), o seu rendimento total vai se aproximando do rendimento total do ventilador centrífugo com rotor convencional. De um modo geral, os resultados experimentais para ventiladores centrífugos apresentaram certa consistência com os resultados numéricos do presente trabalho para rotores centrífugos isolados.

Conclui-se que, para se fazer uma analogia entre o escoamento (potencial ou real) em rotores isolados e em ventiladores, principalmente com relação aos critérios de desempenho aerodinâmico, muitos trabalhos de pesquisas numérica e experimental devem ser feitos. Devido à geometria de ventiladores centrífugos, não somente do rotor, mas também da sua voluta, muitos parâmetros geométricos estão envolvidos, que incluem ainda os formatos das pás (principais e auxiliares) e da voluta. Embora um ventilador centrífugo de alto desempenho (aerodinâmico, estrutural e/ou ruído) possa ser obtido por técnicas de otimização numérica utilizando *solvers* baseados em *softwares* comerciais de dinâmica dos fluidos computacional, que ainda são onerosos, seria bastante útil desenvolver critérios para estabelecer pelo menos

um gama de geometrias “otimizadas” de rotores centrífugos para atender algum critério de desempenho aerodinâmico. Por exemplo, o desafio seria estabelecer por meio de algum critério, não só o comprimento, mas também o posicionamento das pás auxiliares em relação às pás principais, para que o ventilador centrífugo possa alcançar o maior rendimento possível.

7.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Este item apresenta algumas sugestões para trabalhos numéricos e experimentais em rotores isolados e em turbomáquinas radiais.

a) Estudo numérico do desempenho aerodinâmico de rotores centrífugos com pás auxiliares

Um estudo numérico semelhante ao apresentado neste trabalho poderia ser realizado, porém levando em consideração o escoamento real. Esse estudo poderia ser feito, por exemplo, através de *softwares* comerciais de dinâmica dos fluidos computacional. Para uma dada geometria de seção meridional, poderiam ser analisados diversos valores de fator de raio e de fator de ângulo, inicialmente para apenas um conjunto de pás auxiliares. Esse estudo poderia ser feito não somente no ponto de projeto, mas também fora desse ponto, não só para rotores de ventiladores, mas também de bombas hidráulicas. Técnicas de otimização numérica poderiam ser utilizadas para se obter o melhor desempenho possível numa ampla faixa de operação desses rotores.

b) Influência da voluta nas características aerodinâmicas de rotores centrífugos com pás auxiliares

Uma extensão natural do presente trabalho seria incluir o efeito da voluta no escoamento do rotor com pás auxiliares, considerando ainda o escoamento como sendo potencial, bidimensional e quase-permanente nessa interação rotor/voluta, de forma semelhante ao trabalho realizado por Quintero (2013) para rotores convencionais. Poderia ser investigada a influência da voluta no escoamento do rotor para diversos fatores de raio e de ângulos.

c) Estudo numérico do desempenho hidrodinâmico de rotores radiais de turbinas hidráulicas com pás auxiliares

Um estudo numérico semelhante ao descrito no Item “a” acima poderia ser realizado para rotores com pás auxiliares de turbinas hidráulicas de alta queda (turbinas do tipo Francis de baixa rotação específica). Esse estudo poderia ser feito através de *softwares* comerciais de dinâmica dos fluidos computacional. Para uma dada geometria de seção meridional, poderiam ser analisados diversos valores de fator de raio e de fator de ângulo, inicialmente para apenas um conjunto de pás auxiliares. Técnicas de otimização numérica poderiam ser utilizadas para se obter o melhor desempenho possível numa ampla faixa de operação desses rotores.

d) Influência do sistema diretor (distribuidor) nas características hidrodinâmicas de rotores radiais de turbinas hidráulicas com pás auxiliares

Antes de aplicar o cálculo do escoamento real ao sistema distribuidor/rotor de turbinas hidráulicas de alta queda com pás auxiliares, poderia ser aplicado o cálculo do escoamento potencial, conforme sugerido no Item “b” acima. Poderia ser investigado se as pás auxiliares seriam posicionadas ou não equidistantes das pás principais, e se o ângulo de entrada das pás auxiliares deveria ser o mesmo das pás principais para uma faixa de posições das palhetas diretrizes do distribuidor.

e) Características de desempenho aerodinâmico de ventiladores centrífugos com pás auxiliares

Uma extensão do trabalho sugerido no Item 1.b, porém considerando não só o escoamento real, mas também todos os componentes aerodinâmicos principais do ventilador centrífugo (bocal de entrada, rotor com pás auxiliares e voluta) poderia ser realizada. Esse estudo poderia ser feito, por exemplo, através de *softwares* comerciais de dinâmica dos fluidos computacional. Técnicas de otimização numérica poderiam ser utilizadas para se obter o melhor desempenho possível numa ampla faixa de operação do ventilador.

f) Determinação experimental das características de desempenho aerodinâmico de ventiladores centrífugos com pás auxiliares

Um procedimento semelhante ao realizado neste trabalho poderia ser feito em um laboratório apropriado para se obter as características globais de desempenho aerodinâmico de ventiladores centrífugos com pás auxiliares. No caso dos rotores com pás auxiliares do

presente trabalho (4 pás auxiliares e 4 pás principais), novas configurações poderiam ser analisadas, por exemplo: 1) inserir um conjunto de 5 pás auxiliares entre as pás principais; 2) inserir um conjunto de 6 pás auxiliares entre as pás principais; 3) inserir um conjunto de 7 pás auxiliares entre as pás principais, etc.; 4) Inserir dois conjuntos de pás auxiliares entre as pás principais, conforme as Figuras 1.1.b; 5) Inserir três conjuntos de pás auxiliares entre as pás principais, conforme as Figuras 1.1.c, etc. Um dos objetivos do trabalho poderia ser a determinação da melhor configuração do rotor com o melhor rendimento total possível para uma determinada pressão total fixada.

Apêndice A

GEOMETRIAS DOS ROTORES, VOLUTA E VENTILADORES CENTRÍFUGOS

A geometria da seção meridional dos rotores centrífugos foi obtida do projeto de um ventilador centrífugo de rotação específica, n_{qA} , igual a 150, FINEP/EFEI (1981). As pás desse rotor têm formato de um arco de círculo (ARC). Neste trabalho, essa geometria de seção meridional foi utilizada em todos os rotores centrífugos.

Todos os rotores centrífugos com pás auxiliares (seccionadas (As) para as análises numérica e experimental e modificadas (Am) para a análise numérica) foram gerados com pás principais e auxiliares em formato de um arco de círculo.

No Item A.1, são apresentadas as geometrias das seções meridional e transversal dos rotores centrífugos analisados e no Item A.2 a geometria da voluta.

A.1 GEOMETRIA DOS ROTORES CENTRÍFUGOS

A geometria de cada rotor centrífugo foi gerada analiticamente, uma vez que a sua seção meridional tem disco externo (capa do rotor) inclinado e disco interno perpendicular em relação ao eixo do rotor e todas as pás principais e auxiliares têm formato de um arco de círculo. As arestas de entrada e de saída das pás auxiliares são paralelas ao eixo do rotor.

A.1.1 Seção meridional

A linha média (geratriz média), Figura A.1, no plano meridional da superfície de revolução média do escoamento pode ser facilmente obtida através dos diâmetros e larguras de entrada e de saída das pás, que também definem a variação radial de largura das pás. Tomando-se por base as dimensões das pás principais, Tabela A.1, a sua largura é dada por

$$b_P(r) = b_{4P} - \frac{b_{4P} - b_{5P}}{r_{5P} - r_{4P}}(r - r_{4P}) \quad (\text{A.1})$$

e, para a pás auxiliares,

$$b_A(r) = b_{4A} - \frac{b_{4A} - b_{5A}}{r_{5A} - r_{4A}}(r - r_{4A}), \quad (\text{A.2})$$

sendo $b_A(r) = b_P(r)$ para $r_{4A} \leq r \leq r_{5A} = r_{5P}$.

A Tabela A.1 apresenta todos os valores dos parâmetros geométricos necessários para definir a geometria da seção meridional dos rotores centrífugos analisados neste trabalho.

Tabela A.1 Dimensões da seção meridional dos rotores centrífugos de $n_{qA} = 150$ com pás em formato de um arco de círculo (ARC)

Comprimentos mm		Comprimentos mm		Comprimentos mm		Comprimentos mm		Ângulos °	
b_{4C}	71,141	b_{o3}	-6,166	D_{BR}	229,0	r_{ref}	128,5	δ_{cr}	30,0
b_{4e}	69,0	b_{ref}	53,45	D_{cr}	60,23	R_{c1}	16,0	ε_{cr}	75,277
b_{4I}	70,721	b_r	73,0	e_{ar}	5,5	R_{c2}	45,491	λ_m	82,515
b_{4P}	60,302	D_{4C}	207,647	e_{de}	2,0	R_{c3}	188,802		
b_5	32,1	D_{4e}	229,014	e_{di}	3,0	R_{c4}	40,0		
b_{c1}	53,0	D_{4i}	198,0	r_{con}	126,434	R_{c5}	60,0		
b_{c2}	50,0	D_{4I}	213,507	r_{o1}	130,5	R_{c6}	56,44		
b_{com}	53,993	D_{4P}	204,85	r_{o2}	132,36				
b_{o1}	69,468	D_5	419,5	r_{o3}	287,702				
b_{o2}	72,099	D_{AR}	257,5	r_{o4}	80,0				

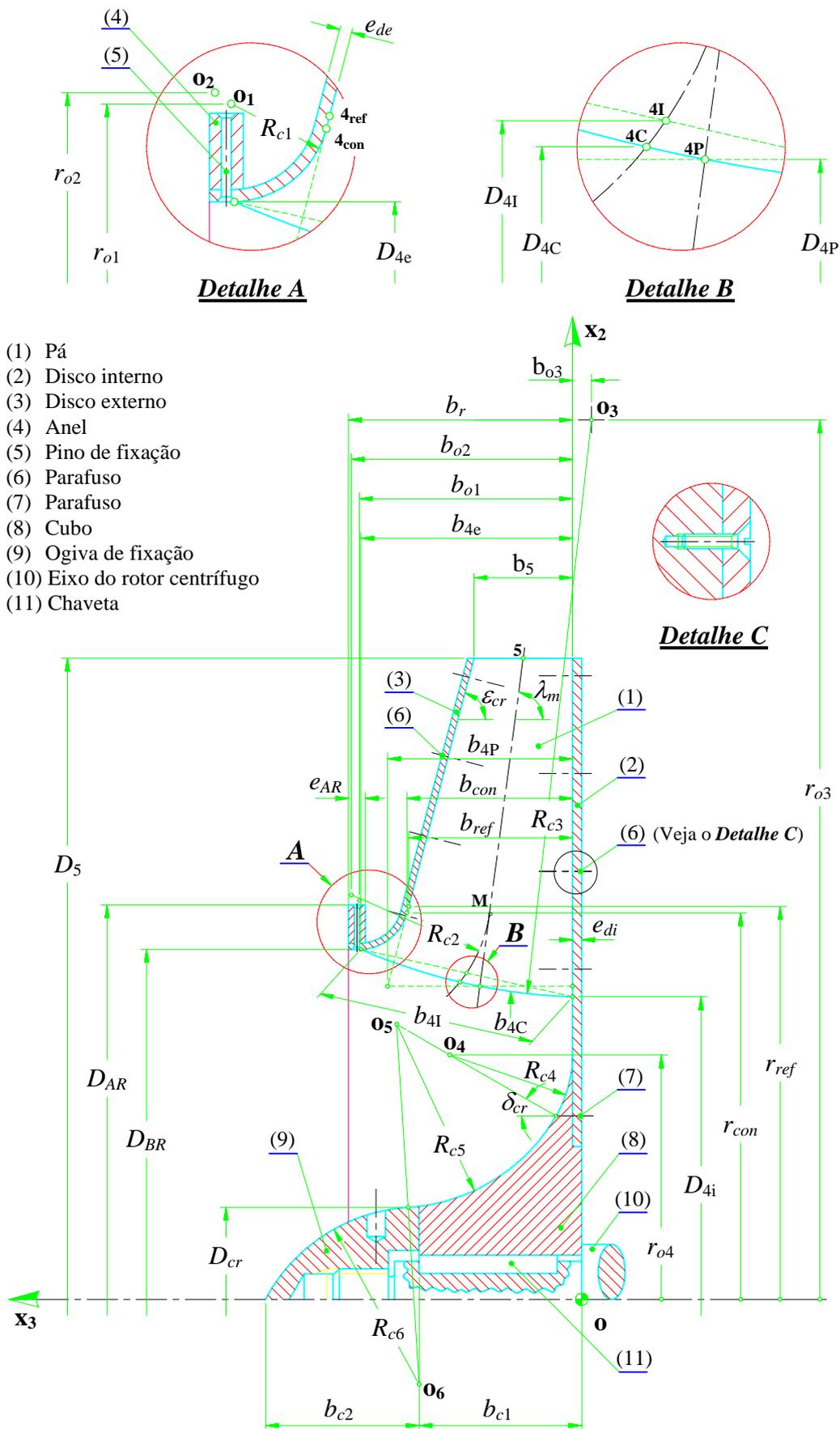


Figura A.1 Seção meridional do rotor centrífugo de $n_{qA} = 150$, Oliveira (2001)

A.1.2 Seção transversal

As expressões que seguem referem-se à linha média da pá no plano transversal, Figura A.2. Essa linha estende-se, no plano meridional (Figura A.1), do ponto 4C ao ponto 5, que são os pontos médios das arestas de entrada (curvada) e de saída da pá. O ângulo construtivo da pá na entrada, β_{4P} , é estabelecido no ponto médio, 4P, da aresta fictícia paralela ao eixo do rotor. Considerando as relações geométricas mostradas na Figura A.1, os ângulos construtivos da pá, β_{4C} e β_{4I} , são facilmente obtidos e estão indicados nas Tabelas A.2.

Todas as dimensões da seção transversal dos rotores centrífugos de $n_{qA} = 150$ analisados neste trabalho são obtidas analiticamente, tomando-se por base as dimensões básicas D_{4P} , D_5 , $e_{pá}$, β_{4P} e β_5 , que estão indicadas nas Tabelas A.1 e A.2, e as expressões que representam os formatos da pás.

Para uma pá em formato de um arco de círculo (ARC), pode-se facilmente obter o raio de curvatura da sua linha média, R_{mp} , que, no caso de pás infinitamente finas (PIF), Figura A.3, é o próprio arco de círculo, ou seja,

$$R_{mp} = \frac{D_{5P}^2 - D_{4P}^2}{4(D_{5P} \cos \beta_{pá5P} - D_{4P} \cos \beta_{pá4P})}, \quad (\text{para as pás principais}) \quad (A.3)$$

e

$$R_{mA} = \frac{D_{5A}^2 - D_{4A}^2}{4(D_{5A} \cos \beta_{pá5A} - D_{4A} \cos \beta_{pá4A})}. \quad (\text{para as pás auxiliares}) \quad (A.4)$$

Tabela A.2 Dimensões principais da seção transversal do rotor centrífugo de $n_{qA} = 150$ com pás em formato de um arco de círculo (ARC)

Comprimentos mm		Comprimentos mm		Ângulos °		Ângulos °		Ângulos °	
D_{4C}	207,647	ℓ	150,171	β_{4C}	31,87	λ_C	31,634	θ_{5p}	41,749
D_{4I}	213,507	r_{4C}	104,621	β_{4I}	33,50	θ_{4c}	0,699	θ_{5s}	42,812
D_{4P}	204,85	r_{4p}	105,891	β_{4P}	31,02	θ_{4p}	0,265	θ_m	23,700
D_5	419,5	r_{4s}	103,356	β_5	50,41	θ_{4s}	1,143	θ_p	23,311
$e_{pá}$	3,0	R_m	365,013	δ_M	70,00	θ_5	42,282	θ_s	23,742

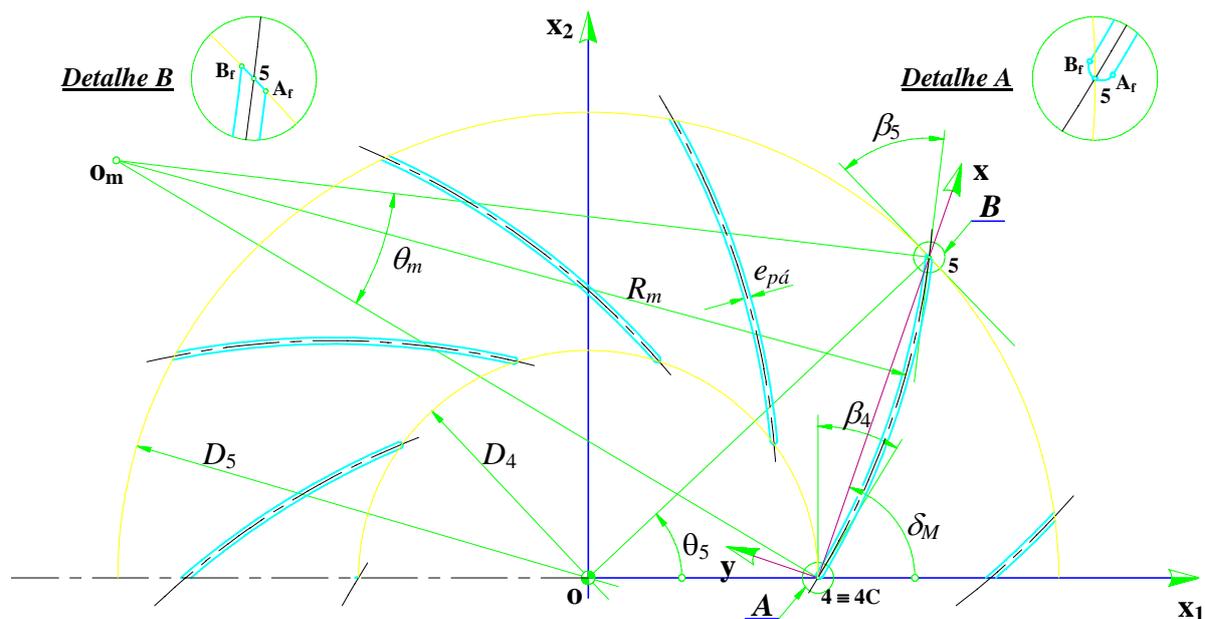


Figura A.2 Esquema parcial da seção transversal do rotor centrífugo de $n_{qA} = 150$ convencional com pás de espessura finita (PEF) em formato de um arco de círculo (ARC)

A Figura A.3 apresenta um esquema de uma pá principal utilizada na análise numérica do presente trabalho.

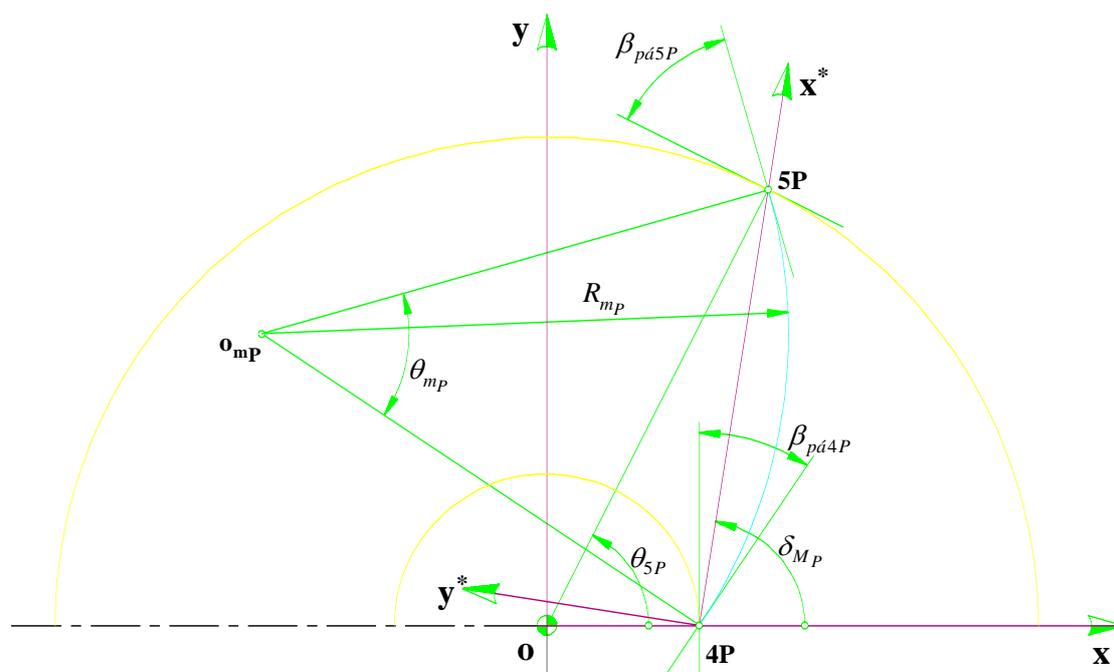


Figura A.3 Esquema parcial da seção transversal do rotor centrífugo de $n_{qA} = 150$ convencional com pás infinitamente finas (PIF) em formato de um arco de círculo (ARC)

A.2 GEOMETRIA DA VOLUTA

A geometria do contorno da voluta tem formato de uma espiral logarítmica, Equação (A.5), com exceção do contorno da lingueta e do contorno próximo à seção de saída da voluta (Figura A.4). O contorno da voluta em formato de uma espiral logarítmica é representado pela seguinte expressão na forma polar:

$$r = r_{ref} e^{\text{tag}(\alpha_6)\theta} \quad (\text{A.5})$$

sendo r e θ o raio e o ângulo polares, r_{ref} um raio de referência estabelecido por $r_{ref} = D_5 / 2$ (D_5 é o diâmetro mais externo do rotor) e α_6 (valor constante) o ângulo do escoamento absoluto na saída do rotor centrífugo (calculado para o ponto de projeto).

Todas as dimensões da voluta podem ser obtidas no trabalho

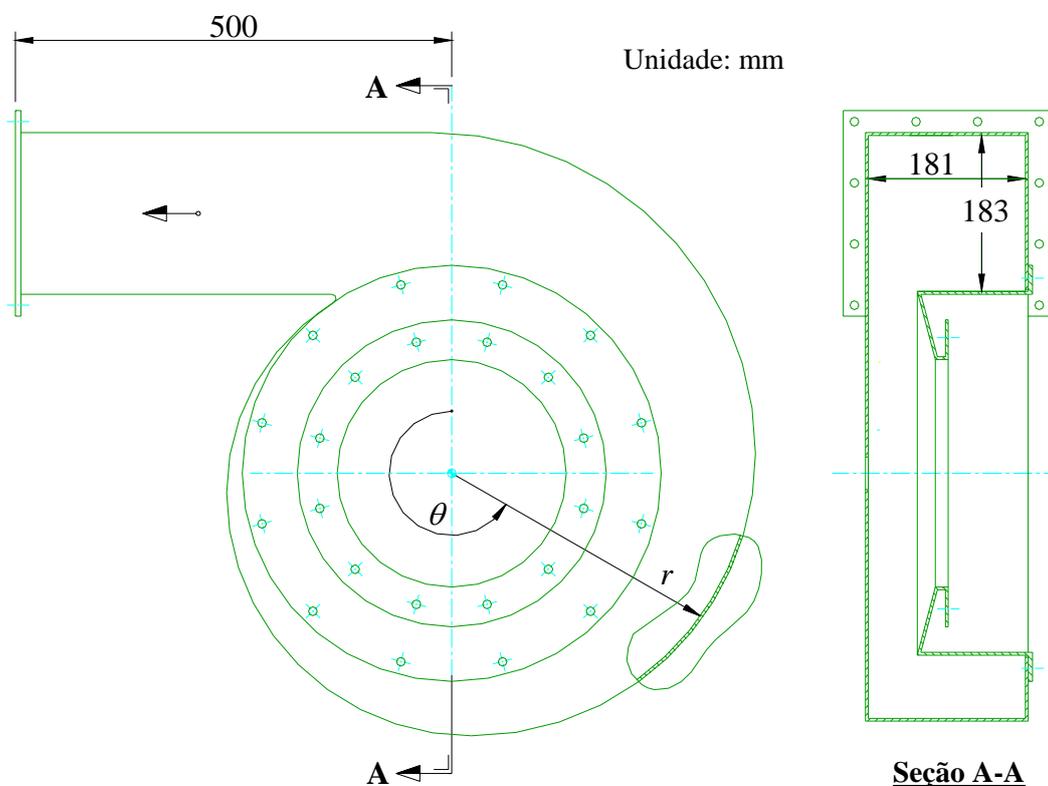


Figura A.4 Esquema da voluta em formato de uma espiral logarítmica utilizada na análise experimental

A.3 GEOMETRIA DOS VENTILADORES CENTRÍFUGOS

Basicamente, os ventiladores centrífugos utilizados na análise experimental deste trabalho têm os seguintes componentes aeromecânicos principais: rotor, voluta e bocal de entrada. Como salientado anteriormente, todos os 11 ventiladores utilizam a mesma voluta. Cada rotor analisado tem o mesmo disco (disco interno), a mesma capa (disco externo) e a mesma ogiva (que também fixa o rotor à ponta do eixo acionador). Portanto, as pás (principais e/ou auxiliares) foram sempre montadas num único disco e numa única capa (Figura A.1). O bocal de entrada é padronizado (tipo ASME) e suas dimensões podem ser obtidas do trabalho FINEP/EFEI (1981). A Figura A.5 apresenta um esquema do ventilador centrífugo para um rotor com pás auxiliares com $Fr = 0,80$ e $Fa = 0,50$. Todas as dimensões desse ventilador podem ser obtidas no trabalho FINEP/EFEI (1981).

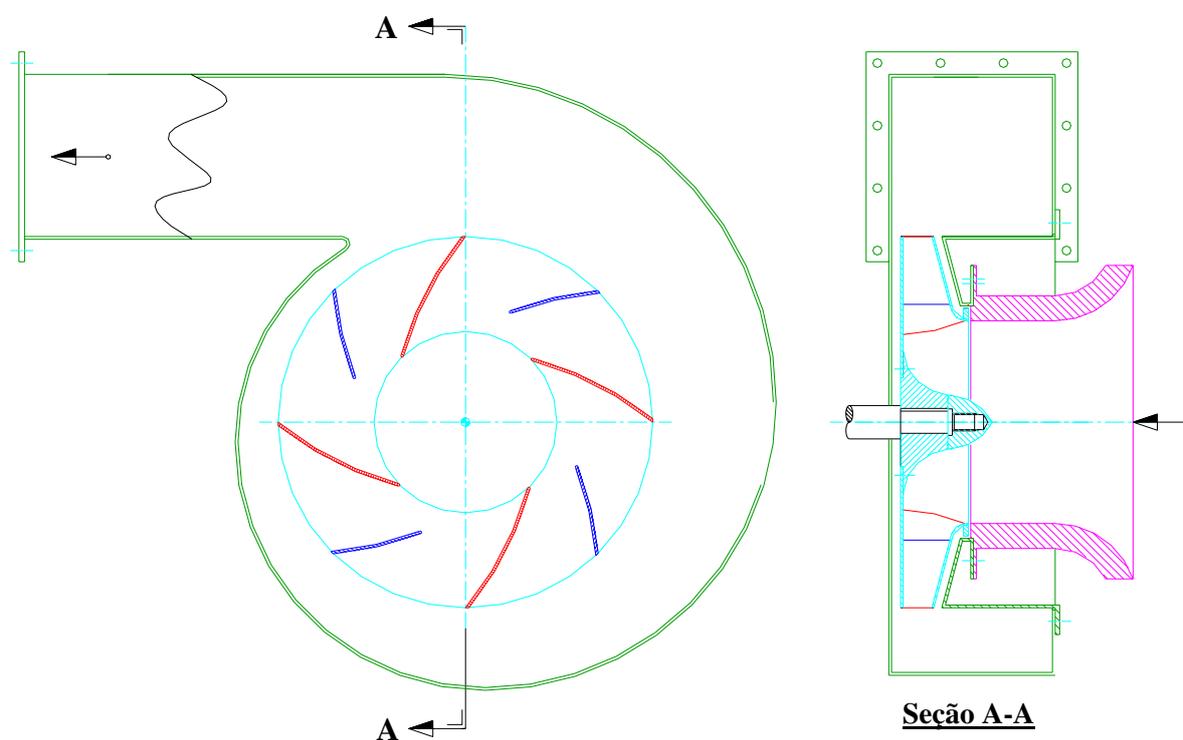


Figura A.5 Esquema do ventilador centrífugo utilizado na análise experimental

Apêndice B

DESCRIÇÃO DO FUNCIONAMENTO DO BANCO DE TESTES E VALORES DAS GRANDEZAS MEDIDAS

B.1 DESCRIÇÃO DO FUNCIONAMENTO DO BANCO DE TESTES

Após constatar que todas as partes fundamentais do banco de testes (inclusive a sua instrumentação de medidas) 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 motor elétrico de corrente contínua. Atuando-se no botão de ajuste, coloca-se lentamente a rotação do motor elétrico num valor próximo de 3000 rpm. Em seguida, ajusta-se a rotação, com o auxílio do tacômetro óptico digital, no intervalo de $n = 3000^{\pm 3}$ rpm.

2) Com o giro do rotor centrífugo, acoplado ao motor elétrico de corrente contínua via mancal intermediário entre o motor e o rotor, o ar do ambiente é aspirado pelo rotor. Esse ar, ao passar pelo ventilador centrífugo, é insuflado para o interior da câmara de equalização de pressão. O ar sai dessa câmara pelo interior da tubulação de aspiração, pelo medidor de vazão do tipo placa de orifício, pelo ventilador centrífugo auxiliar e pela válvula controladora de vazão, retornando ao ambiente.

3) Para uma rotação fixa no intervalo $n = 3000^{\pm 3}$ rpm, o ventilador centrífugo a ser ensaiado não consegue fornecer vazões maiores e, em conseqüência, pressões menores que determinados valores, em virtude das suas próprias características e, também, das características do sistema (câmara, tubulação de aspiração, placa de orifício, válvula controladora de vazão, etc). Quando se deseja obter vazões maiores e pressões menores (até mesmo pressões negativas), liga-se o ventilador centrífugo auxiliar (Item 4.2 na Figura 5.1) para promover mais facilmente a tiragem do ar do interior da câmara de equalização de pressão. O trajeto do ar, da câmara ao ambiente, é idêntico ao descrito no item anterior.

4) Com a rotação mantida no intervalo estabelecido ($n = 3000^{\pm 3}$ rpm), e para uma vazão fixa obtida com o auxílio da válvula controladora de vazão (por exemplo, com a válvula controladora de vazão totalmente fechada), lê-se, (1) a rotação do ventilador, n , no tacômetro óptico digital; (2) a pressão na câmara de equalização de pressão, h_{cep} , no manômetro do tipo Betz de 300 mmH₂O; (3) a diferença de pressões estáticas na placa de orifício, Δh_{po} , no manômetro do tipo Betz de 600 mmH₂O; (4) a massa na célula, m_e , na ponte extensiométrica; (5) a temperatura ambiente, t_a , no termômetro digital; (6) a pressão barométrica, h_b , no barômetro de mercúrio; (7) a umidade relativa do ar, ψ_{ar} , no higrômetro.

5) Com a rotação mantida no intervalo estabelecido no item anterior, altera-se a vazão através da válvula controladora de vazão (abrindo a válvula), fazendo, novamente, as 7 leituras dos instrumentos de medidas, após a estabilização. Esse item é repetido para diversas vazões, até que a válvula controladora de vazão esteja totalmente aberta.

6) Para vazões maiores, liga-se o ventilador centrífugo auxiliar e fecha-se a válvula controladora de vazão até atingir uma vazão um pouco maior que a vazão estabelecida com a válvula controladora de vazão totalmente aberta, porém, com o ventilador centrífugo auxiliar desligado.

7) Com a rotação mantida no intervalo estabelecido, altera-se a vazão através da válvula controladora de vazão (abrindo a válvula), fazendo, novamente, as 7 leituras dos instrumentos de medidas, após a estabilização. Esse 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 dos dois manômetros do tipo Betz, e do barômetro de mercúrio do tipo Fortin, e manter o valor, por exemplo, de 14000 (correspondente a zero grama) referente ao chamado fator de medida do indicador digital de massa na ponte extensiométrica, se os mesmos não forem eventualmente alterados. Se

os valores zerados nos manômetros e no barômetro estiverem, respectivamente, fora dos intervalos de $\pm 0,5$ mmH₂O e de $\pm 0,3$ mmHg, ou se o fator de medida for diferente de 14000, deve-se anular o referido teste e repetir os passos dos itens 4, 5, 6 e 7. Recomenda-se, também, verificar todos os instrumentos e as suas conexões, além de possíveis vazamentos.

9) Antes de desligar o motor elétrico de corrente contínua, deve-se diminuir lentamente a sua rotação, atuando primeiramente no botão de ajuste fino da rotação (retornando à posição 100% da tensão de campo) e, depois, no botão de ajuste grosseiro da rotação (retornando à posição 0 rpm), parando o motor. Recomenda-se, também, verificar todas as condições do banco de testes, inclusive a lubrificação do mancal.

B.2 VALORES DAS GRANDEZAS MEDIDAS

As 7 grandezas medidas durante os testes em laboratório, que foram descritas no Item 5.3, estão apresentadas nas Tabelas B.1 até B.11.

Tabela B.1 Valores medidos para o ventilador centrífugo de $n_{qA} = 150$ com 4 pás principais (rotor convencional)

Valores medidos para o ventilador centrífugo com pás auxiliares e rotação $n = 3000^{\pm 3}$ rpm													UNIFEI – IEM – LabVent			
Teste realizado por		Paulo Créder Ferreira Gonçalves					Waldir de Oliveira									
Pás Principais (P)		Pás Auxiliares (A)			Fator de Raio (Fr)			Fator de Ângulo (Fa)			Início		Término		Data	
4		-			-			-			09:12 h		10:47 h		16//07/2011	
Grandeza	Unidade	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
n	rpm	3000	3001	3000	3001	3002	2998	3002	3002	2997	2998	2997	3000	3003	3001	2997
h_{CEP}	mmH ₂ O	196,1	194,0	188,8	184,6	179,4	174,6	169,0	161,6	153,2	144,4	132,8	118,4	103,8	79,7	54,3
Δh_{PO}	mmH ₂ O	20,5	28,4	39,0	47,2	56,7	65,2	77,8	91,4	105,6	121,0	143,4	168,4	195,2	233,2	275,4
V_{PE}	$\mu\epsilon$	19233	19241	19251	19257	19264	19270	19277	19285	19292	19298	19305	19312	19318	19323	19326
t_a	°C	13,5	13,5	13,5	13,6	13,7	13,8	13,8	13,9	13,9	14,0	14,0	14,0	14,0	14,0	14,1
h_b	mmHg	696,2	696,2	696,3	696,3	696,3	696,3	696,3	696,3	696,3	696,3	696,3	696,3	696,3	696,3	696,3
ψ	%	70,0	70,0	69,5	69,0	69,0	68,5	68,0	68,0	68,0	68,0	68,0	68,0	68,0	67,5	67,0
Grandeza	Unidade	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
n	rpm	3001	3002	3002	2998	2998										
h_{CEP}	mmH ₂ O	28,9	0,5	-28,8	-72,7	-117,8										
Δh_{PO}	mmH ₂ O	316,4	362,8	414,0	486,2	520,4										
V_{PE}	$\mu\epsilon$	19328	19327	19324	19315	19301										
t_a	°C	14,1	14,2	14,3	14,4	14,5										
h_b	mmHg	696,2	696,2	696,3	696,3	696,3										
ψ	%	67,0	66,5	66,5	66,0	65,5										

Observação: O ventilador auxiliar foi ligado a partir da leitura número 11.

Tabela B.2 Valores medidos para o ventilador centrífugo de $n_{qA} = 150$ com pás auxiliares para $Fr = 0,20$ e $Fa = 0,33$

Valores medidos para o ventilador centrífugo com pás auxiliares e rotação $n = 3000^{\pm 3}$ rpm													UNIFEI – IEM – LabVent			
Teste realizado por		Paulo Créder Ferreira Gonçalves					Waldir de Oliveira									
Pás Principais (P)		Pás Auxiliares (A)			Fator de Raio (Fr)			Fator de Ângulo (Fa)			Início		Término		Data	
4		4			0,20			0,33			19:13 h		20:47 h		23/11/2010	
Grandeza	Unidade	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
n	rpm	3003	3001	3001	3003	3002	3000	2997	2997	3000	3000	2997	3001	2997	3003	3000
h_{CEP}	mmH ₂ O	190,4	189,2	188,3	185,6	183,2	180,1	177,2	172,4	168,4	164,8	156,8	149,8	145,2	138,3	130,7
Δh_{PO}	mmH ₂ O	22,6	27,2	30,8	36,2	41,2	46,6	51,6	59,7	67,6	75,0	88,8	104,0	112,4	126,6	138,9
V_{PE}	$\mu\epsilon$	19176	19177	19179	19183	19190	19203	19208	19210	19215	19222	19226	19229	19235	19245	19250
t_a	°C	24,0	24,0	24,0	24,0	24,0	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5
h_b	mmHg	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0
ψ	%	69,0	69,0	69,0	69,0	69,0	69,0	69,0	69,0	69,0	69,0	69,0	69,0	69,0	69,0	69,0
Grandeza	Unidade	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
n	rpm	3001	3003	3002	2997	2997	3003	3002	3003	3003	3003	2997	2997	3003		
h_{CEP}	mmH ₂ O	122,8	118,6	107,2	95,9	82,1	63,5	47,0	34,1	12,5	-3,6	-12,8	-32,4	-65,1		
Δh_{PO}	mmH ₂ O	152,5	164,6	181,6	202,6	225,8	256,1	284,0	306,2	335,6	366,0	392,0	421,5	465,2		
V_{PE}	$\mu\epsilon$	19252	19254	19258	19259	19261	19264	19270	19272	19273	19272	19274	19275	19277		
t_a	°C	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,0	23,0	23,0	23,0	23,0	23,0		
h_b	mmHg	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0		
ψ	%	69,0	69,0	69,0	69,0	69,0	69,0	69,0	69,0	69,0	69,0	69,0	69,0	69,0		

Observação: O ventilador auxiliar foi ligado a partir da leitura número 16.

Tabela B.3 Valores medidos para o ventilador centrífugo de $n_{qA} = 150$ com pás auxiliares para $Fr = 0,20$ e $Fa = 0,50$

Valores medidos para o ventilador centrífugo com pás auxiliares e rotação $n = 3000^{\pm 3}$ rpm													UNIFEI – IEM – <i>LabVent</i>			
Teste realizado por		Paulo Créder Ferreira Gonçalves					Waldir de Oliveira									
Pás Principais (P)		Pás Auxiliares (A)			Fator de Raio (Fr)			Fator de Ângulo (Fa)			Início		Término		Data	
4		4			0,20			0,50			14:25 h		16:32 h		16/10/2010	
Grandeza	Unidade	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
n	rpm	3002	3001	2997	2997	2998	2998	3003	3002	3003	3002	3003	3002	3000	2998	3002
h_{CEP}	mmH ₂ O	194,7	193,4	191,5	189,5	1887,4	183,1	180,4	177,8	174,8	173,8	167,1	161,7	153,8	146,0	138,5
Δh_{PO}	mmH ₂ O	20,2	25,0	29,2	33,7	38,2	46,0	52,8	57,4	63,2	69,8	77,5	87,1	100,4	114,1	126,8
V_{PE}	$\mu\epsilon$	19224	19230	19236	19242	19247	19255	19260	19264	19268	19272	19277	19282	19288	19292	19296
t_a	°C	27,2	27,2	27,1	27,1	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0
h_b	mmHg	689,0	689,0	689,0	689,0	689,0	689,0	689,0	689,0	689,0	689,0	689,0	689,0	689,0	689,0	689,0
ψ	%	61,0	61,0	60,5	60,5	60,5	60,5	60,5	60,5	60,5	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0
Grandeza	Unidade	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
n	rpm	3001	2998	2997	3002	3000	3001	2997	2997	2998	3001	2997	2997			
h_{CEP}	mmH ₂ O	131,2	120,5	111,1	96,2	71,7	52,4	31,2	14,9	-4,3	-18,2	-31,1	-53,4			
Δh_{PO}	mmH ₂ O	139,1	155,6	171,6	197,0	236,4	268,4	303,1	330,3	363,8	389,2	410,4	449,2			
V_{PE}	$\mu\epsilon$	19300	19303	19307	19312	19317	19320	19322	19323	19325	19326	19326	19326			
t_a	°C	27,1	27,1	27,2	27,2	27,2	27,2	27,3	27,4	27,5	27,5	27,5	27,5			
b	mmHg	689,0	689,0	689,0	689,0	689,0	689,0	689,0	689,0	689,0	689,0	689,0	689,0			
ψ	%	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	59,0	59,0	59,0	59,0	59,0			

Observação: O ventilador auxiliar foi ligado a partir da leitura número 15.

Tabela B.4 Valores medidos para o ventilador centrífugo de $n_{qA} = 150$ com pás auxiliares para $Fr = 0,20$ e $Fa = 0,66$

Valores medidos para o ventilador centrífugo com pás auxiliares e rotação $n = 3000^{\pm 3}$ rpm													UNIFEI – IEM – <i>LabVent</i>			
Teste realizado por		Paulo Créder Ferreira Gonçalves					Waldir de Oliveira									
Pás Principais (P)		Pás Auxiliares (A)			Fator de Raio (Fr)			Fator de Ângulo (Fa)			Início		Término		Data	
4		4			0,20			0,66			09:35 h		11:41 h		01/11/2010	
Grandeza	Unidade	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
n	rpm	3003	3003	3001	2997	2998	3000	3003	3003	3003	3002	3003	3002	3000	3002	3002
h_{CEP}	mmH ₂ O	194,5	193,8	192,5	190,1	186,8	183,3	182,0	177,5	172,2	167,4	159,4	140,4	142,1	133,9	124,0
Δh_{PO}	mmH ₂ O	20,0	22,3	28,8	33,5	41,4	46,6	51,9	58,4	67,3	76,3	90,5	106,8	120,2	134,8	151,1
V_{PE}	$\mu\epsilon$	19224	19227	19234	19238	19245	19251	19255	19260	19267	19272	19278	19286	19292	19296	19300
t_a	°C	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0
h_b	mmHg	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0
ψ	%	72,0	72,0	72,0	72,0	72,0	72,0	72,0	72,0	72,0	72,0	72,0	72,0	72,0	72,0	72,0
Grandeza	Unidade	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
n	rpm	3001	3002	3000	3000	2997	2997	2998	2997	3003	3003	3003	2998	3000		
h_{CEP}	mmH ₂ O	117,2	105,4	91,4	78,0	60,0	42,6	31,2	13,9	-2,4	-18,2	-31,8	-54,3	-79,6		
Δh_{PO}	mmH ₂ O	163,2	183,6	206,8	229,2	257,5	286,0	305,5	335,0	363,6	390,0	414,2	451,2	494,0		
V_{PE}	$\mu\epsilon$	19304	19308	19313	19318	19321	19324	19325	19326	19327	19327	19327	19326	19325		
t_a	°C	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0		
h_b	mmHg	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0	688,0		
ψ	%	72,0	72,0	72,0	72,0	72,0	72,0	72,0	72,0	72,0	72,0	72,0	72,0	72,0		

Observação: O ventilador auxiliar foi ligado a partir da leitura número 24.

Tabela B.5 Valores medidos para o ventilador centrífugo de $n_{qA} = 150$ com pás auxiliares para $Fr = 0,50$ e $Fa = 0,33$

Valores medidos para o ventilador centrífugo com pás auxiliares e rotação $n = 3000^{\pm 3}$ rpm													UNIFEI – IEM – <i>LabVent</i>			
Teste realizado por		Paulo Créder Ferreira Gonçalves					Waldir de Oliveira									
Pás Principais (P)		Pás Auxiliares (A)			Fator de Raio (Fr)			Fator de Ângulo (Fa)			Início		Término		Data	
4		4			0,50			0,33			19:27 h		20:46 h		04/04/2007	
Grandeza	Unidade	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
n	rpm	3000	2998	2997	2997	3003	2998	2998	3000	2998	3002	3002	3003	3001	2998	3003
h_{CEP}	mmH ₂ O	196,8	195,4	191,9	187,8	185,2	180,4	173,4	163,8	153,7	142,8	136,2	128,0	112,1	86,7	47,9
Δh_{PO}	mmH ₂ O	21,2	29,0	37,1	45,4	54,9	64,1	76,4	95,9	114,1	134,6	148,6	162,7	188,7	233,1	300,5
V_{PE}	$\mu\epsilon$	19202	19214	19226	19236	19246	19254	19264	19277	19286	19293	19298	19302	19308	19317	19326
t_a	°C	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	26,9	26,9
h_b	mmHg	689,8	689,8	689,8	689,8	689,9	690,0	690,0	690,1	690,1	690,2	690,2	690,2	690,3	690,3	690,4
ψ	%	67,8	67,8	67,8	67,8	67,9	67,9	67,9	67,9	67,9	67,9	67,9	67,9	67,9	67,9	67,9
Grandeza	Unidade	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
n	rpm	2998	3001	2997	2998											
h_{CEP}	mmH ₂ O	2,6	-39,1	-71,0	-100,4											
Δh_{PO}	mmH ₂ O	378,0	452,8	508,4	556,4											
V_{PE}	$\mu\epsilon$	19329	19329	19326	19323											
t_a	°C	26,9	26,9	26,9	26,9											
h_b	mmHg	690,4	690,4	690,3	690,2											
ψ	%	67,9	67,9	67,9	67,9											

Observação: O ventilador auxiliar foi ligado a partir da leitura número 12.

Tabela B.6 Valores medidos para o ventilador centrífugo de $n_{qA} = 150$ com pás auxiliares para $Fr = 0,50$ e $Fa = 0,50$

Valores medidos para o ventilador centrífugo com pás auxiliares e rotação $n = 3000^{\pm 3}$ rpm													UNIFEI – IEM – <i>LabVent</i>			
Teste realizado por		Paulo Créder Ferreira Gonçalves					Fernanda Sírio Lima					Waldir de Oliveira				
Pás Principais (P)		Pás Auxiliares (A)			Fator de Raio (Fr)			Fator de Ângulo (Fa)			Início		Término		Data	
4		4			0,50			0,50			10:03 h		11:33 h		27/12/2006	
Grandeza	Unidade	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
n	rpm	2998	3002	3002	3003	3002	3000	3000	3001	2998	3003	3000	3001	3002	2997	3000
h_{CEP}	mmH ₂ O	208,4	208,0	206,2	203,2	200,0	195,8	191,0	185,2	173,5	160,2	146,2	126,2	109,8	77,4	48,8
Δh_{PO}	mmH ₂ O	22,4	27,2	33,0	42,4	50,2	60,1	70,4	82,4	106,2	133,8	158,8	195,0	225,0	279,0	329,8
V_{PE}	$\mu\epsilon$	19242	19248	19254	19265	19272	19280	19287	19295	19308	19321	19330	19340	19347	19355	19360
t_a	°C	25,0	25,0	25,2	25,2	25,3	25,3	25,4	25,4	25,5	25,5	25,5	25,6	25,6	25,6	25,7
h_b	mmHg	682,4	682,4	682,4	682,4	682,4	682,4	682,4	682,4	682,4	682,4	682,4	682,5	682,5	682,5	682,5
ψ	%	84,0	84,0	83,5	83,0	83,0	82,5	82,5	82,0	82,0	82,0	81,5	81,0	81,0	80,0	79,0
Grandeza	Unidade	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
n	rpm	2997	3002	3001	2997	2997										
h_{CEP}	mmH ₂ O	13,2	-28,2	-68,0	-93,8	-109,8										
Δh_{PO}	mmH ₂ O	390,4	464,4	530,2	572,0	597,4										
V_{PE}	$\mu\epsilon$	19362	19363	19362	19361	19360										
t_a	°C	25,7	25,8	25,9	26,0	26,1										
h_b	mmHg	682,5	682,5	682,5	682,5	682,5										
ψ	%	79,0	78,5	78,0	77,5	77,0										

Observação: O ventilador auxiliar foi ligado a partir da leitura número 12.

Tabela B.7 Valores medidos para o ventilador centrífugo de $n_{qA} = 150$ com pás auxiliares para $Fr = 0,50$ e $Fa = 0,66$

Valores medidos para o ventilador centrífugo com pás auxiliares e rotação $n = 3000^{\pm 3}$ rpm													UNIFEI – IEM – <i>LabVent</i>			
Teste realizado por		Paulo Créder Ferreira Gonçalves					Waldir de Oliveira									
Pás Principais (P)		Pás Auxiliares (A)			Fator de Raio (Fr)			Fator de Ângulo (Fa)			Início		Término		Data	
4		4			0,50			0,55			10:04 h		11:45 h		23/01/2007	
Grandeza	Unidade	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
n	rpm	3002	2998	2998	3002	3003	3000	2997	2997	3000	2998	2998	2997	2997	3001	3001
h_{CEP}	mmH ₂ O	201,0	199,7	199,2	199,0	195,8	193,0	189,8	186,6	181,4	172,2	164,2	153,6	139,8	129,7	113,4
Δh_{PO}	mmH ₂ O	21,8	23,6	26,4	31,4	38,8	44,0	50,2	59,2	70,2	87,6	103,8	124,2	149,6	165,6	196,2
V_{PE}	$\mu\epsilon$	19218	19222	19227	19236	19246	19254	19261	19268	19278	19288	19298	19309	19318	19323	19331
t_a	°C	23,0	23,0	23,0	23,0	23,1	23,1	23,2	23,2	23,2	23,3	23,3	23,3	23,3	23,3	23,4
h_b	mmHg	681,7	681,7	681,7	681,7	681,7	681,7	681,7	681,7	681,7	681,7	681,7	681,7	681,7	681,7	681,7
ψ	%	79,0	79,0	79,0	79,0	79,0	79,0	79,0	79,0	79,0	79,0	79,0	79,0	79,0	78,5	78,5
Grandeza	Unidade	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
n	rpm	3001	2998	2997	3003	3000	2998	3000								
h_{CEP}	mmH ₂ O	90,0	69,6	43,3	12,2	-18,6	-49,4	-119,0								
Δh_{PO}	mmH ₂ O	235,4	269,8	311,4	366,4	418,4	471,8	589,0								
V_{PE}	$\mu\epsilon$	19338	19343	19346	19347	19345	19344	19336								
t_a	°C	23,4	23,4	23,5	23,6	23,6	23,8	23,8								
h_b	mmHg	681,7	681,7	681,7	681,7	681,7	681,7	681,7								
ψ	%	78,0	78,0	77,0	77,0	76,0	75,5	75,0								

Observação: O ventilador auxiliar foi ligado a partir da leitura número 14.

Tabela B.8 Valores medidos para o ventilador centrífugo de $n_{qA} = 150$ com pás auxiliares para $Fr = 0,80$ e $Fa = 0,33$

Valores medidos para o ventilador centrífugo com pás auxiliares e rotação $n = 3000^{\pm 3}$ rpm													UNIFEI – IEM – <i>LabVent</i>			
Teste realizado por		Paulo Créder Ferreira Gonçalves					Waldir de Oliveira									
Pás Principais (P)		Pás Auxiliares (A)			Fator de Raio (Fr)			Fator de Ângulo (Fa)			Início		Término		Data	
4		4			0,80			0,33			16:43 h		18:14 h		17/05/2007	
Grandeza	Unidade	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
n	rpm	3003	3002	2997	3002	3002	3001	3003	3002	3001	2997	2998	3002	3000	3000	2998
h_{CEP}	mmH ₂ O	208,4	206,0	203,2	199,6	195,8	191,2	185,3	179,6	170,9	162,2	153,0	139,3	120,1	97,2	76,2
Δh_{PO}	mmH ₂ O	22,0	28,8	37,0	47,0	57,4	68,2	80,4	93,4	110,8	127,0	144,8	171,0	205,2	245,0	278,5
V_{PE}	$\mu\epsilon$	19219	19230	19244	19256	19267	19277	19287	19295	19306	19313	19321	19329	19337	19345	19349
t_a	°C	24,7	24,7	24,7	24,6	24,6	24,6	24,6	24,6	24,5	24,5	24,4	24,3	24,2	24,2	24,2
h_b	mmHg	691,9	691,9	691,9	691,9	691,9	691,9	691,9	691,9	691,9	691,9	691,9	692,0	692,0	692,0	692,0
ψ	%	63,0	63,0	63,0	63,0	63,0	63,0	63,0	63,0	63,0	63,0	63,0	63,0	63,0	63,0	63,5
Grandeza	Unidade	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
n	rpm	3001	3003	3003	2997	3003										
h_{CEP}	mmH ₂ O	49,4	22,6	-16,0	-52,2	92,1										
Δh_{PO}	mmH ₂ O	327,0	375,4	441,2	499,8	572,2										
V_{PE}	$\mu\epsilon$	19351	19352	19350	19346	19341										
t_a	°C	24,2	24,2	24,2	24,1	24,1										
h_b	mmHg	692,0	692,0	692,1	692,1	692,1										
ψ	%	63,5	63,5	63,5	64,0	64,0										

Observação: O ventilador auxiliar foi ligado a partir da leitura número 12.

Tabela B.9 Valores medidos para o ventilador centrífugo de $n_{qA} = 150$ com pás auxiliares para $Fr = 0,80$ e $Fa = 0,50$

Valores medidos para o ventilador centrífugo com pás auxiliares e rotação $n = 3000^{\pm 3}$ rpm													UNIFEI – IEM – <i>LabVent</i>			
Teste realizado por		Paulo Créder Ferreira Gonçalves					Waldir de Oliveira									
Pás Principais (P)		Pás Auxiliares (A)			Fator de Raio (Fr)			Fator de Ângulo (Fa)			Início		Término		Data	
4		4			0,80			0,50			10:22 h		11:48 h		05/05/2007	
Grandeza	Unidade	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
n	rpm	2997	3003	2998	3003	2997	3000	2998	3000	2998	3001	2998	3001	3000	3000	2998
h_{CEP}	mmH ₂ O	225,0	224,6	221,6	219,0	215,0	210,6	205,0	197,4	185,6	175,0	163,2	145,8	126,0	99,3	67,2
Δh_{PO}	mmH ₂ O	24,2	30,8	41,6	50,0	60,6	71,6	84,2	99,5	123,8	144,6	165,0	196,4	229,4	273,4	321,4
V_{PE}	$\mu\epsilon$	19259	19268	19281	19292	19303	19311	19319	19329	19340	19350	19356	19367	19373	19380	19386
t_a	°C	22,4	22,4	22,4	22,4	22,5	22,5	22,5	22,6	22,7	22,7	22,9	23,0	23,1	23,2	23,3
h_b	mmHg	695,8	695,8	695,8	695,8	695,8	695,8	695,8	695,8	695,8	695,8	695,7	695,7	695,6	695,6	695,5
ψ	%	67,5	67,5	67,5	67,5	67,0	67,0	67,0	67,0	67,0	67,0	66,0	66,0	65,5	65,0	64,5
Grandeza	Unidade	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
n	rpm	3000	2997	3003	3003											
h_{CEP}	mmH ₂ O	33,0	0,6	-45,8	-94,8											
Δh_{PO}	mmH ₂ O	378,6	428,4	509,6	594,4											
V_{PE}	$\mu\epsilon$	19388	19388	19385	19379											
t_a	°C	23,4	23,5	23,7	23,9											
h_b	mmHg	695,5	695,5	695,4	695,4											
ψ	%	63,0	62,5	62,0	62,0											

Observação: O ventilador auxiliar foi ligado a partir da leitura número 12.

Tabela B.10 Valores medidos para o ventilador centrífugo de $n_{qA} = 150$ com pás auxiliares para $Fr = 0,80$ e $Fa = 0,66$

Valores medidos para o ventilador centrífugo com pás auxiliares e rotação $n = 3000^{\pm 3}$ rpm													UNIFEI – IEM – LabVent			
Teste realizado por		Paulo Créder Ferreira Gonçalves					Waldir de Oliveira									
Pás Principais (P)		Pás Auxiliares (A)			Fator de Raio (Fr)			Fator de Ângulo (Fa)			Início		Término		Data	
4		4			0,80			0,66			17:17 h		18:52 h		23/05/2007	
Grandeza	Unidade	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
n	rpm	2998	3003	3001	3001	3002	3003	3000	3000	3000	3002	2998	3001	2997	3000	2998
h_{CEP}	mmH ₂ O	223,2	221,8	218,8	214,1	209,8	206,0	200,6	195,4	187,6	178,4	167,9	157,0	141,4	120,9	89,2
Δh_{PO}	mmH ₂ O	23,0	31,2	38,9	50,2	61,6	71,6	82,0	94,8	111,2	129,4	147,6	169,2	199,1	239,0	295,4
V_{PE}	$\mu\epsilon$	19250	19263	19273	19288	19300	19311	19317	19327	19336	19346	19354	19363	19373	19381	19388
t_a	°C	17,1	17,1	17,1	17,1	17,1	17,1	17,1	17,1	17,2	17,2	17,2	17,2	17,2	17,1	17,1
h_b	mmHg	690,8	690,8	690,8	690,8	690,8	690,8	690,8	690,9	690,9	690,9	690,9	690,9	690,9	690,9	690,9
ψ	%	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5
Grandeza	Unidade	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
n	rpm	3001	3001	3000	3002	3000										
h_{CEP}	mmH ₂ O	58,7	27,9	-7,0	-41,5	-78,6										
Δh_{PO}	mmH ₂ O	347,2	399,4	458,7	517,1	578,9										
V_{PE}	$\mu\epsilon$	19392	19393	19391	19387	19381										
t_a	°C	17,1	17,2	17,3	17,3	17,3										
h_b	mmHg	690,9	690,9	690,9	691,0	691,0										
ψ	%	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5										

Observação: O ventilador auxiliar foi ligado a partir da leitura número 13.

Tabela B.11 Valores medidos para o ventilador centrífugo de $n_{qA} = 150$ com 8 pás principais (rotor convencional)

Valores medidos para o ventilador centrífugo com pás auxiliares e rotação $n = 3000^{\pm 3}$ rpm													UNIFEI – IEM – <i>LabVent</i>			
Teste realizado por		Paulo Créder Ferreira Gonçalves					Waldir de Oliveira									
Pás Principais (P)		Pás Auxiliares (A)			Fator de Raio (Fr)			Fator de Ângulo (Fa)			Início		Término		Data	
8		-			-			-			09:53 h		11:37 h		25/05/2007	
Grandeza	Unidade	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
n	rpm	3000	2998	3001	3003	3001	3001	3001	2998	3003	3000	2998	3000	2998	3000	3000
h_{CEP}	mmH ₂ O	237,2	235,0	232,5	227,8	221,8	215,7	208,8	199,8	192,0	181,1	164,5	137,4	115,8	89,2	62,8
Δh_{PO}	mmH ₂ O	24,6	31,8	40,2	53,4	67,4	80,6	96,0	112,8	130,8	150,8	179,0	227,4	262,4	305,8	349,8
V_{PE}	$\mu\epsilon$	19267	19278	19290	19304	19317	19328	19339	19348	19357	19365	19374	19386	19391	19396	19400
t_a	°C	15,3	15,3	15,4	15,4	15,5	15,6	15,7	15,8	15,8	15,9	16,0	16,1	16,2	16,3	16,4
h_b	mmHg	692,2	692,2	692,2	692,2	692,2	692,2	692,2	692,2	692,2	692,2	692,2	692,2	692,2	692,2	692,2
ψ	%	72,5	72,5	72,0	71,5	71,5	70,0	70,0	70,5	70,0	69,5	69,0	68,0	68,0	67,5	67,0
Grandeza	Unidade	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
n	rpm	3002	3002	2998	3000	2997										
h_{CEP}	mmH ₂ O	33,4	2,4	-38,4	-72,6	-112,4										
Δh_{PO}	mmH ₂ O	399,4	447,8	511,2	562,9	624,8										
V_{PE}	$\mu\epsilon$	19402	19400	19395	19388	19380										
t_a	°C	16,5	16,6	16,7	16,9	17,0										
h_b	mmHg	692,2	692,2	692,2	692,2	692,2										
ψ	%	66,5	60,0	66,0	65,5	60,0										

Observação: O ventilador auxiliar foi ligado a partir da leitura número 12.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ADLER, D. (1980)**, “Status of centrifugal impeller internal aerodynamics - Part I: Inviscid flow prediction methods”, ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 102, pp. 728-737
- ADLER, D., KRIMERMAN, Y. (1980)**, “On the relevance of inviscid subsonic flow calculations to real centrifugal impellers flows”, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 102, pp. 78-84
- AMORIM, J. C. C. (1987)**, “Cálculo do escoamento potencial em perfis aerodinâmicos isolados e em grades de turbomáquinas”, Dissertação de Mestrado, EFEI–Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Itajubá – MG
- 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
- BALJÉ, O. E. (1978)**, “A flow model for centrifugal compressor rotors”, ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 100, pp. 148-158
- BALJÉ, O. E. (1981)**, “Turbomachines - A guide to design, selection, and theory”, John Wiley & Sons, Inc.
- BAKIR, F., KOUIDRI, S., BELAMRI, T., REY, R. (2001-a)**, “Calcul potentiel instationnaire appliqué à l’interaction roue-volute des pompes centrifuges”, La Houille Blanche, N. 2-2001, pp. 64-69
- BAKIR, F., KOUIDRI, S., BELAMRI, T., REY, R. (2001-b)**, “On a general method of unsteady potential calculation applied to the compression stages of a turbomachine –

Part I: Theoretical approach”, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 123, pp. 780-786

BENEDICT, R. P. (1977), “Fundamentals of temperature, pressure, and flow measurements”, John Wiley & Sons, Inc.

CUI, B., ZHU, Z., ZHANG, J., CHEN, Y. (2006), “The Flow Simulation and Experimental Study of Low-Specific-Speed High-speed Complex Centrifugal Impellers”, Chinese Journal Chemical Engineering, 14(4), pp. 435-441

CUMPSTY, N. A. (1989), “Compressor aerodynamics”, Longman Scientific & Technical

DEAN Jr., R. C., SENOO, Y. (1960), “Rotating wakes in vaneless diffusers”, ASME Journal of Basic Engineering, Vol. 82, pp. 563-574

ECKARDT, D. (1976), “Detailed flow investigations within a high speed centrifugal compressor impeller”, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 98, pp. 390-402

ECKARDT, D. (1980), “Flow field analysis of radial and backswept centrifugal compressor impellers, Part I: Flow measurement using a laser velocimeter”, The 25th Annual International Gas Turbine Conference and the 22th Annual Fluids Engineering Conference, New Orleans, Symposium Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors - ASME, pp. 77-86

EREMEEF, L. R. (1974), “Calcul des écoulements dans les turbomachines en fluide parfait et incompressible”, Compte rendu, Contrat No. 73.71765.00.221.75.01, Délégation Générale à la Recherche Scientifique et Technique, Grenoble

FAGAN, J. R., FLEETER, S. (1991), “Impeller flow field measurement and analysis”, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 113, pp. 670-679

FAJARDO, L. C. (2013), “Metodologia para obtenção de rotores radiais otimizados nos modos bomba e turbina utilizando critérios de carregamento hidrodinâmico”
Dissertação de Mestrado, UNIFEI – Universidade Federal de Itajubá, Itajubá – MG

FERNANDES, E. C. (1978), “Análise do escoamento em máquinas de fluxo segundo o método das singularidades”, Instituto Tecnológico de Aeronáutica – ITA – IEME (Publicação Interna), São José dos Campos – SP - Brasil

- FERNANDES, E., C., OLIVEIRA, W. (1991)**, “Cálculo do escoamento potencial em rotores centrífugos de máquinas de fluxo”, IX Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, São Paulo, Brasil, pp. 497-500
- FIGLIOLA, R. S., BEASLEY, D. E. (1991)**, “Theory and design for mechanical measurement”, John Wiley & Sons, Inc.
- FINEP/EFEI (1981)**, “Pesquisa de novas formas de ventiladores visando reduzir o seu volume construtivo do escoamento, ruído e vibração”, Convênio FINEP/EFEI, Itajubá – MG
- FRYML, T., HEISLER, V., PAVLUCH, M. (1983)**, “The influence os auxiliary blades on the characteristics and efficiency of centrifugal pump impellers”, Proceedings of the Seventh Conference on Fluid Machinery, Akadémiai Kiadó, Budapest, Vol. 1, pp. 247-255
- GIESING, J. P. (1964)**, “Extension of the Douglas Neumann program to problems of lifting cascades”, Report No. LB 31653, Bureau of Ships Fundamental Hydromechanics Research, USA
- GÖLCÜ, M. (2001)**, “The analysis of the effect on efficiency of splitter blades in deep well pump impellers”, PhD Thesis, Pamukkale University, 198 p.
- GÖLCÜ, M. (2006-a)**, “Neural network analysis of head-flow curves in deep well pumps”, Energy Conversion and Management, Vol. 47, pp. 992-1003
- GÖLCÜ, M. (2006-b)**, “Artificial neural network based modeling of performance characteristics of deep well pumps with splitter blade”, Energy Conversion and Management, Vol. 47, pp. 3333-3343
- GÖLCÜ, M., PANCAR, Y. (2005)**, “Investigation of performance characteristics in a pump impeller with low blade discharge angle”, World Pumps, Elsevier Ltd. September, pp. 32-40
- GÖLCÜ, M., PANCAR, Y., SEKMEN, Y. (2006)**, “Energy saving in a deep well pump with splitter blade”, Energy Conversion and Management, Vol. 47, pp. 638-651
- GOSTELOW, J. P. (1973)**, “Review of compressible flow theories for airfoil cascades”, ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 95, pp. 281-292

- GUI, L., GU, C., CHANG, H. (1989)**, “Influences of splitter blades on the centrifugal fan performance”, ASME The Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, June 4–8, Toronto, 89-GT-33
- HATHAWAY, M. D., CHRISS, R. M., WOOD, J. R., STRAZISAR, A. J. (1993)**, “Experimental and computational investigation of the NASA low-speed centrifugal compressor flow field”, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp. 527-542
- HESS, J. L., SMITH, A. M. O. (1967)**, “Calculation of potential flow about arbitrary bodies”, Progress in Aeronautical Sciences, Vol. 8, pp. 1-138
- HOFFMEISTER, M. (1960)**, “Berechnung der Strömung durch ein radiales Laufrad unter Berücksichtigung der veränderlichen Breite der Schaufeln”, Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Hochschule Dresden, Band 9, Heft 1, S. 27-36
- HOU, Y., LI, R., ZHANG, J. (2012)**, “Research on the Length Ratio of Splitter Blades for Ultra-high Head Francis Runners”, Procedia Engineering, Vol. 31, pp. 92-96
- ISAY, W. H. (1954)**, “Beitrag zur Potentialströmung durch radiale Schaufelgitter”, Ingenieur - Archiv, Band 32, S. 203-210
- 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)
- JAPIKSE, D. (1976)**, “Review - Progress in numerical turbomachinery analysis”, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 98, pp. 592-606
- JAPIKSE, D., PLATT, J. M. (2004)**, “Optimization in component design and redesign”, The 10th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, Hawaii, March 07-11, pp. 1-14
- JORGENSEN, R. (1982)**, “Fan engineering”, Eighth Edition, Buffalo Forge Company
- KARAMCHETI, K. (1966)**, “Principles of ideal-fluid aerodynamics”, John Wiley and Sons, Inc. 636 p.
- KATSANIS, T., McNALLY, W. D. (1969)**, “Fortran program for calculating velocities and streamlines on a blade-to-blade stream of tandem blade turbomachine”, NASA TN D 5044

- KATZ, J., PLOTKIN, A. (1991)**, “Low-speed aerodynamics – from wing theory to panel methods”, McGraw-Hill, Inc.
- KERGOURLAY, G., YOUNSI, M., BAKIR, F., REY, R. (2007)**, “Influence of splitter blades on the flow field of a centrifugal pump: Test-analysis comparison”, *International Journal of rotating machinery*, doi:10.1155/2007/85024, 13 pages
- KIM, J. H., CHA, K. H., KIM, K. Y., JANG, C. M. (2012)**, “Numerical investigation on aerodynamic performance of a centrifugal fan with splitter blades”, *International Journal of Fluid Machinery and Systems*”, Vol. 5, No. 4, pp. 168-173
- KLINE, S. J. (1985)**, “The purposes of uncertainty analysis”, *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 107, pp. 153-160
- LAKSHMINARAYANA, B. (1991)**, “An assessment of computational fluid dynamic techniques in analysis and design of tubomachinery - The 1990 Freeman Scholar Lecture”, *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 113, pp. 315-352
- LAKSHMINARAYANA, B. (1996)**, “Fluid dynamics and heat transfer of tubomachinery”, John Wiley & Sons Inc.
- LEWIS, R. I. (1991)**, “Vortex element methods for fluid dynamic analysis of engineering systems”, Cambridge University Press
- LUU, T. S., ABDELRAHMAN, M. M., RIBAUD, Y. (1980)**, “Transonic flow analysis in an impeller equipped with splitter blades”, The 25th Annual International Gas Turbine Conference and the 22th Annual Fluids Engineering Conference, New Orleans, Symposium Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors - ASME, pp. 47-60
- MADHWESH, N., KARANTH, K. V., SHARMA, N. Y., (2011)**, “Impeller treatment for a centrifugal fan using splitter vanes – A CFD approach”, *Proceedings of the World Congress on Engineering*, Vol. III, WCE 2011, July 6 - 8, 2011, London, U.K.
- MANZANARES FILHO, N. (1982)**, “Escoamento potencial em grades radiais de máquinas de fluxo”, *Dissertação de Mestrado, EFEI–Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Itajubá – MG*

- MANZANARES FILHO, N., OLIVEIRA, W. (1992)**, “Cálculo do escoamento potencial em rotores centrífugos com pás finas e largura variável”, ENCIT, IV Encontro Nacional de Ciências Térmicas, ABCM, Rio de Janeiro – RJ
- MARTENSEN, E. (1959)**, “Berechnung der Druckverteilung an Gitterprofilen in ebener Potentialströmung mit einer Fredholmschen Integralgleichung”, Archive for Rational Mechanics and Analysis, Band. 3, S. 235-270
- McNALLY, W. D., SOCKOL, P. M. (1985)**, “Review - Computational methods for internal flows with emphasis on turbomachinery”, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 107, pp. 6-22
- MIYAMOTO, H., NAKASHIMA, Y., OHBA, H., (1992)**, “Effects of splitter blades on the flows and characteristics in centrifugal impellers”, JSME International Journal, Series II, Vol. 35, N. 2, pp. 238-246
- MIZUKI, S., ARIGA, I., WATANABE, I., (1974)**, “Investigation concerning the blading of centrifugal impellers”, ASME paper 74-GT-143
- MURATA, S., OGAWA, T., GOTOH, M., (1978)**, “On the flow in a centrifugal impeller (2nd Report, Effects of change in impeller width)”, Bulletin of the JSME, Vol. 21, No. 151, pp. 90-97
- NYIRI, A., (1970)**, “Determination of the theoretical characteristics of hydraulic machines based on potential theory”, Acta Technica Academiae Scientiarum Hungaricae, Vol. 69 (3-4), pp. 243-273
- OLIVEIRA, W., (2001)**, “Análise do escoamento em turbomáquinas radiais”, Tese de Doutorado, Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA, Documento N.: CTA/ITA-IEM/TD-007/2001, São José dos Campos – SP
- POTTER, M. C., WIGGERT, D. C., (1997)**, “Mechanics of fluids”, Prentice-Hall, Inc., 752 p.
- QUINTERO, Y. F. G., (2013)**, “Análise da Interação Rotor/Voluta de Turbomáquinas Centrífugas por Meio do Escoamento Potencial Levando em Consideração a Variação da Geometria e Espaçamento das Pás do Rotor”, Dissertação de Mestrado, UNIFEI – Universidade Federal de Itajubá, Itajubá – MG

- SATO, S., FURUKAWA, A., TAKAMATSU, Y., (1996)**, “Air water two-phase flow performance of centrifugal pump impellers with various blades angles”, JSME International Journal, Series B, Vol. 39, No. 2, pp. 223-229
- SAVAGE, M., FELIX, R., EMERY, J., (1955)**, “High-speed cascade tests of a blade section designed for typical hub conditions of high-flow transonic rotors”, NACA RM L55F07
- SCHOLZ, N., (1965)**, “Aerodynamik der Schaufelgitter”, Band I, Verlag G. Braun
- SHIGEMITSU, T., FUKUTOMI, J., KAJI, K., WADA, T. (2013)**, “Unsteady internal flow conditions of mini-centrifugal pump with splitter blades”, Vol. 22, No. 1, pp. 86-91
- TUZSON, J., (1993)**, “Interpretation of impeller flow calculations”, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 115, pp. 463-467
- VAVRA, M. H., (1974)**, “Aero-thermodynamics and flow in turbomachines”, Robert E. Krieger Publishing Company
- VIOLATO, M. O., (2004)**, “Análise teórica do escoamento em rotores centrífugos com pás auxiliares”, Dissertação de Mestrado, UNIFEI – Universidade Federal de Itajubá, Itajubá – MG
- WHITFIELD, A., BAINES, N. C., (1990)**, “Design of radial turbomachines”, Longman Scientific & Technical
- WU, C. H. (1952)**, “A general theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial -, radial-, and mixed-flow types”, NACA TN 2604
- WU, C. H., WANG, B., (1984)**, “Matrix solution of compressible flow on S_1 surface through a turbomachine blade row with splitter vanes or tandem blades”, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, pp. 449-454
- ZHU, Z., JIN, Q., HUANG, D., (2000)**, “Experimental study on high-speed centrifugal pumps with a half-open complex impeller”, The Second International Symposium on Fluid Machinery and Fluid Engineering (2nd ISFMFE) October, 22-25, Beijing