

TESE

971

HELGA GONZAGA MARTINS



**ANÁLISE DO EFEITO DA GEOMETRIA , DO NÚMERO DE PÁS E
DO RUÍDO NA CARACTERÍSTICA DE FUNCIONAMENTO DE
VENTILADORES CENTRÍFUGOS.**

Dissertação apresentada à Escola Federal
de Engenharia de Itajubá para obtenção
do título de Mestre em Engenharia.

ITAJUBÁ – MG

1998

HELGA GONZAGA MARTINS

**ANÁLISE DO EFEITO DA GEOMETRIA, DO NÚMERO DE PÁS E
DO RUÍDO NA CARACTERÍSTICA DE FUNCIONAMENTO DE
VENTILADORES CENTRÍFUGOS.**

Dissertação apresentada à Escola Federal
de Engenharia de Itajubá para obtenção
do título de Mestre em Engenharia.

Área de Concentração :
Engenharia Mecânica

Orientador:
Prof. Sebastião Varella
Co-orientador:
Prof. Waldir de Oliveira

ITAJUBÁ – MG
1998

AGRADECIMENTOS

Ao orientador Prof. Sebastião Varella pela sua confiança prestada a este trabalho.

Ao co-orientador Prof. Waldir de Oliveira, pela sua orientação e participação, no sentido de ter cedido o programa computacional utilizado neste trabalho, pois o mérito é creditado a ele.

Àqueles cuja amizade foi o maior incentivo para a realização deste trabalho, em particular aos amigos Prof. Alexandre Augusto Barbosa, Prof. Ariosto Bretanha Jorge, Prof. Newton de Figueiredo Filho e Ana Paula Figueiredo.

Ao ICI-Instituto de Ciências da EFEI, pelo apoio prestado na confecção desta dissertação, em particular à Janice Duarte Viana.

Aos funcionários do Laboratório do Departamento de Engenharia Mecânica pelo apoio prestado.

A todos os professores e funcionários da EFEI que, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização do presente trabalho.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	IV
LISTA DE TABELAS	IV
LISTA DE ABREVIATURAS	VI
LISTA DE SÍMBOLOS	VII
RESUMO	XI
ABSTRACT	XII

1- INTRODUÇÃO

2- REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1- Coordenação Administrativa

2.1.1- Generalidades

2.1.1.1- Conselho de Administração

2.1.1.2- Diretor

2.1.1.3- Executivos Gerais

2.1.1.4- Conselho de Segurança

2.1.1.5- Tipos de Pés

2.1.1.5.1- Pés Coadjuvados Ponta a Ponta

2.1.1.5.2- Pés Flacos

2.1.1.5.3- Pés Curvados

2.1.1.5.4- Pés Longos

2.1.1.5.5- Pés Amalgamados ou Pés Tangente Lateral

À memória de minha mãe

Célia

À minha grande família

À minha querida filha

Camille

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	I
LISTA DE TABELAS.....	IV
LISTA DE ABREVIATURAS.....	VI
LISTA DE SÍMBOLOS.....	VII
RESUMO.....	XI
ABSTRACT.....	XII

1- INTRODUÇÃO.	1
2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1 - Considerações Aerodinâmicas	4
2.1.1 – Generalidades	4
2.1.1.1 – Condição de Entrada do Ar	8
2.1.1.2 – Choque	10
2.1.1.3 – Escoamento Reverso	12
2.1.1.4 – Condição de Saída do Ar	13
2.1.1.5 – Tipos de Pás	20
2.1.1.5.1 – Pás Calculadas Ponto a Ponto	20
2.1.1.5.2 – Pás Planas	23
2.1.1.5.3 – Pás Circulares.	24
2.1.1.5.4 – Pás Logarítmicas	25
2.1.1.5.5 – Pás Analíticas ou Pás Tangente Linear	25

2.1.2 – Equacionamento do Formato da Pá Beta Linear	26
2.2 - A Ocorrência de Ruído em Ventiladores.	31
2.2.1 – Tipos de Ruídos	32
2.2.1.1 – Ruído Rotacional	32
2.2.1.2 – Ruído em Banda Larga	34
2.2.1.3 – Ruído Devido à Turbulência na Entrada	34
2.2.1.4 – Ruído na Camada Limite Turbulenta	35
2.2.2 – Predição de Ruído em Ventiladores Centrífugos.	35
2.2.3 – Fontes de Ruído	36
2.2.4 – Redução de Ruído	38
2.2.5 – Eficiência e Ruído dos Ventiladores.	40
2.2.6 – Características de Ventiladores Centrífugos e a Presença de Ruído	40
2.2.6.1 – Ventiladores Centrífugos com Pás Inclínadas para Frente	42
2.2.6.2 – Ventiladores Centrífugos com Pás Inclínadas para Trás.	43
2.2.6.3 – Ventiladores Centrífugos com Pás Radiais	43
3 - METODOLOGIA E EXPERIMENTAÇÃO	45
3.1 - Análise Aerodinâmica	45
3.1.1 - Metodologia Utilizada Para o Programa Computacional	46
3.1.1.1 - Variáveis Adimensionais	47
3.1.2 – Resultados Obtidos	49
3.2 - Análise de Ruído	56
3.2.1- Bancada de Ensaio	57

3.2.1.1- Características Aerodinâmicas da Bancada de Ensaios	58
3.2.1.2- Características de Ruídos	59
3.2.1.3- Equipamentos Utilizados	61
3.2.2 - Metodologia dos Ensaios	62
3.2.2.1 - Procedimentos dos Ensaios	62
3.2.2.1.1 - Ensaios de Medição de Nível de Ruído para Rotação Constante.	63
3.2.2.1.2 - Ensaios de Medição de Nível de Ruído para Rotação Variável	64
3.2.2.2 - Grandezas Medidas e Calculadas nos Ensaios de Ruídos	65
3.2.2.2.1 - Grandezas Medidas.	65
3.2.2.2.2. - Grandezas Calculadas	66
3.2.3 – Resultados Obtidos	67
3.2.3.1 - Resultados de Nível de Ruído para os Rotores Centrífugos com Rotação Constante	68
3.2.3.2 - Resultados de Nível de Ruído para os Rotores Centrífugos com Rotação Variável	74
3.2.3.3 - Curvas de Nível de Ruído.	77
4- ANÁLISE DOS RESULTADOS	81
5 - CONCLUSÕES	86
ANEXOS.	88
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	101
Apêndice	

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - Rotor com pás curvadas para trás e outros detalhes	5
FIGURA 2 - Escoamento reverso na entrada do rotor devido à grande largura.	9
FIGURA 3 - Distribuição da energia total na saída do rotor, por várias vazões	9
FIGURA 4 – Triângulo de velocidade para: $u = \text{const.}; V \neq \text{const.}$	11
FIGURA 5 - Triângulo de velocidade para: $V = \text{const.}; u \neq \text{const.}$	12
FIGURA 6 - Triângulo da velocidade de entrada.	13
FIGURA 7 - Triângulo de velocidade do lado de pressão das pás com diferentes ângulos β_2	14
FIGURA 8 - Formas de pás para máquinas radiais correspondendo	17
FIGURA 9 - Três pás de mesmos Y, V, n e ângulos β_4	18
FIGURA 10 - Curva da potência requerida para vários tipos de ângulo β_5	19
FIGURA 11 – Esboço pertinente ao cálculo ponto a ponto das pás	21
FIGURA 12 – Pás Radiais Retas.	24
FIGURA 13 – Pás Radiais de construção de um arco de círculo	25
FIGURA 14 – Definição Geométrica da derivada.	27
FIGURA 15 – Diagrama da dependência do coeficiente volumétrico com o de pressão	39
FIGURA 16 – Forma de pás e diagramas de velocidade para : (a) pás para frente, (b) pás radiais, (c) pás para trás	42

FIGURA 17 – Distribuição de pressão para pás tipo arco de círculo.	51
FIGURA 18 – Distribuição de velocidade para pás tipo arco de círculo.	51
FIGURA 19 – Distribuição de pressão para pás tipo beta linear.	52
FIGURA 20 – Distribuição de velocidade para pás beta linear	52
FIGURA 21 – Distribuição de pressão para pás analíticas	53
FIGURA 22 – Distribuição de velocidade para pás analíticas.	53
FIGURA 23 – Distribuição de pressão para pás com $n_{pa}=10$	54
FIGURA 24 – Distribuição de velocidade relativa para pás com $n_{pa}=10$	54
FIGURA 25 – Diagrama do coeficiente de pressão pelo volumétrico.	56
FIGURA 26 – Disposição dos microfones na medição de ruído	60
FIGURA 27 – Nível de Ruído x Vazão - Rotores Centrífugos para diferentes números de pás - $n_{qA} = 150$, $n = 3000$ (rpm)	78
FIGURA 28 – Nível de Ruído x Rotação – Rotor Arco de Círculo, $n_{qA} = 150$, $n_{pa} = 10$	79
FIGURA 29 – Nível de Ruído x Rotação – Rotor Arco de Círculo(FINEP-ENSAIO)	80
FIGURA 30 – Diagrama da pressão e vazão para um ventilador	82
FIGURA 31 - Planta do banco de testes	i
FIGURA 32 – Esquema da instrumentação de medidas	ii
FIGURA 33 – Esquema da seção de testes do rotor centrífugo	iii
FIGURA 34 – Esquema do conjunto de acionamento do rotor centrífugo.	iv
FIGURA 35 – Acoplamento do motor com o rotor centrífugo.	v
FIGURA 36 – Disposição do rotor de teste com a câmara de equalização	v
FIGURA 37 – Vista frontal da seção de teste	vi
FIGURA 38 –Motor de acionamento do rotor centrífugo.	vi

FIGURA 39 – Vista frontal do rotor centrífugo na seção de testes vii

FIGURA 40 –Vista lateral da câmara de equalização vii

FIGURA 41 – Leitura de rotação do rotor centrífugo viii

FIGURA 42 – Vista da válvula de controle de vazão do rotor centrífugo viii

TABELA 2 - Diagrama do coeficiente de pressão
para o coeficiente volumétrico 34

TABELA 3 – Ruído para pa arco de círculo, $nps = 12$ 69

TABELA 4 – Ruído para pa arco de círculo, $nps = 10$ 70

TABELA 5 – Ruído para pa arco de círculo, $nps = 8$ 71

TABELA 6 – Ruído para pa arco de círculo, $nps = 6$ 72

TABELA 7 – Ruído para pa arco de círculo, $nps = 10$ 73

TABELA 8 – Ruído para pa arco de círculo, $nps = 10$, $V=0,56[m^3/s]$ 74

TABELA 9 – Ruído para pa arco de círculo, $nps = 10$, $V=0,88[m^3/s]$ 75

TABELA 10 – Ruído para pa arco de círculo, $nps = 10$, $V=0,56[m^3/s]$ 76

TABELA A – Pa arco de círculo, $nps = 6$ 80

TABELA B – Pa arco de círculo, $nps = 8$ 85

TABELA C – Pa arco de círculo, $nps = 10$ 91

TABELA D – Pa arco de círculo, $nps = 12$ 92

TABELA E – Pa linha linear, $nps = 6$ 93

TABELA F – Pa linha linear, $nps = 8$ 94

TABELA G – Pa linha linear, $nps = 10$ 95

TABELA H – Pa linha linear, $nps = 12$ 96

TABELA I – Pa curva linear, $nps = 6$ 97

TABELA J – Pa curva linear, $nps = 8$ 98

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - Quadro comparativo de influências de diferentes formas de ângulo de saída das pás	16
TABELA 2 - Diagrama do coeficiente de pressão com o coeficiente volumétrico	55
TABELA 3 – Ruído para pá arco de círculo, npa = 12	69
TABELA 4 – Ruído para pá arco de círculo, npa = 10	70
TABELA 5 – Ruído para pá arco de círculo, npa = 8	71
TABELA 6 – Ruído para pá arco de círculo, npa = 6	72
TABELA 7 – Ruído para pá analítica(TAL), npa = 10	73
TABELA 8 – Ruído para pá arco de círculo, npa = 10; $\dot{V}=0,56[m^3/s]$	74
TABELA 9 – Ruído para pá arco de círculo, npa = 10; $\dot{V}=0,83[m^3/s]$	75
TABELA 10 – Ruído para pá arco de círculo, npa = 10; $\dot{V}=0,34[m^3/s]$	76
TABELA A – Pá arco de círculo ; npa = 6	89
TABELA B – Pá arco de círculo ; npa =8	90
TABELA C - Pá arco de círculo ; npa =10	91
TABELA D - Pá arco de círculo ; npa =12	92
TABELA E – Pá beta linear ; npa = 6	93
TABELA F - Pá beta linear ; npa =8	94
TABELA G - Pá beta linear ; npa =10	95
TABELA H - Pá beta linear ; npa =12	96
TABELA I – Pá tangente linear ; npa =6	97
TABELA J - Pá tangente linear ; npa =8	98

TABELA K - Pá tangente linear ; npa =10 99

TABELA L - Pá tangente linear ; npa =12 100

FEVER – Faculdade de Estudos e Pesquisas

TAL – Tangente Linear

LISTA DE ABREVIATURAS

CARACTERES LATINOS

FINEP – Financiadora de Estudos e Projetos;

TAL – Tangente Linear;

LISTA DE SÍMBOLOS

CARACTERES LATINOS

- A Constante definida conforme equação 31;
- A' Primeiro ponto de medição de nível de ruído;
- a Velocidade do som;
- B Constante definida conforme equação 31;
- B' Segundo ponto de medição de nível de ruído;
- b Largura meridional do rotor;
- C Constante definida conforme equação 28;
- C' Terceiro ponto de medição de nível de ruído;
- c Velocidade absoluta do escoamento;
- D Constante definida conforme equação 28;
- D' Quarto ponto de medição de nível de ruído;
- d Diâmetro do rotor;
- E' Quinto ponto de medição de nível de ruído;
- g Aceleração da gravidade;
- h Pressão barométrica em mmH₂O;
- J Números de painéis das curvas de distribuição de pressão e de velocidade;
- M Número de Mach;
- $\overline{M}$ Média aritmética das medidas de nível de ruído;
- M* Torque;

$\dot{m}$	Vazão mássica;
n	Rotação do rotor;
n_{pa}	Número de pás do rotor;
n_{pe}	Número de pás do estator;
nq_A	Velocidade específica segundo Addison;
P	Relação de pressão adimensional;
P	Potência ou taxa de trabalho teórica de uma máquina de fluxo;
p^*	Pressão estática do escoamento;
p_b	Pressão barométrica;
p_0	Pressão total do escoamento;
R	Relação de raio adimensional;
$\Re$	Grau de reação
$\overline{R}$	Constante dos gases;
r	Raio genérico do rotor;
r'	Derivada temporal do raio genérico do rotor;
S	Comprimento da pá do rotor;
T	Temperatura em graus Kelvin;
t	Temperatura em graus Celsius;
u	Velocidade periférica do rotor;
$\dot{V}$	Vazão volumétrica;
Y	Trabalho específico da máquina de fluxo;
W	Relação da velocidade relativa adimensional;
W'	Média da velocidade relativa do escoamento;
w	Velocidade relativa do escoamento;

CARACTERES GREGOS

α	Ângulo do escoamento de fluido;
β	Ângulo da pá do rotor;
ε	Fator de deficiência de potência;
ϕ	Coeficiente de vazão;
φ	Coeficiente volumétrico;
λ	Comprimento de onda da frequência;
μ	Ângulo complementar de β ;
θ	Ângulo polar;
ρ	Massa específica;
ω	Velocidade angular do rotor;
ψ	Umidade relativa do ar;
Ψ	Coeficiente de pressão;
Δ	Variação de medida;

ÍNDICES

3	Condição de saída do estator;
4	Condição de entrada do rotor;
5	Condição de saída do rotor;
ar	Referente ao ar;
f	Condição final;
Hg	Referente ao mercúrio;

- i Condição inicial;
- local Condições medidas no local desejado;
- m Projeção da velocidade absoluta na seção meridional;
- p Condição no lado de pressão da pá do rotor;
- pá Número finito de pás no rotor;
- s Condição no lado de sucção da pá do rotor;
- TH Condição teórica;
- u Projeção da velocidade absoluta na velocidade periférica circunferencial;
- x Índice genérico da série;
- ∞ Número infinito de pás no rotor;

RESUMO

Foi feita uma revisão bibliográfica procurando analisar as condições relacionadas à entrada e saída das pás, correlacionando a sua influência com a troca de energia entre rotor e o escoamento. Analisa-se ainda, a influência dos formatos de pás com relação ao comportamento do ventilador relativos às condições aerodinâmicas.

É mostrado como é gerado cada formato de pá e particularmente, mostra-se o desenvolvimento do equacionamento da pá beta linear, ou seja, a que apresenta uma dependência linear de β , ângulo da pá, com o raio genérico do rotor, r .

Também foi feita uma revisão no que se refere às principais fontes de ruído em ventiladores centrífugos, assim como várias análises de redução de ruído.

Foi realizada uma análise teórica, a partir de um programa computacional existente, das distribuições de pressão e da velocidade relativa para diferentes formatos e números de pás, baseando-se no método das singularidades, tendo como método numérico de solução, o método dos painéis.

Foram feitas análises experimentais visando a identificação do nível sonoro do rotor centrífugo, nos diversos formatos e números de pás.

Finalmente, foram analisados os resultados obtidos, tendo em vista as características aerodinâmicas e de ruído, e procurando identificar suas inter-relações. Particularmente, obteve-se uma indicação direta do coeficiente de pressão com o nível de ruído.

ABSTRACT

A literature review is made aiming the analysis of the correlation of the inlet and outlet conditions of the blades and it's influence in the exchange of energy between impeller and fluid. Also it is analysed the influence of the blades shape in the fan behaviors related with it's aerodynamics conditions.

It is shown the way in which the blades shape is generated and particularly, it is shown the development of the beta linear blade, i. e, the one which presents a linear dependence of β , local blade angle, with it's corresponding impeller radius, r .

Also it a literature review aiming to identify the main sources of noise generation in centrifugals fans, and the various ways in reducing these noise.

A theoretical analysis is made, by using an existing computer program, of the pressure and velocity distribution for different shapes and number of blades, based on the singularities method, and as a numerical method of solution the panels method.

Experiments were carried out aiming to identify the noise level of the centrifugal impeller for different shapes and number of blades.

Finally, the obtained results were analysed, under point of view the aerodynamics characteristics and sound level, aiming to identify it's correlations. Particularly, it was obtained a indication of direct correlation of the pressure coefficient with the sound level.

1 – INTRODUÇÃO

Este trabalho consiste, primeiramente, em uma revisão bibliográfica sobre ventiladores centrífugos visando estabelecer relações entre certas condições aerodinâmicas e a presença de ruído nos mesmos.

No que se refere à aerodinâmica dos ventiladores centrífugos, foi dado destaque às condições relacionadas às pás do rotor, como a importância do comportamento do escoamento na entrada e na saída das pás e a influência que isto causa na alteração da energia e eficiência dos ventiladores.

Comenta-se a influência dos tipos de pás: na construção do ventilador, no comportamento da vazão e pressão estática e na configuração das velocidades absolutas no rotor.

Mostra-se, também, os vários tipos de traçados de pás conhecidos na literatura e de como se dá a geração de cada formato; é mostrado o desenvolvimento do equacionamento de um dos formatos de pá, o qual apresenta uma dependência linear de β , ângulo da pá, com o raio genérico do rotor, r .

Foi feita uma revisão dos tipos de ruídos inerentes aos ventiladores centrífugos, das fontes de ruído, e apresentou-se algumas referências que discutem a questão da redução de ruído.

No capítulo dois é feita uma análise teórica aerodinâmica, da qual se obtém curvas de distribuição de pressão e de velocidade relativa para diferentes formatos de pás e números de pás.

Essa análise aerodinâmica teórica baseia-se no método das singularidades com variação da largura do rotor. O método numérico de solução da formulação utiliza discretização das condições de contorno, como da região do escoamento. É um método iterativo, denominado método dos painéis.

A partir das curvas de distribuição de pressão e de velocidade, pode-se analisar o comportamento aerodinâmico teórico dos diferentes formatos de pás, incluindo a pá beta linear. Foi feita também a variação do número de pás para se verificar a sua influência nas condições aerodinâmicas.

No capítulo três é apresentada uma análise experimental de medição de níveis de ruído para diferentes rotores centrífugos, no que se refere ao formato e ao número de pás. Os ensaios realizados se dividem em duas etapas: a primeira com rotação constante e variação da vazão, e a segunda com rotação variável, para vazões mínima, intermediária e máxima.

Com os resultados dos ensaios de nível de ruído, pode-se apresentar as curvas referentes a variação do nível de ruído em relação à vazão e, posteriormente, em relação à rotação.

Com referência às pesquisas realizadas por uma equipe de estudos do convênio EFEI / FINEP, de acordo com a referência [9], foram encontradas curvas relacionando condições aerodinâmicas de diferentes tipos de ventiladores centrífugos com níveis de ruídos, a partir disso então, procurou-se relacionar os ensaios realizados com os rotores centrífugos, referentes a este trabalho, com os ensaios realizados com os ventiladores centrífugos, citados na referência acima.

As análises dos resultados obtidos das curvas aerodinâmicas de distribuições de pressão e de velocidade, no que se refere ao comportamento aerodinâmico em relação ao formato e ao número de pás, são apresentadas no

capítulo quatro. Também são analisadas as curvas referentes ao comportamento dos níveis de ruídos , objetivando estabelecer uma relação do formato, do número de pás e de condições aerodinâmicas de um rotor centrífugo, com o nível de ruído, além de estabelecer uma relação dos rotores centrífugos examinados neste trabalho com os ensaios dos ventiladores centrífugos da referência [9].

2.1.1 - Generalidades

Em [4], um rotor real é definido como um rotor tendo um número infinito de pás, a partir do qual é definida a teoria de escoamento relativo do ar, sendo o mesmo da real, desde que as pás sejam muito pequenas e espaçadas igualmente.

O ponto de entrada é indicado pelo diâmetro d_e e o ângulo de ataque na entrada da circunferência é β_e , enquanto que no ponto de saída o correspondente ângulo é β_s .

Este arranjo, embora muito diferente da prática, é uma base muito sólida para discussões. As teorias das pás de equitorno, portanto, são absolutamente necessárias para compreender as máquinas.

O rotor gira com uma velocidade angular ω e o ar entra no rotor na direção radial e a partir disso, no interior do rotor o ar é tangente à direção das pás. Essa direção de entrada é estável considerando o escoamento.

Assumindo que o rotor tem um número infinito de pás, isso implica que, no interior do rotor, o escoamento tem uma velocidade relativa a qual está no mesmo sentido da tangente da circunferência das pás, enquanto as pás giram real, isto, quando um elemento

2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 – Considerações Aerodinâmicas

2.1.1 – Generalidades

Em Eck [1], um rotor ideal é definido como um rotor tendo um número infinito de pás, a partir do qual é eliminada a perda por atrito, e o movimento relativo do ar será o mesmo da real direção das pás. Além disso, a espessura das pás é considerada infinitamente pequena.

O ponto de entrada é indicado pelo diâmetro d_4 e o ângulo da pá na tangente da circunferência é β_4 , enquanto que no ponto de saída o correspondente ângulo é β_5 .

Este arranjo, embora muito diferente da prática, é uma base muito usada para discussões. As teorias das linhas de corrente, portanto, são absolutamente essenciais para comparações em escoamentos.

O rotor gira com uma velocidade periférica u_2 e o ar entra no rotor na direção radial, e a partir deste, no interior do canal o ar é tangente à direção das pás. Este tipo de entrada é mais conhecida como *shock-free*.

Assumindo que o rotor tem um número infinito de pás, isto implica que, na saída do rotor, o escoamento tem uma velocidade relativa a qual está na mesma direção da tangente da extremidade das pás, enquanto na situação real, i.e., quando um número

finito de pás é considerado, o escoamento tem uma velocidade relativa cuja direção varia da tangente da extremidade das pás e tem um ângulo que é diferente do ângulo geométrico de saída.

No caso acima considerado o ar não entra verdadeiramente na direção radial, mas com um ângulo α_4 , devido a pré-rotação imposta sobre o ar na direção do movimento rotacional do rotor. É neste sentido que se emprega o termo *componente periférica* c_{4u} .

A Figura 1 mostra o triângulo de velocidade para entrada e saída com designações empregadas na construção de máquinas geradoras.

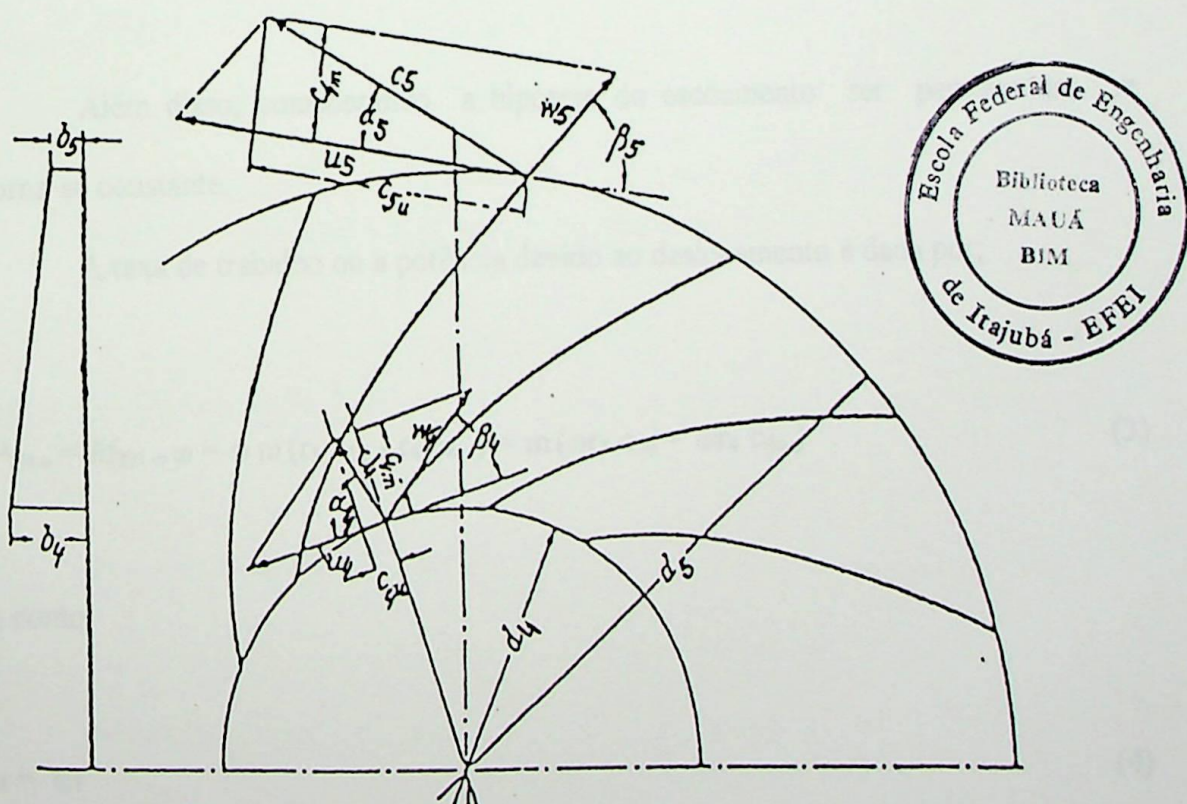


FIGURA 1 - Rotor com pás curvadas para trás e outros detalhes.

Considerando que o torque seja expresso como:

$$M = \dot{m} c_u r \quad (1)$$

onde:

$\dot{m}$ - é o fluxo de massa por segundo através do disco circular;

c_u - é a velocidade periférica circunferencial do ar;

r - é o raio.

então tem-se que:

$$M_{TH\infty} = \dot{m} (r_5 c_{5u} - r_4 c_{4u}) \quad (2)$$

Além disso, considerando a hipótese do escoamento ser permanente, $\dot{m}$ torna-se constante.

A taxa de trabalho ou a potência devido ao deslocamento é dada por;

$$P_{TH\infty} = M_{TH\infty} \omega = \omega \dot{m} (r_5 c_{5u} - r_4 c_{4u}) = \dot{m} (\omega r_5 c_{5u} - \omega r_4 c_{4u}) \quad (3)$$

e como;

$$u = \omega r \quad (4)$$

vem que:

$$P_{TH\infty} = \dot{m} (u_5 c_{5u} - u_4 c_{4u}) \quad (5)$$

A diferença de energia entre a entrada e a saída de uma máquina de escoamento, por unidade de massa de ar que passa por esta é chamada de *trabalho específico interno* Y , sendo este dado por:

$$Y_{TH\infty} = \frac{P_{TH\infty}}{\dot{m}} = u_5 c_{5u} - u_4 c_{4u} \quad (6)$$

Como:

$$Y_{TH\infty} = \frac{\Delta p_{TH\infty}}{\rho} \quad (7)$$

Então a pressão total é expressa da seguinte maneira:

$$\Delta p_{TH\infty} = \rho (u_5 c_{5u} - u_4 c_{4u}) \quad (8)$$

Para a entrada radial, $c_{4u} = 0$

$$\Delta p_{TH\infty} = \rho u_5 c_{5u} \quad (9)$$

2.1.1.1- Condição de Entrada do ar

De acordo com Eck, [1], antes da entrada do ar no rotor, este deveria girar aproximadamente de um ângulo de 90° com a direção axial no duto de sucção. Esta situação é análoga a uma mudança de direção ocorrendo em uma curva.

O raio interno de curvatura, entretanto, não é sempre adequado em ventiladores, porque o espaço é insuficiente. Geralmente, tal mudança abrupta de direção, como a referida acima, não é prejudicial ao ventilador, porque mesmo com um pequeno raio uma separação de escoamento ocorrerá, como indica a Figura 2.

Este fenômeno é prejudicial, não porque as perdas ocorrem na curva, a qual pode representar uma pequena fração de pressão total, mas por causa da influência indireta que este exerce sobre o rotor.

Devido a separação do escoamento neste ponto, a largura da entrada é parcialmente preenchida pelo escoamento o qual contribui para um aumento significativo da velocidade meridional neste ponto.

Nesta avaliação, um *shock* altamente indesejável ocorre com uma vazão normal. A Figura 3 mostra resultados obtido por Eck [1] durante experimentos conduzidos com um rotor de grande largura.

Os resultados da experiência indicam, claramente, a zona de separação do escoamento e mostra que ela não varia para diferentes vazões.

Um segundo efeito é o de “escoamento reverso”, o qual pode surgir na porção remanescente da entrada do rotor. O ar escoando de volta à sucção, é responsável por uma grande perda de energia.

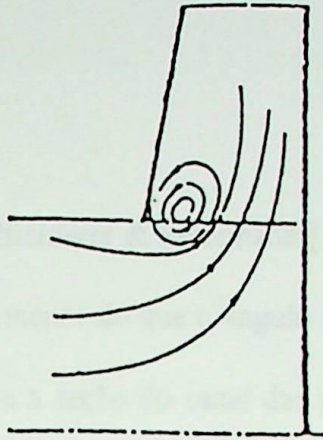


FIGURA 2- Escoamento reverso na entrada do rotor devido à grande largura.

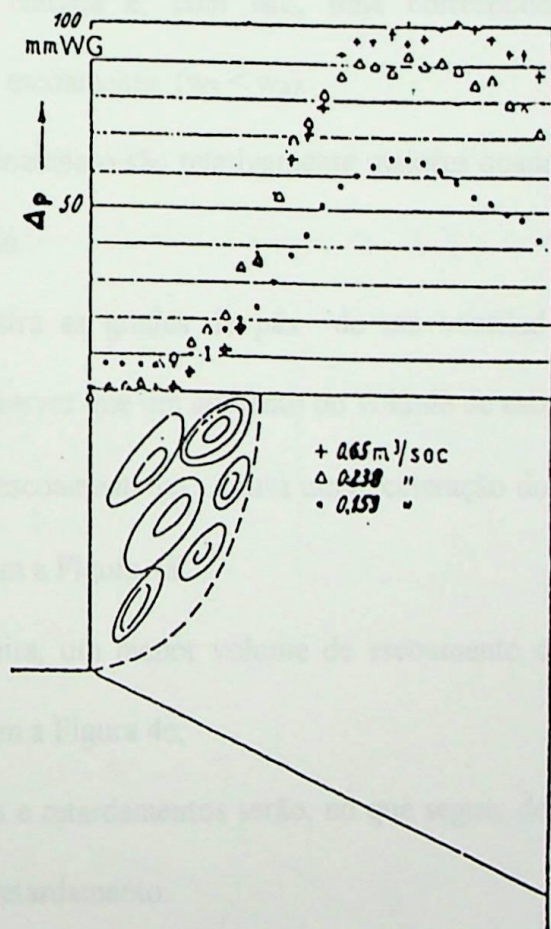


FIGURA 3 - Distribuição da energia total na saída do rotor,
para várias vazões, referência [1].

2.1.1.2- Choque

De acordo com Pfleiderer & Petermann [2], e Seddille [6] para um escoamento entrante com ângulo β_3 , menor do que o ângulo das pás β_4 , fica disponível na entrada uma seção menor do que a seção do canal das pás para uma corrente de escoamento determinada, e então ocorre um retardamento da velocidade relativa do escoamento, ($w_3 > w_4$).

Para um escoamento na entrada com $\beta_3 > \beta_4$, ao contrário, ocorre uma redução de seção na entrada e, com isto, uma correspondente aceleração, nas velocidades relativas do escoamento, ($w_3 < w_4$).

As perdas no escoamento são relativamente maiores quando há retardamento do que quando há aceleração.

A Figura 4 mostra as grades de pás de um ventilador; dos triângulos de velocidades pode-se observar que um aumento do volume de escoamento, mantendo-se o ângulo de entrada do escoamento α_3 , causa uma aceleração do escoamento na aresta de entrada, de acordo com a Figura 4a.

Da mesma maneira, um menor volume de escoamento causa retardamento no ventilador; de acordo com a Figura 4c.

Estas acelerações e retardamentos serão, no que segue, denominados choque de aceleração e choque de retardamento.

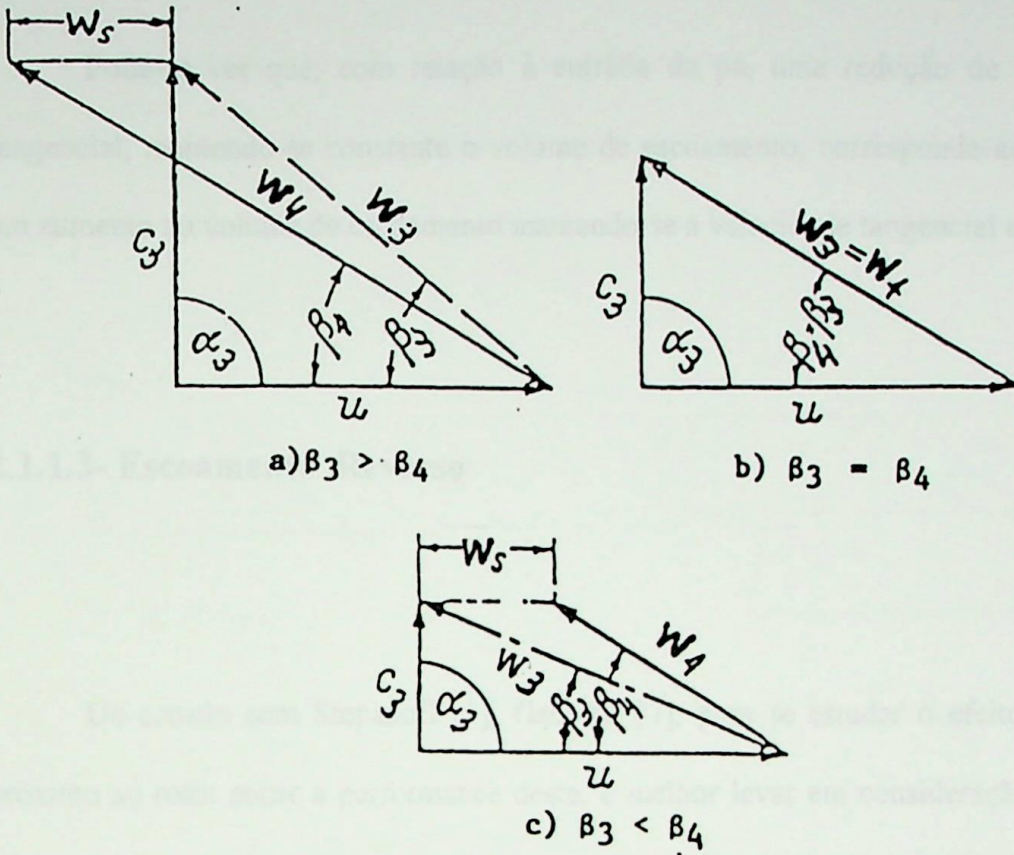


FIGURA 4- $u = \text{const.}$; $\dot{V} \neq \text{const.}$

Os triângulos de velocidades para volumes de escoamento constantes, mas diferentes velocidades tangenciais, são mostrados na Figura 5.

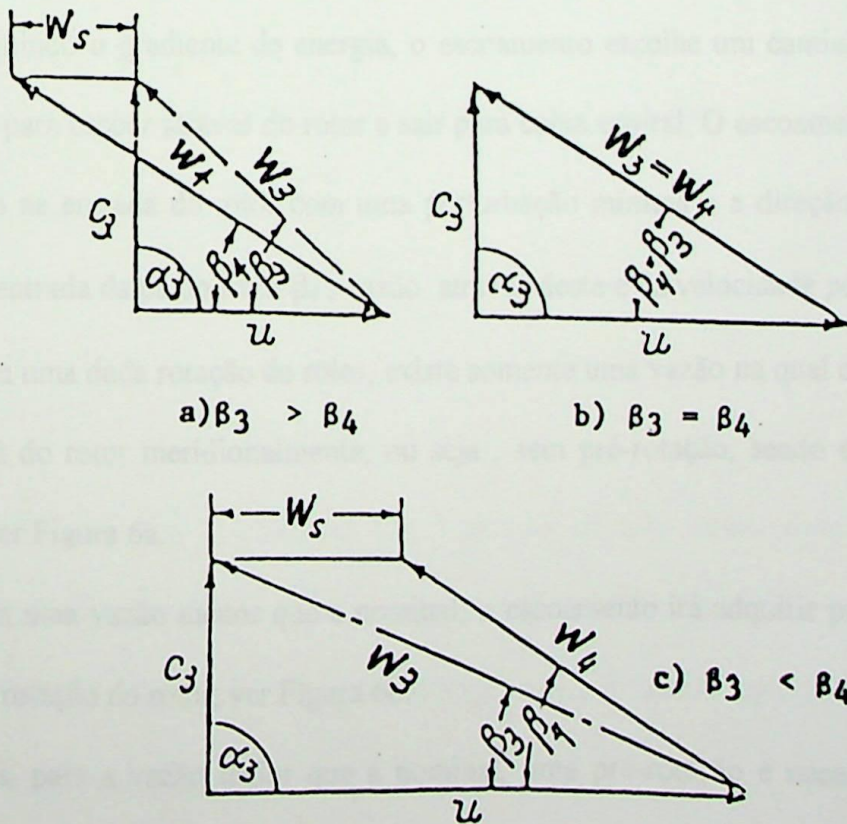


FIGURA 5 - $\dot{V} = \text{const.}$; $u \neq \text{const.}$

Pode-se ver que, com relação à entrada da pá, uma redução de velocidade tangencial, mantendo-se constante o volume de escoamento, corresponde ao efeito de um aumento do volume de escoamento mantendo-se a velocidade tangencial constante.

2.1.1.3- Escoamento Reverso

De acordo com Stepanoff [3], Osborne [7], para se estudar o efeito do canal próximo ao rotor sobre a performance deste, é melhor levar em consideração parte do tubo de sucção, porque a reação do rotor no escoamento pode estender-se a uma considerável distância à frente do rotor.

O escoamento que flui pelo rotor sofre uma queda no gradiente de energia.

Seguindo o gradiente de energia, o escoamento escolhe um caminho de menor resistência para escoar através do rotor e sair para caixa espiral. O escoamento adquire a pré-rotação na entrada do rotor com uma perturbação mínima e a direção depende do ângulo de entrada da pá do rotor β_4 , vazão através deste e da velocidade periférica.

Para uma dada rotação do rotor, existe somente uma vazão na qual o escoamento aproximará do rotor meridionalmente, ou seja, sem pré-rotação, sendo esta a vazão nominal; ver Figura 6a.

Para uma vazão menor que a nominal, o escoamento irá adquirir pré-rotação na direção da rotação do rotor; ver Figura 6b.

Mas, para a vazão maior que a nominal, uma pré-rotação é necessária para o escoamento na direção oposta da rotação do rotor, para satisfazer a “menor resistência” requerida; ver Figura 6c.

Vale ressaltar que a rotação do escoamento próximo ao rotor não é derivada deste, assim é evidente que um rotor não pode impor ao escoamento rotação oposta a sua própria — uma condição freqüentemente associada à vazão acima da nominal.

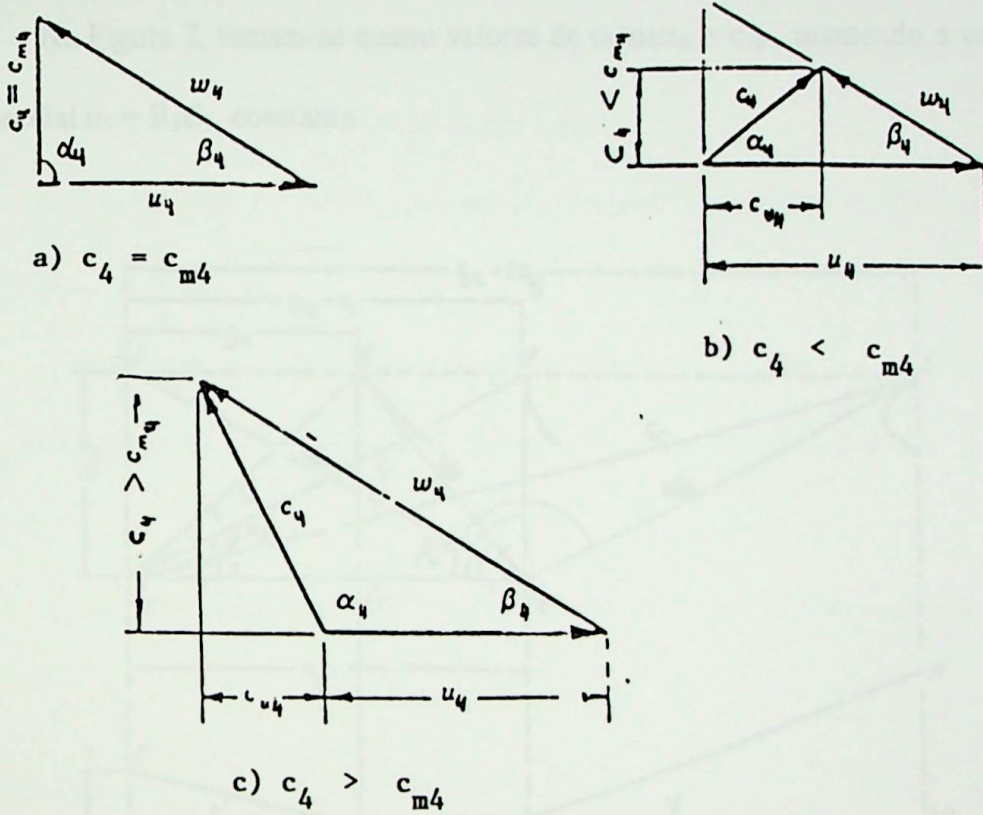


FIGURA 6 - Triângulo de velocidade na entrada.

2.1.1.4 - Condição de Saída do Ar

De acordo com Pfleiderer [2], formas de pás muito diferentes e com propriedades também muito distintas, por exemplo, como as pás tipo gancho para pressões constantes e as pás retas para sobrepressões, é determinada pelo ângulo β_5 , enquanto que o ângulo β_4 pouco se altera.

A influência do ângulo β_5 se evidencia, principalmente, na variedade de valores da velocidade tangencial u_5 e, portanto, no coeficiente de pressão, necessários para um trabalho específico nas pás Y_{pa} determinado, ou seja, para um trabalho específico interno Y determinado.

Na Figura 7, tomam-se quatro valores de $c_5 \cos \alpha_5 = c_{5u}$, mantendo a velocidade tangencial $u_5 = B_5 C_5$ constante.

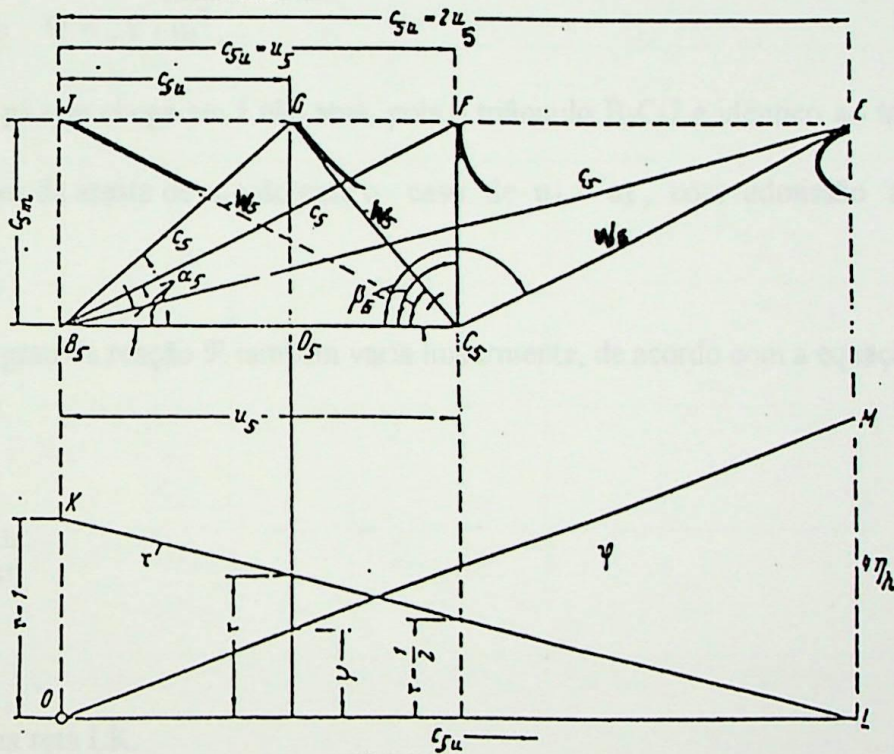


FIGURA 7 - Triângulo de velocidade do lado de pressão das

pás com diferentes ângulos β_5 .

Os quatro valores correspondem aos quatro vértices E, F, G e J dos triângulos de velocidade, onde escolhe-se $EF = FJ = u_5$.

É evidente que o ângulo β_5 varia desde o ângulo obtuso $B_5 C_5 E$, passando pelo ângulo reto $B_5 C_5 F$, até o ângulo agudo $B_5 C_5 J$.

Em E, F, G e J estão desenhadas as formas das pás, mantendo-se constante o ângulo β_4 da aresta de sucção.

Tomando-se por base a inexistência de vórtice na região de sucção e, portanto, $\alpha_3 = 90^\circ$, resulta que, de acordo com a equação (6), Y é proporcional a c_{su} .

Obtém-se, portanto, uma reta OM na parte inferior da Figura 7 quando é traçado o comportamento de Y sob os vértices desde J até E.

Sob as mesmas condições, isto também fornece o comportamento do coeficiente de pressão $\Psi = 2Y / u_5^2$.

A pá que chega em J não atua, pois o triângulo B_5C_5J é idêntico ao triângulo de velocidades da aresta de sucção para o caso de $u_4 = u_5$, com admissão axial e de $c_3 = c_{5m}$.

O grau de reação $\mathfrak{R}$ também varia linearmente, de acordo com a equação,

$$\mathfrak{R} = 1 - \frac{c_{su}}{2u_5} \quad (10)$$

e resulta na reta LK.

Como o grau de reação, $\mathfrak{R}$, decresce da esquerda para a direita, ou seja, à medida que β_5 aumenta, é compreensível que a velocidade c_5 , que resulta do trabalho convertido no rotor, cresça muito.

Juntamente com o aumento de c_5 também crescem o atrito e o número de Mach, para escoamentos gasosos, que é dado pela equação

$$M = \frac{c_s}{a}$$

(11)

onde

a - é a velocidade de propagação do som no meio (ar).

Em resumo, pode-se construir a **Tabela 1**:

Vértices	E	F	G
C_{5u}	$= 2u_5$	u_5	$< u_5$
β_5	$> 90^\circ$	90°	$< 90^\circ$
$\Re = 1 - \frac{c_{5u}}{2u_5}$	0	$\frac{1}{2}$	$> 1/2$
$\Psi \approx 4(1 - \Re)$	> 2	2	< 2
Formato da pá	Curvada para frente	Radial	Curvada para trás

TABELA 1 - Quadro comparativo de influências de diferentes formas
de ângulo de saída das pás, referência[4].

Como as observações feitas não se limitam de maneira nenhuma à admissão axial, são mostradas na Figura 8 as pás correspondentes aos pontos G, F e E da Figura 7, respectivamente em a, b e c, para o caso de admissão radial.

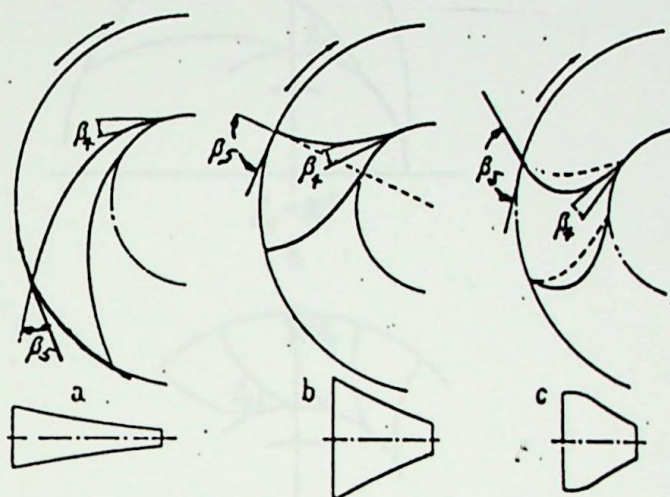


FIGURA 8- Formas de pás para máquinas radiais correspondendo aos vértices E, F e G.

Abaixo: formas de canal no caso de eixo retificado.

Pode-se observar que, para os pontos E e F as pás são curvadas para o lado positivo, enquanto que para o ponto G, apesar de realizarem trabalho positivo, elas são curvadas para o lado negativo, ou seja, para trás.

Portanto, as pás são menos curvadas para o lado positivo quanto maior for o grau de reação, $\mathfrak{R}$.

Reconhece-se a enorme influência que tem o ângulo β_s no trabalho realizado pela máquina; em sua rapidez e, por conseguinte, em todo seu comportamento.

Esta influência fica mais clara quando se considera uma situação de operação pré-fixada, ou seja, valores fixos de Y (Trabalho Específico), n (Rotação) e V (Vazão).

Devido a rotação, n constante, o diâmetro do rotor é obviamente proporcional à velocidade tangencial, e obtém-se as três formas de rotor mostradas na Figura 9, indicadas por a, b e c e válidas para as mesmas potências e mesmas rotações.

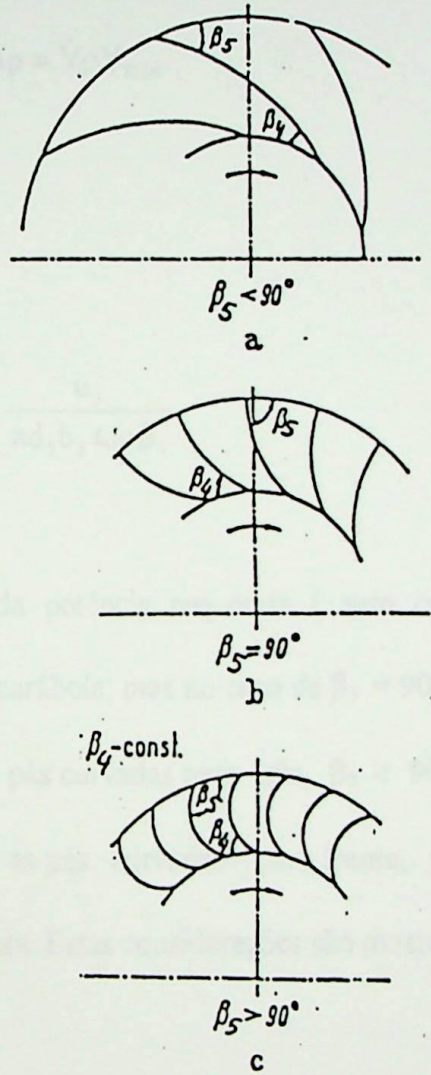


FIGURA 9 - Três pás de mesmos Y , V , n e ângulos β_4 ,

desenhadas na mesma escala.

Pode-se mostrar analiticamente a relação entre o trabalho específico Y e o ângulo β_5 , de acordo com Eck [1]:

$$Y_{\text{TH}\infty} = u_s^2 - m \frac{u_s}{\pi d_s b_s \tan \beta_s} \quad (12)$$

Assim, fica simples calcular a potência requerida pelo ventilador; de acordo com a equação (6), vem:

$$P_{TH\infty} = m Y_{TH\infty} = \dot{V} \Delta p = \dot{V} \rho Y_{TH\infty} \quad (13)$$

então,

$$P_{TH\infty} = \rho u_s^2 \dot{V} - \rho \dot{V}^2 \frac{u_s}{\pi d_s b_s \tan \beta_s} \quad (14)$$

A relação da potência requerida (sem considerar perdas) com a vazão volumétrica é uma parábola; mas no caso de $\beta_s = 90^\circ$ torna-se uma reta com inclinação ascendente. Para as pás curvadas para trás, $\beta_s < 90^\circ$, a parábola se encontra abaixo desta reta, e a para as pás curvadas para frente, $\beta_s > 90^\circ$, a parábola se encontra acima da referida reta. Estas considerações são mostradas na Figura 10 :

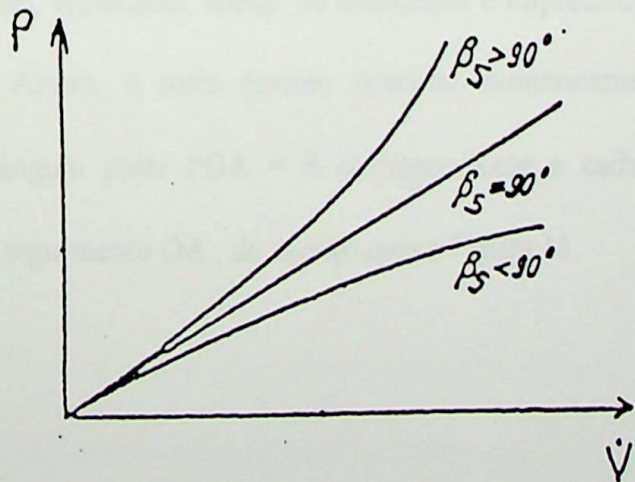


FIGURA 10 - Curva da potência requerida para vários tipos de ângulo β_s .

De acordo com Stepanoff [3], um escoamento aproximando da abertura do rotor adquire pré-rotação na direção da rotação deste. Esta condição reduz a energia de entrada e conseqüentemente a energia total disponível.

2.1.1.5 – Tipos de Pás

2.1.1.5.1 - Pás Calculadas Ponto a Ponto

De acordo com Pfeleiderer [2] e Sigloch [4], fixando-se a variação do ângulo β em função de r entre os valores limites dados β_4 e β_5 , a pá pode ser calculada através de etapas de pequenos valores Δr , adicionando-se de cada vez o ângulo β correspondente.

Tal processo, entretanto, apesar de trabalhoso e impreciso, nada mais é do que uma integração. Assim, é mais correto executar numericamente essa integração calculando-se o ângulo polar $POA = \theta$ correspondente a cada raio individual r e adicionando-o ao seguimento OA , de acordo com a Figura 11.

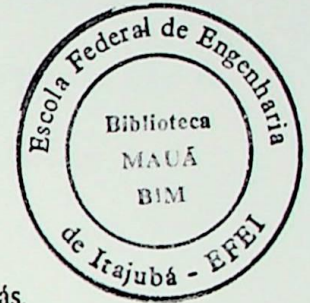
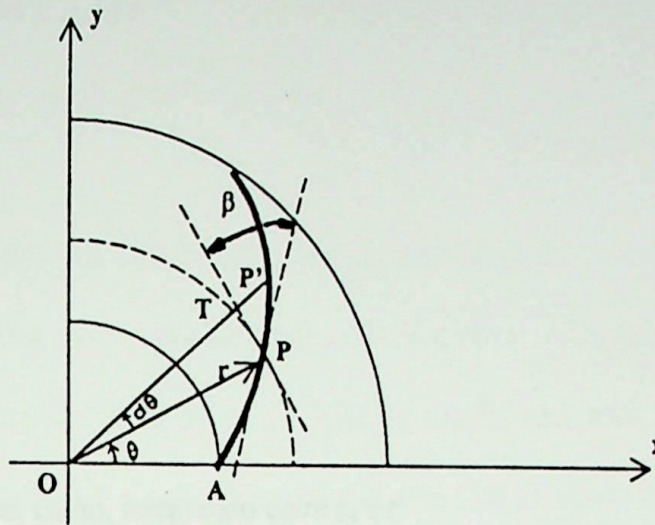


FIGURA 11 – Esboço pertinente ao cálculo ponto a ponto das pás.

A determinação de θ é feita a partir do seguinte raciocínio:

No triângulo $PP'T$, cujo lado PT representa o arco do ângulo central infinitamente pequeno $d\theta$ e que é retângulo em T , vem:

$$\overline{PT} = r d\theta \quad (15)$$

e, por outro lado,

$$\overline{PT} = \frac{\overline{P'T}}{\tan \beta} \quad (16)$$

Como $\overline{P'T}$ representa o aumento infinitamente pequeno dr do raio r , pode-se escrever, após igualar as duas expressões precedentes, que:

$$rd\theta = \frac{dr}{\tan \beta} \quad (17)$$

ou:

$$\theta = \frac{dr}{r \tan \beta} \quad (18)$$

Obtém-se, então, integrando entre r_4 e r :

$$\theta = \int_{r_4}^r \frac{dr}{r \tan \beta} \quad (19)$$

A equação (19) pode ser resolvida (integrada) quando for conhecida a dependência do ângulo β com o raio r , ou $\beta = f(r)$.

Em Sigloch [4] , a equação (19) é apresentada em função da velocidade meridional:

$$d\theta = \frac{1}{c_m} \left(\omega - \frac{c_{4u} r_4}{r^2} \right) dr \quad (20)$$

E da mesma forma que na equação anterior, esta pode ser resolvida quando for conhecida a dependência da velocidade meridional com o raio, ou $c_m = f(r)$.

2.1.1.5.2 – Pás Planas

De acordo com Sigloch [4], a forma mais fácil de construir uma pá, consiste numa placa plana, que, evidentemente, não é efetiva. A seguinte relação mostra a comparação entre o ângulo da pá do lado de sucção (β_4) com o de pressão (β_5) de acordo com a Figura 12, e aplicando a lei dos senos, ao triângulo OAB, tem-se:

$$r = r_4 \cos \beta_4 = r_5 \cos \beta_5 \quad (21)$$

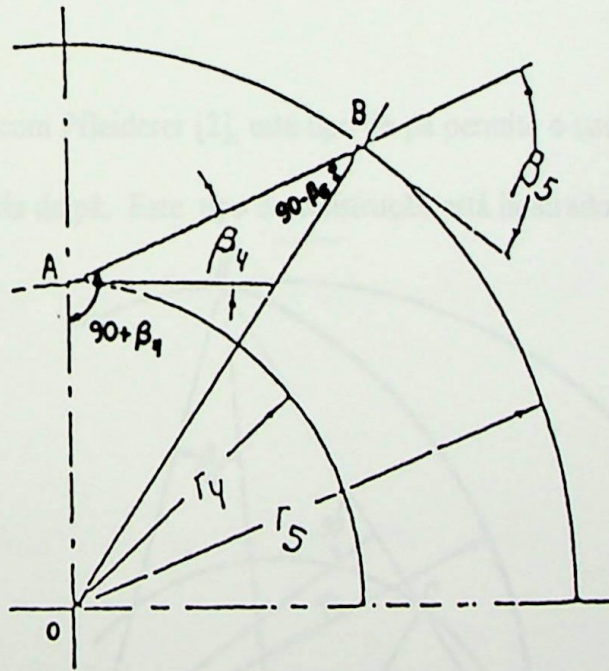


FIGURA 12 – Pás Radiais Retas.

Assim:

$$\cos \beta_5 = \frac{r_4}{r_5} \cos \beta_4 \quad (22)$$

Como a razão entre os raios r_4/r_5 é sempre menor do que um, então:

$\cos\beta_4 < \cos\beta_5$ (23)

e assim:

$\beta_5 < \beta_4$ (24)

2.1.1.5.3 – Pás Circulares com um arco de círculo

De acordo com Pfleiderer [2], este tipo de pá permite o uso arbitrário de ângulos de entrada e de saída da pá. Este tipo de construção está ilustrado na Figura 13.

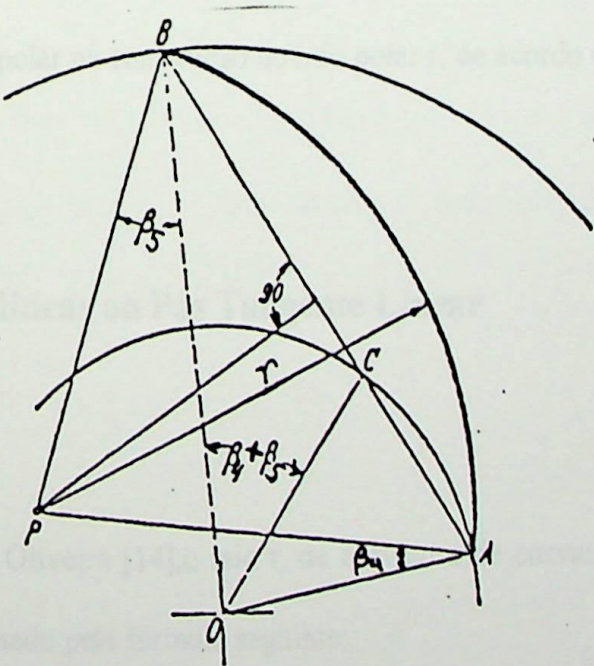


FIGURA 13 – Pás Radiais de construção de um arco de círculo.

O raio de curvatura r pode ser determinado pela seguinte fórmula:

$$r = \frac{r_5^2 - r_4^2}{2(r_5 \cos \beta_5 - r_4 \cos \beta_4)} \quad (25)$$

2.1.1.5.4 – Pás Logarítmicas

De acordo com Oliveira [14], o raio r , de curvatura da pá logarítmica pode ser determinado pela fórmula seguinte:

$$r = r_4 e^{(\tan \beta) \theta} \quad (26)$$

onde

θ - determina o ângulo polar na construção do raio polar r , de acordo com a Figura 11.

2.1.1.5.5 – Pás Analíticas ou Pás Tangente Linear

De acordo com Oliveira [14], o raio r , de curvatura de curvatura da pá tangente linear pode ser determinado pela fórmula seguinte;

$$r = \frac{Dr_4 e^{D\theta}}{Cr_4 + D - Cr_4 e^{B\theta}} \quad (27)$$

sendo:

$$\begin{aligned} C &= \frac{\tan \beta_5 - \tan \beta_4}{r_5 - r_4} \\ D &= \frac{r_5 \tan \beta_4 - r_4 \tan \beta_5}{r_5 - r_4} \end{aligned} \quad (28)$$

θ - determina o ângulo polar na construção do raio polar r , de acordo com a Figura 11.

2.1.2 – Equacionamento do Formato da Pá Beta Linear

A consideração feita para o equacionamento do formato da pá, é de que, o ângulo da pá, o ângulo β , comporte-se linearmente com a variação do raio do rotor, ou seja:

$$\beta = \frac{\beta_5 - \beta_4}{r_5 - r_4} (r - r_4) + \beta_4 \quad (29)$$

resolvendo, vem:

$$\beta = \frac{\beta_5 - \beta_4}{r_5 - r_4} r + \frac{\beta_4 r_5 - \beta_5 r_4}{r_5 - r_4} = Ar + B \quad (30)$$

sendo:

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{\beta_5 - \beta_4}{r_5 - r_4} \\ B &= \frac{\beta_4 r_5 - \beta_5 r_4}{r_5 - r_4} \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

Da definição de derivadas, de acordo com a referência Demidovich [18], vem que:

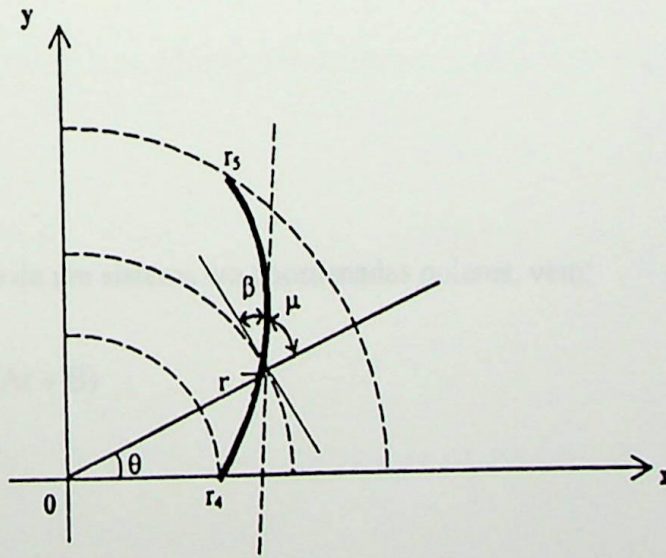


FIGURA 14 – Definição geométrica da derivada.

Da Figura 14, tem-se que:

$$\frac{r}{r'} = \tan \mu \quad (32)$$

Da Figura 14, temos que:

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \mu \quad (33)$$

Substituindo na equação (32), e aplicando a definição de ângulos complementares, tem-se:

$$\frac{r'}{r} = \tan \beta = \tan(Ar + B) \quad (34)$$

então:

$$r' = r \tan(Ar + B) \quad (35)$$

Para o caso de um sistema em coordenadas polares, vem:

$$\frac{dr}{r d\theta} = \tan \beta = \tan(Ar + B) \quad (36)$$

logo:

$$d\theta = \frac{dr}{r \tan(Ar + B)} \quad (37)$$

Integrando ambos os membros, tem-se:

$$\int_0^\theta d\theta = \int_{r_4}^r \frac{dr}{r \tan(Ar + B)} \quad (38)$$

logo:

$$\theta = \int_{r_4}^r \frac{\cotan(Ar + B)}{r} dr \quad (39)$$

De acordo com a referência Spiegel [19], tem-se a resolução desta integral definida:

$$\frac{-1}{Ar + B} \Big|_{r_4}^r - \frac{Ar + B}{3} \Big|_{r_4}^r - \frac{(Ar + B)^3}{135} \Big|_{r_4}^r - \dots - \frac{2^{2x} B_x (Ar + B)^{2x-1}}{(2x-1)(2x)!} - \dots \quad (40)$$

Utilizando somente os três primeiros termos da série, vem que:

$$\theta = \left[\frac{-1}{Ar + B} - \frac{(Ar + B)}{3} - \frac{(Ar + B)^3}{135} \right] + \left[\frac{1}{Ar_4 + B} + \frac{(Ar_4 + B)}{3} + \frac{(Ar_4 + B)^3}{135} \right] \quad (41)$$

com o segundo termo se comportando como uma constante; cuja expressão torna-se igual a:

$$\text{Constante} = \frac{1}{\beta_4} + \frac{\beta_4}{3} + \frac{\beta_4^3}{135} \quad (42)$$

Da equação (41), obtém-se $\theta = f(r)$, a partir da qual é gerado o formato de pá, que tem como particularidade, o ângulo β da pá variando linearmente com a variação do raio do rotor, cuja denominação deste formato é, pá Beta Linear.

Ainda da Figura 14, pode-se, ainda, calcular o valor do comprimento da pá, de acordo com Demidovich [18] cujas as coordenadas são, respectivamente:

Coordenada inicial ; $\theta_i = \theta_4$;

Coordenada final , $\theta_f = \theta_5$;

Então,

$$S = \int_{\theta_4}^{\theta_5} \sqrt{r^2 + r'^2} d\theta \quad (43)$$

onde:

$$\left. \begin{aligned} r' &= r \tan(Ar + B) \\ d\theta &= \frac{dr}{r \tan(Ar + B)} \end{aligned} \right\} \quad (44)$$

Substituindo as variáveis, vem:

$$S = \int_{r_4}^{r_5} \frac{\sqrt{r^2 + r^2 \tan^2(Ar + B)}}{r \tan(Ar + B)} dr \quad (45)$$

Com as devidas simplificações, a equação (45) se reduz a:

$$S = \frac{1}{A} \int_{r_4}^{r_5} A \operatorname{cosec}(Ar + B) dr \quad (46)$$

Cuja solução é:

$$S = \frac{1}{A} \operatorname{Ln} \left[\frac{\tan\left(\frac{Ar_5 + B}{2}\right)}{\tan\left(\frac{Ar_4 + B}{2}\right)} \right] \quad (47)$$

2.2 – A Ocorrência e o Problema de Ruído em Ventiladores

Foi encontrada uma associação muito grande de artigos sobre a geração aerodinâmica de ruído, e com o desenvolvimento da indústria aeronáutica a transferência dessa evolução para as indústrias comuns foram rápidas e eficazes.

Grande parte do que será mencionado neste item de revisão encontra-se na referência Almeida[9], da qual foram extraídas informações sobre ruídos em turbomáquinas. De acordo com esta referência a maior fonte de ruído do rotor é a rotação do campo de força da pá, e onde se determinou a amplitude do som gerado como uma função do carregamento do rotor.

De acordo com Almeida [9], foi desenvolvida uma teoria geral para o ruído gerado por fluxo turbulento e esta foi estendida para a interação de um escoamento instável com uma superfície rígida; que produz flutuações na pressão superficial, o que poderia ser considerado a origem da mais pronunciada fonte de ruído. Além disso, confirmou-se que as pás são submetidas a um campo estável de forças e também que o carregamento periódico nas pás gera um espectro do ruído com frequências discretas; campo de força aleatoriamente induzido nas pás, também gera um espectro de ruído do tipo banda-larga.

A frequência discreta é aquela representada por um pico de amplitude para uma pequena faixa de frequência, em um espectro de frequência. Já, a frequência de banda larga é representada, para uma grande faixa de frequência, um espectro no qual a amplitude não apresente picos, ou seja, cuja variação da amplitude seja pequena.

A seguir são especificados os principais tipos e/ou fontes de ruído existentes em ventiladores.

2.2.1 – Tipos de Ruídos

2.2.1.1 – Ruído Rotacional

De acordo como Almeida[9], a força aplicada na pá gera som devido à aceleração relativa ao observador. Para rotores com pás igualmente espaçadas o ruído ocorre na frequência de passagem das pás e de seus harmônicos.

Quando o rotor opera em um campo de velocidade instável, na esteira de um estator as pás experimentam forças periódicas, sendo que estas são as maiores contribuições nos tons discretos em ventiladores, ou seja, são os tons onde se observa um aumento considerável na sua frequência.

Para um rotor com pás igualmente espaçadas, todas as ondas sonoras se cancelam, exceto em múltiplos da frequência de passagem das pás. Os tons são geralmente ouvidos como um apito agudo bastante incômodo.

Se a interação entre pás diretrizes com as mudanças bruscas de velocidade ou de pressão do escoamento for predominante, cada componente harmônico do carregamento é dada por uma frequência harmônica do escoamento e produzirá um som harmônico.

A geração de ruído total do estator em cada harmônico dependerá da contribuição de todas as pás do estator. Ou seja:

Este ruído total pode ser reduzido distribuindo criteriosamente as pás do estator com espaçamentos diferentes, conforme Durcan [20].

É mais difícil reduzir o tom discreto causado por interações do rotor com as distorções no escoamento de entrada porque não se pode escolher livremente as harmônicas λ do carregamento. Um método de reduzir a intensidade deste tipo de interação, de acordo com a referência [9], é o de espaçar desigualmente as pás do rotor, já que isto altera a geração de ruído na frequência de passagem das pás às custas de gerações adicionais em outros múltiplos da frequência de rotação do rotor.

2.2.1.2 – Ruído em Banda Larga

Ainda de acordo com Almeida [9], as fontes mais comuns de ruído em banda larga em ventiladores são as interações entre as pás e fluxos turbulentos próximos.

Os efeitos da turbulência em torno das pás e a influência da folga entre a carcaça e o rotor, conforme Morinushi [10], também são representados por este tipo de ruído.

2.2.1.3 – Ruído Devido à Turbulência na Entrada

Morinushi [10], relaciona, experimentalmente, parâmetros geométricos de entrada de um ventilador centrífugo com o nível de ruído gerado pelo ventilador, visando a eficiência aerodinâmica do mesmo.

A referência[9], indica que a ocorrência desse tipo de ruído e seus experimentos realizados, deram resultados satisfatórios na estimativa dos espectros de ruído.

2.2.1.4 – Ruído na Camada Limite Turbulenta

Na referência Almeida [9], este ruído é de previsão mais difícil. Técnicas para medição estão ali mencionadas. Fórmulas genéricas para predição da potência sonora gerada no rotor possibilitam resultados que enfatizam a importância da espessura da camada limite e a largura da faixa perturbada sobre o nível global de ruído.

Também existe relação entre a turbulência da camada limite com o ruído em aerofólios, conforme Hay[12].

2.2.2 – Predição de Ruído e Ventiladores Centrífugos

Apesar do intenso uso em instalações necessariamente silenciosas, são poucos os trabalhos disponíveis sobre o ruído de ventiladores e sopradores centrífugos. Como eles operam em baixos número de Mach e possuem configuração de rotor com partições, geram ruídos em bandas de frequência baixas.

O ruído em tom discreto na frequência de passagem das pás é o resultado direto da interação aerodinâmica entre os fluxos parciais do rotor com o estrangulamento da espiral (cut-off). Neise[11] analisou experimentalmente a importância do cut-off, folga e raio de concordância e da inclinação das pás na magnitude do tom da passagem das pás.

Uma importante observação foi questionada no âmbito na referência Almeida[9], no que se refere à não evidência do ruído de banda larga ser gerado no rotor ou na espiral, porque a distribuição de velocidade varia consideravelmente em função do projeto do ventilador. As leis de geração de ruído em banda larga para ventiladores centrífugos são relativamente mais simples do que para os ventiladores axiais; porque, a forma de escoamento no rotor depende das geometrias da carcaça e do rotor e não é muito sensível à turbulência do escoamento de entrada, sendo assim sua estimativa é fácil de ser realizada.

2.2.3 – Fontes de Ruído

Nos sistemas de movimentação de ar existem três tipos de geradores de ruído: aerodinâmicos, mecânicos e magnéticos. Os ruídos aerodinâmicos ocorrem na maioria das vezes sobre uma faixa de frequência, a de banda larga. Os ruídos de origem mecânica preferencialmente se concentram em frequências discretas apresentando picos em determinadas frequências e os ruídos de efeitos magnéticos são bastante complexos, pois se associa a problemas mecânicos implicando em uma difícil análise.

A principal causa de ruídos aerodinâmicos em ventiladores é a turbulência, tornando-se pronunciados em pontos onde o fluxo impõe mudanças bruscas de velocidade e/ou pressão da corrente de ar.

Cada vez que a corrente de ar entre duas pás é perturbada na passagem pela entrada do ventilador, aparece um pulso de pressão, isto pode ser observado a partir da

análise de frequência em ruído de ventiladores , onde apresentam componentes predominantemente na frequência da passagem das pás e suas harmônicas.

A frequência deste ruído é igual ao número de pás vezes a rotação do rotor em r.p.s. (rotações por segundo), aparecendo também componentes de ordens superiores com amplitudes decrescentes, ou seja , seus harmônicos.

Outra fonte de ruído se relaciona com a diferença de velocidade do rotor e da carcaça. O espaçamento entre as superfícies laterais do rotor e a espiral do ventilador provocam sub-escoamento com presença ou não de vórtices, gerando ruído em larga faixa de frequência.

Contribuindo também para o aumento do ruído estão os efeitos das fugas de ar e do escoamento de admissão de ar pelo ventilador.

A constituição mecânica do ventilador também contribui para a geração de ruído. Por exemplo, os mancais emitem um ruído característico, o qual depende do tipo de mancal, da lubrificação e do seu estado mecânico.

A transmissão de potência do motor ao ventilador também é responsável por uma parcela de ruído, o desbalanceamento das partes girantes podem excitar as estruturas e painéis em sincronismo com a rotação.

Os efeitos magnéticos no motor elétrico produzem ruídos audíveis, e algumas vezes perturbadores; esta geração de ruído é bastante complexa uma vez que se associa a problemas mecânicos. Como a potência elétrica fornecida ao motor não é constante , aparecerão flutuações em torno do valor eficaz de frequências múltiplas à da rede e como resultado final uma vibração torcional do sistema excita estruturas e painéis, com isto tornando-se mais uma fonte de ruído.

O desalinhamento, a refrigeração do motor, etc. , podem ser outras fontes geradoras de ruído.

2.2.4 – Redução de Ruídos

Para redução do ruído, várias técnicas podem ser aplicadas simultaneamente, de acordo a referência [9].

O escoamento chegando a um rotor ou a um estágio de pás deve ser o mais suave possível : pequena turbulência na entrada e na camada limite da carcaça reduz o nível do ruído em banda larga.

Uma redução do ruído na frequência de passagem das pás é alcançada por uma escolha adequada do número de pás, folga no estrangulamento e eliminando, se possível, pás diretoras.

Geralmente para uma dada vazão e pressão estática, o ruído em banda larga pode ser reduzido se a eficiência estática e/ou o coeficiente de pressão são aumentados. Por outro lado, para aplicações de alta vazão , as perdas de pressão devem ser mantidas no mínimo.

Outro cuidado muito importante é eliminar qualquer condição estrutural que permita ressonâncias.

Neise[11] discute importantes métodos para a redução de ruído em ventiladores centrífugos que são : o acréscimo da entrada do “cut-off” , do raio de curvatura da extremidade do “cut-off”, do ângulo de inclinação entre as pás do rotor com a extremidade do “cut-off”, espaçamento irregular entre as pás, dependência da potência acústica com o sistema de duto , mudança da espiral do ventilador para uma seção retangular, a utilização de um forro acústico no interior da espiral do ventilador, entre outras sugestões.

Hay [12] descreve um método de projeto com o intuito de reduzir susceptivelmente a geração de ruído em ventiladores permitindo designar o ponto ótimo de projeto, no qual relaciona o escoamento de incidência nas pás, e a variação de parâmetros de entrada das pás com a geração de ruído.

Morinushi [10] reporta em seus experimentos, a análise da influência de cinco parâmetros geométricos sobre o desempenho aerodinâmico e o ruído de ventiladores centrífugos com pás curvadas para frente.

Sentek [13], discute a dependência da potência do som no coeficiente das perdas de fluxo e a influência do formato de pás na mesma. Foram realizados testes em diferentes tipos de ventiladores, a partir dos quais, construiu-se a Figura 15 na qual é apresentado a dependência do coeficiente de pressão do escoamento, para quatro tipos de pás, com eficiência excedendo a 84%. Do diagrama, um formato de pá ótima pode ser determinado requerendo valores do coeficiente de pressão Ψ e do coeficiente volumétrico ϕ .

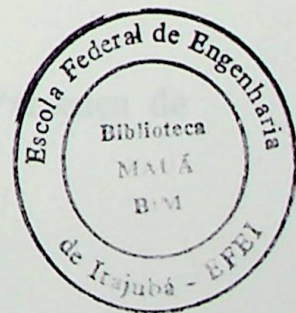
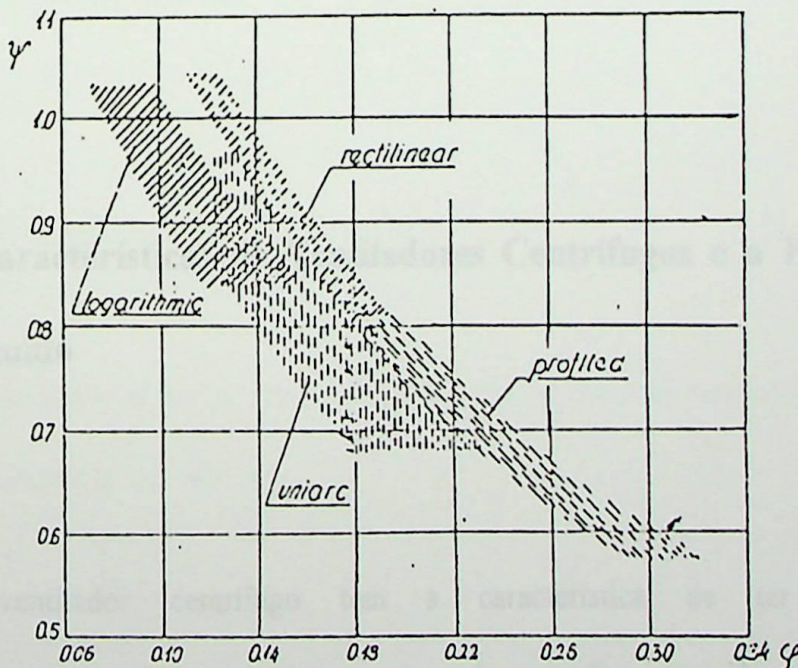


FIGURA 15 – Diagrama da dependência do coeficiente

volumétrico com o de pressão, referência [13].

2.2.5 – Eficiência e Ruído dos Ventiladores

O ruído aerodinâmico sempre é gerado por alguma forma de turbulência, que por sua vez é um fenômeno consumidor de energia. A eficiência dos ventiladores é altamente dependente do tipo do escoamento de ar. Em casos de ventiladores mal projetados, a maior parte da potência é consumida em realimentação de fluxos secundários sem produção de trabalho útil.

Como a presença de maior turbulência implica em maior ruído, a qualidade do projeto do ventilador ou desvios do ponto ótimo de funcionamento são indicados pelo aumento do nível de ruído. Isto permite dizer que os parâmetros eficiência e ruído estão intimamente ligados.

2.2.6 – Características de Ventiladores Centrífugos e a Presença de Ruído

O ventilador centrífugo tem a característica de ter escoamento predominantemente radial ao eixo de rotação e de uma força centrífuga imprimir uma

velocidade ao escoamento de ar que está contido no rotor. A divisão dos canais radiais podem ser resumidas em :

Ventiladores de pás inclinadas para frente - Figura 16 a

Também chamados de “siroco”. Dirigem o ar para a caixa espiral com uma velocidade absoluta maior que a velocidade tangencial na saída.

Ventiladores de pás inclinadas para trás - Figura 16 c

Descarregam o ar de maneira que a velocidade absoluta é menor que a velocidade tangencial na saída.

Ventiladores de pás radiais - Figura 16 b

Descarregam o ar na caixa espiral com velocidade praticamente igual à velocidade tangencial na saída.

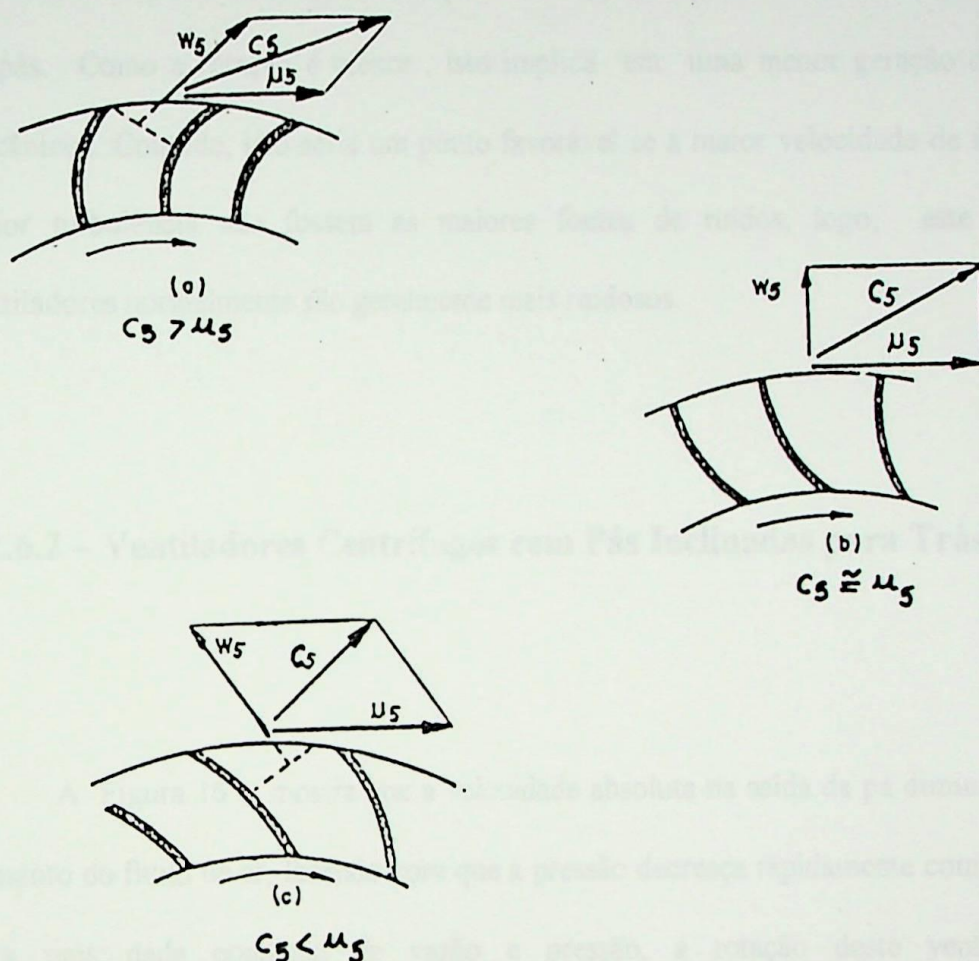


FIGURA 16 – Forma de pás e triângulos de velocidade para :

(a) pás para frente, (b) pás radiais, (c) pás para trás

2.2.6.1 – Ventiladores Centrífugos com Pás Inclínadas para Frente

De acordo com a Figura 16 a, a velocidade absoluta na saída da pá aumenta com o acréscimo da vazão provocando uma queda na pressão estática .

Então para uma dada condição de vazão e pressão, este ventilador opera numa velocidade absoluta mais baixa e ocupa menor espaço que os outros com outros tipos de pás. Como a rotação é menor, isto implica em uma menor geração de ruídos mecânicos. Contudo, isto seria um ponto favorável se a maior velocidade de fluxo e a maior turbulência não fossem as maiores fontes de ruídos; logo, este tipo de ventiladores normalmente são geralmente mais ruidosos.

2.2.6.2 – Ventiladores Centrífugos com Pás Inclínadas para Trás

A Figura 16 c, mostra que a velocidade absoluta na saída da pá diminui com o aumento do fluxo de ar, fazendo com que a pressão decresça rapidamente com a vazão. Para uma dada condição de vazão e pressão, a rotação deste ventilador é aproximadamente duas vezes daquela de um ventilador com pás para frente, pois a potência requerida pelo ventilador quase triplica.

As frequências e as intensidades são menores do que aquelas do ventilador com pás para frente, pois a velocidade relativa entre rotor e carcaça é menor.

2.2.6.3 – Ventiladores Centrífugos com Pás Radiais

De construção bastante robusta são indicados para movimentação de fluxos de ar com impurezas (poeiras, suspensões, etc.). A velocidade tangencial do fluxo de ar na

saída da pá é constante e aproximadamente igual a velocidade tangencial do rotor, Figura 16 b. Este ventilador está em uma posição intermediária no que se refere aos ruídos gerados pelas pás para frente e para trás. Os tipos mais robustos, com poucas pás e maiores perdas por choque são muito ruidosos.

3.1 - Análise Aerodinâmica

Nesta seção se faz uma análise aerodinâmica para três tipos de ventos com tipos diferentes, com diferentes ângulos de pás. Para isso, busca-se obter a distribuição de pressão e de velocidade para de baixa pressão computacional, que possibilita obter para cada forma, a distribuição de pressão e velocidade em pontos estratégicos de pás. Inicialmente, a análise se baseia no método das diferenças com variação de ângulo de pás do rotor. Os resultados são obtidos a partir das simulações por CFD.

Para análise aerodinâmica, tem-se um rotor com 10 pás, para que se possa perceber qual a influência do ângulo de pás na distribuição de pressão e velocidade, bem como a influência do ângulo de pás na distribuição de pressão e velocidade.

Além disso, objetiva-se obter a distribuição de pressão e de velocidade de cada uma das formas de pás estudadas, para se fazer uma comparação das simulações aerodinâmicas com os resultados experimentais de velocidade de saída de pás, obtidos para diferentes ângulos, com o intuito de se obter, para cada rotor, poder prever sua performance em relação ao nível de ruído.

3 - METODOLOGIA E EXPERIMENTAÇÃO

3.1 – Análise Aerodinâmica

Neste tópico se faz uma análise aerodinâmica para três tipos de rotores centrífugos diferentes, com diferentes números de pás. Esta análise consiste na obtenção da distribuição de pressão e de velocidade a partir de um programa computacional, que tem como base para sua formulação o escoamento potencial e incompressível em rotores centrífugos de pás infinitamente finas. A formulação se baseia no método das singularidades com variação da largura radial do rotor. Os resultados são obtidos a partir dos métodos dos painéis.

Esta análise aerodinâmica será feita, para que se possa perceber qual a influência do formato da pá beta linear, equacionada no capítulo anterior, nas características aerodinâmicas, baseando-se nas distribuições de pressão e de velocidade de um rotor centrífugo, bem como qual a influência do número de pás nas mesmas características.

Além destes objetivos, de posse das distribuições de pressão e de velocidade de cada um dos formatos de pás estudados, poder-se-á fazer uma comparação dos resultados aerodinâmico teórico, com os resultados experimentais de medição de nível de ruído realizado para determinados rotores, com exceção da pá beta linear, para assim, poder prever seu comportamento em relação ao nível de ruído.

3.1.1 – Metodologia Utilizada para o Programa Computacional

O método e cálculo utilizado no programa, se baseia em uma formulação para o escoamento potencial e incompressível em rotores centrífugos de máquinas de fluxo compostos de pás infinitamente finas, tendo como fundamentos o método das singularidades, de acordo com Oliveira[16] e com Filho[17].

Ao se tratar do escoamento potencial em rotores centrífugos de largura variável, que é uma questão relevante neste trabalho, verifica-se que, em geral, não é mais possível manter uma formulação integral estritamente de contorno e linear, já que estas são características das formulações clássicas de escoamento potencial pelo método das singularidades: equações integrais lineares de contorno para as densidades de singularidades de vários tipos (vórtices, fontes e dipolos). Com a variação radial da largura do rotor origina integrais de campo dependentes não só da variação radial de largura, mas também do próprio campo de velocidades resultante, de forma não-linear.

O método numérico de solução da formulação integral exige uma discretização tanto do contorno como da própria região de escoamento, além de procedimentos iterativos.

Para tais considerações, os resultados foram obtidos através do método dos painéis.

3.1.1.1 – Variáveis Adimensionais

A Equação de Bernoulli para o escoamento relativo é da seguinte forma:

$$p^* + \rho \frac{w^2}{2} - \rho \frac{\omega^2 r^2}{2} = p_0 \quad (48)$$

onde:

p^* $\equiv$ pressão estática;

p_0 $\equiv$ pressão total para o escoamento relativo;

ω $\equiv$ velocidade angular do rotor;

ρ $\equiv$ massa específica do fluido;

r $\equiv$ raio genérico do rotor;

w $\equiv$ velocidade relativa do escoamento;

A variável de pressão adimensional é dada pela fórmula:

$$P = \frac{2(p^* - p_0)}{\rho \omega^2 r_s^2} \quad (49)$$

onde:

r_s $\equiv$ raio externo do rotor.

A variável de velocidade relativa adimensional é dada pela fórmula:

$$W = \frac{w}{\omega r_s} \quad (50)$$

A variável de raio adimensional é dada pela fórmula:

$$R = \frac{r}{r_s} \quad (51)$$

Da equação (48) resulta que:

$$P = R^2 - W^2 \quad (52)$$

No gráfico de distribuição de velocidade relativa , é exibida também a velocidade relativa média que é encontrada a partir da fórmula:

$$W' = \frac{W_p + W_s}{2} \quad (53)$$

onde:

$W_p \equiv$ velocidade relativa no lado de pressão;

$W_s \equiv$ velocidade relativa no lado de sucção;

Fator de deficiência de potência, ou “SLIP FACTOR”:

$$\varepsilon = \frac{Y_{pá}}{Y_{pá_\infty}} = \frac{\Psi_{pá}}{\Psi_{pá_\infty}} \quad (54)$$

Coefficiente de pressão:

$$\Psi = \frac{2Y}{\omega^2 r_s^2} \quad (55)$$

Coefficiente de vazão:

$$\phi = \frac{c_m}{\omega r_s} \quad (56)$$

Coefficiente volumétrico:

$$\varphi = \frac{4 \dot{V}}{\pi^2 d_s^3 n} \quad (57)$$

A expressão $n\sqrt{\dot{V}/Y^{3/4}}$ fornece o coeficiente de forma do rotor procurado.

Seu valor é, entretanto, muito pequeno e, por isso, inconveniente para usar. Assim, Addison propôs multiplicá-lo sempre por 1000. Obtém-se desta maneira o coeficiente de forma do rotor de Addison

$$nq_A = 1000n \frac{\sqrt{\dot{V}}}{Y^{3/4}} \quad (58)$$

3.1.2 – Resultados Obtidos

Neste tópico serão apresentados os gráficos de distribuição de pressão e de velocidade para os diferentes tipos de pás e números de pás, as quais são : pás arco de círculo, pás beta linear e pás analíticas (tangente linear – TAL), cujos dados estão apresentados nas TABELAS A, B, C, D, E, F, G, H, I, J, K e L, que se encontram no anexo deste trabalho.

Estes dados foram obtidos a partir do programa desenvolvido por Oliveira[14], em seu programa de doutoramento, portanto ainda não publicado, mas o mérito deve ser todo creditado a ele. Minha contribuição vem no sentido de analisar as

pás de formato arco de círculo e TAL, já geradas pelo programa, assim como a pá de formato beta linear, que foi equacionada no presente trabalho.

Nestas tabelas são fornecidos os dados de R , P_p , P_s , W_p , W_s e W' para os diferentes tipos de pás e diferentes números de pás; valores adimensionais que foram citados no início deste capítulo.

Os gráficos estão distribuídos da seguinte maneira: distribuição de pressão e de velocidade para as pás arco de círculo, pás beta linear e pás analíticas ou TAL (Tangente linear), respectivamente.

Posteriormente são apresentados gráficos de distribuição de pressão e de velocidade para os formatos citados anteriormente, porém, conservando o número de pás constante e igual a dez(10), $n_{pa} = 10$.

É mostrado na Figura 25, o diagrama dos coeficientes de pressão, ψ , e o volumétrico, ϕ , para os dados obtidos da Tabela 2, na qual se refere para as pás de formato arco de círculo e TAL, com diferentes números de pás, e juntamente, com os dados de acordo com a referência [13], que por sua vez, já foi exibido no capítulo 2 como Figura 15.

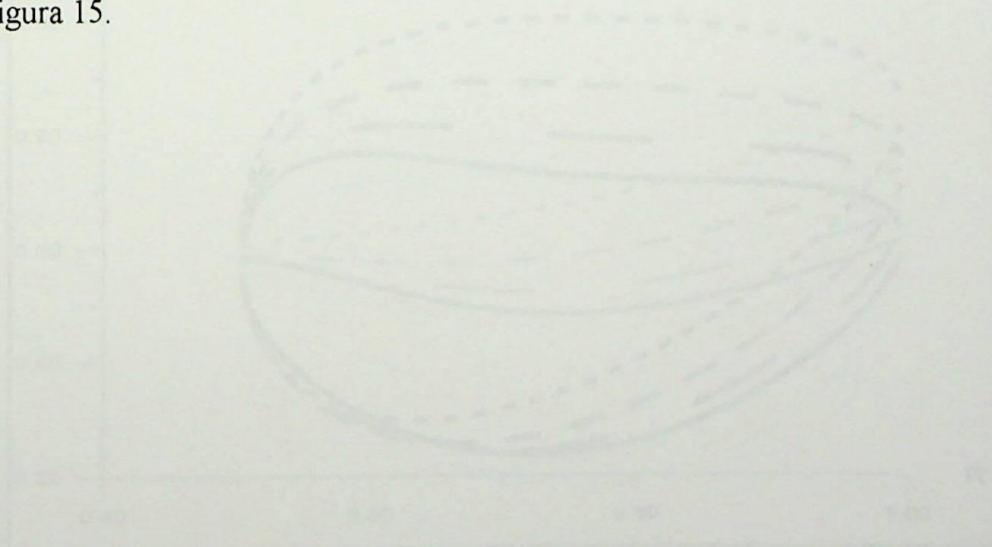


FIGURA 18- Distribuição de velocidade para pás arco de círculo

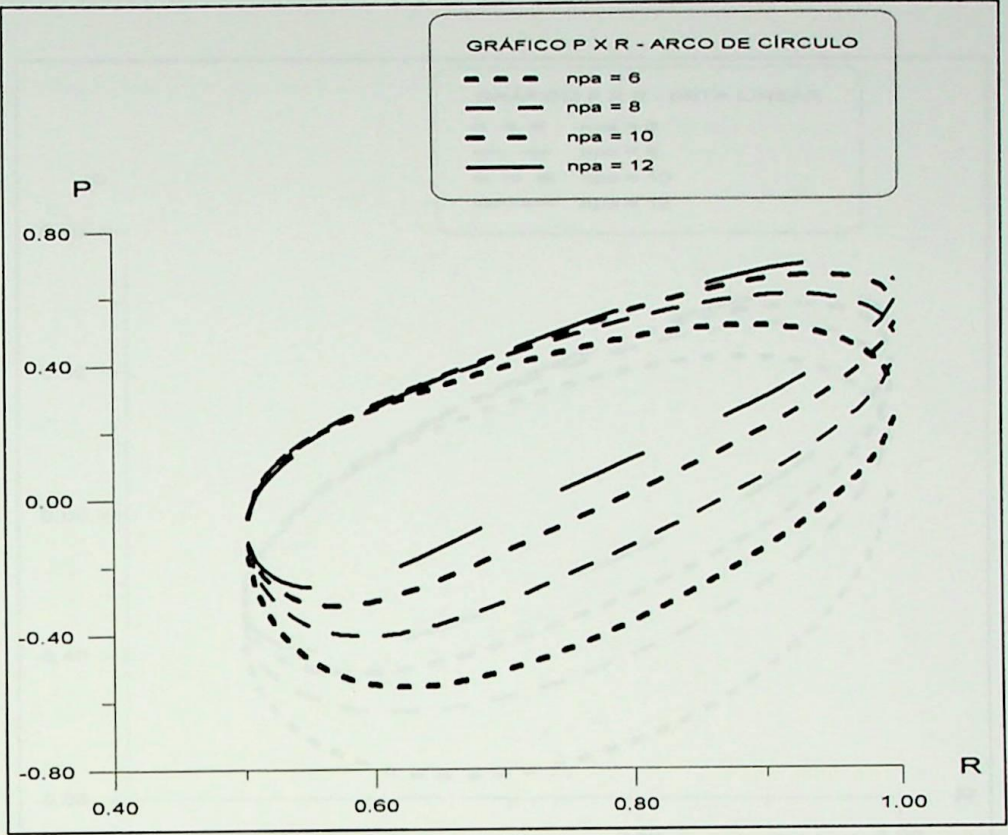


FIGURA 17 – Distribuição de pressão para pás tipo arco de círculo

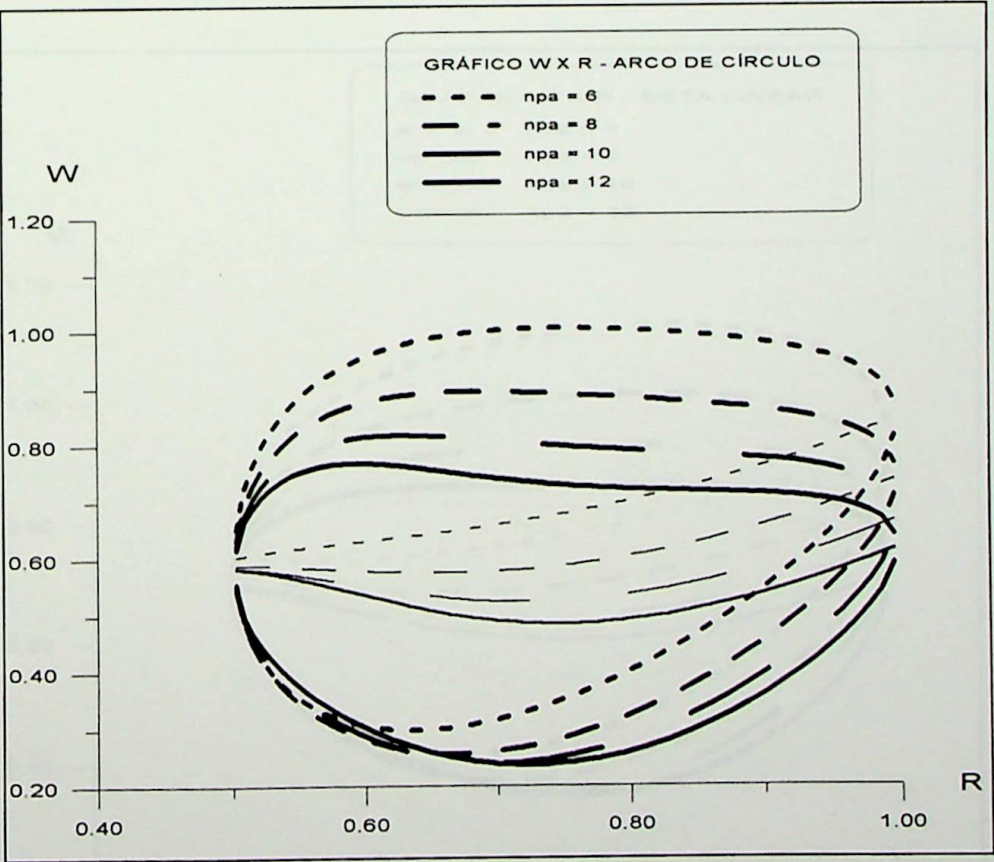


FIGURA 18 – Distribuição de velocidade para pás arco de círculo

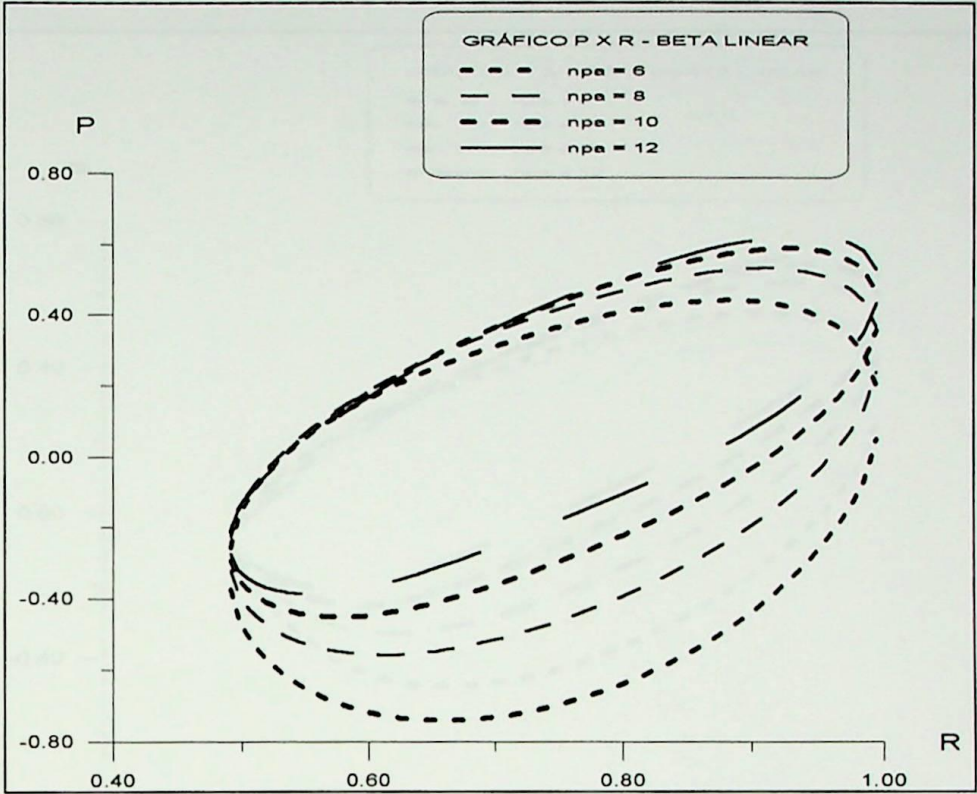


FIGURA 19- Distribuição de pressão para pás beta linear

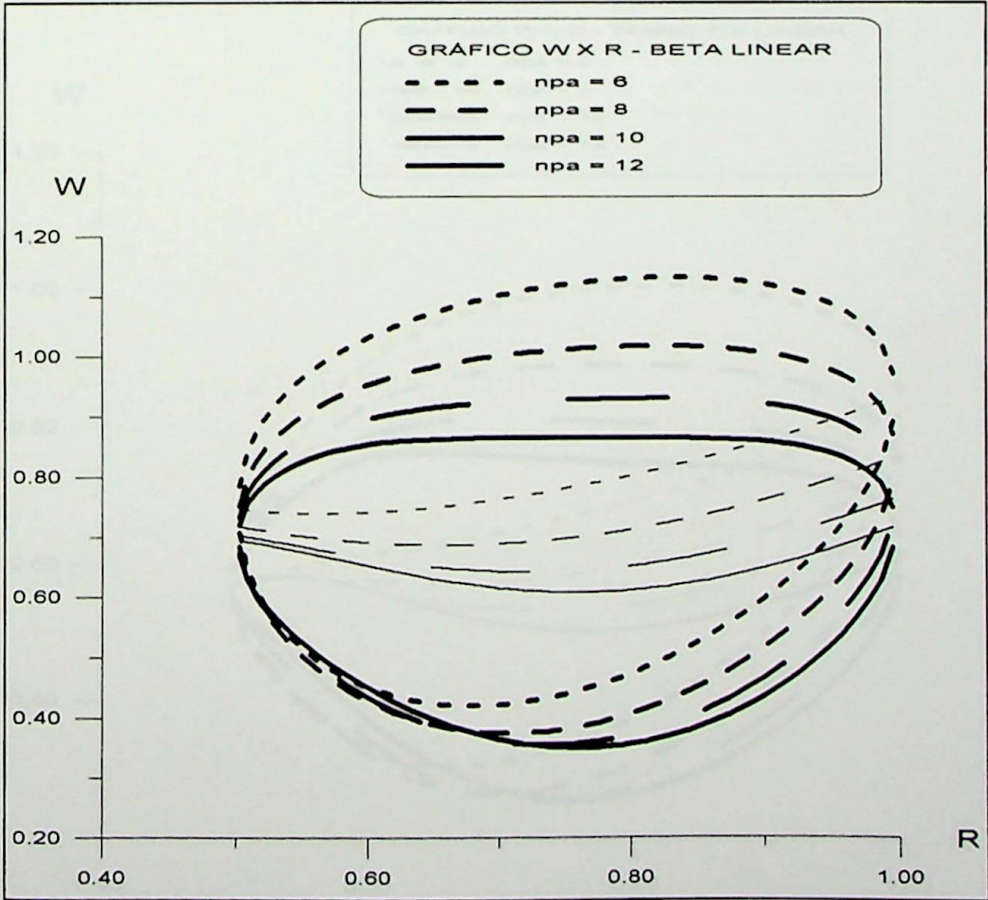


FIGURA 20 - Distribuição de velocidade para pás beta linear

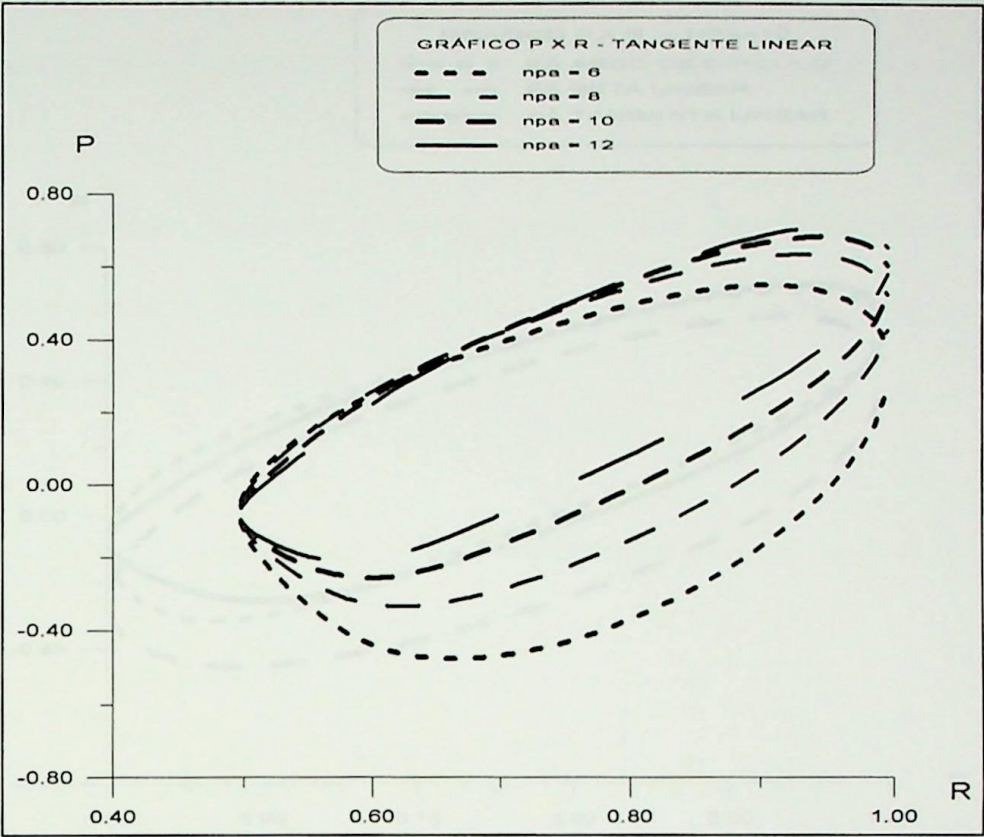


FIGURA 21 – Distribuição de pressão para pás analíticas

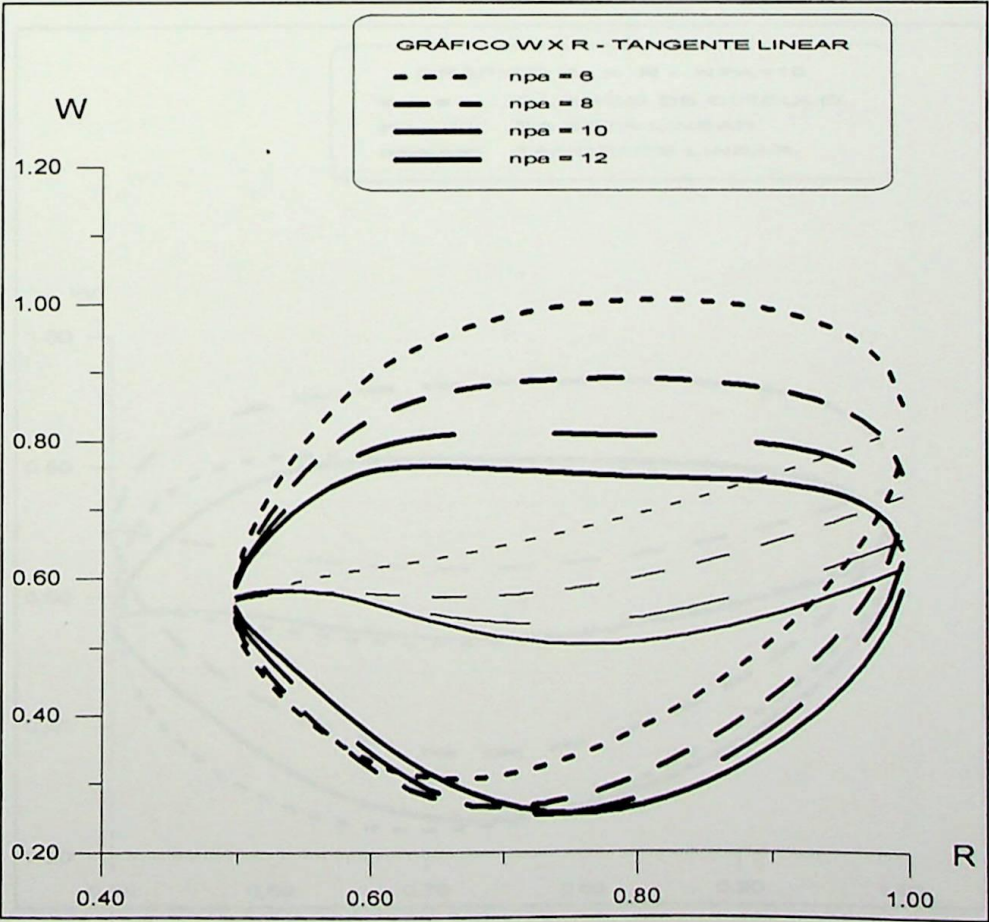


FIGURA 22 – Distribuição de velocidade para pás analíticas

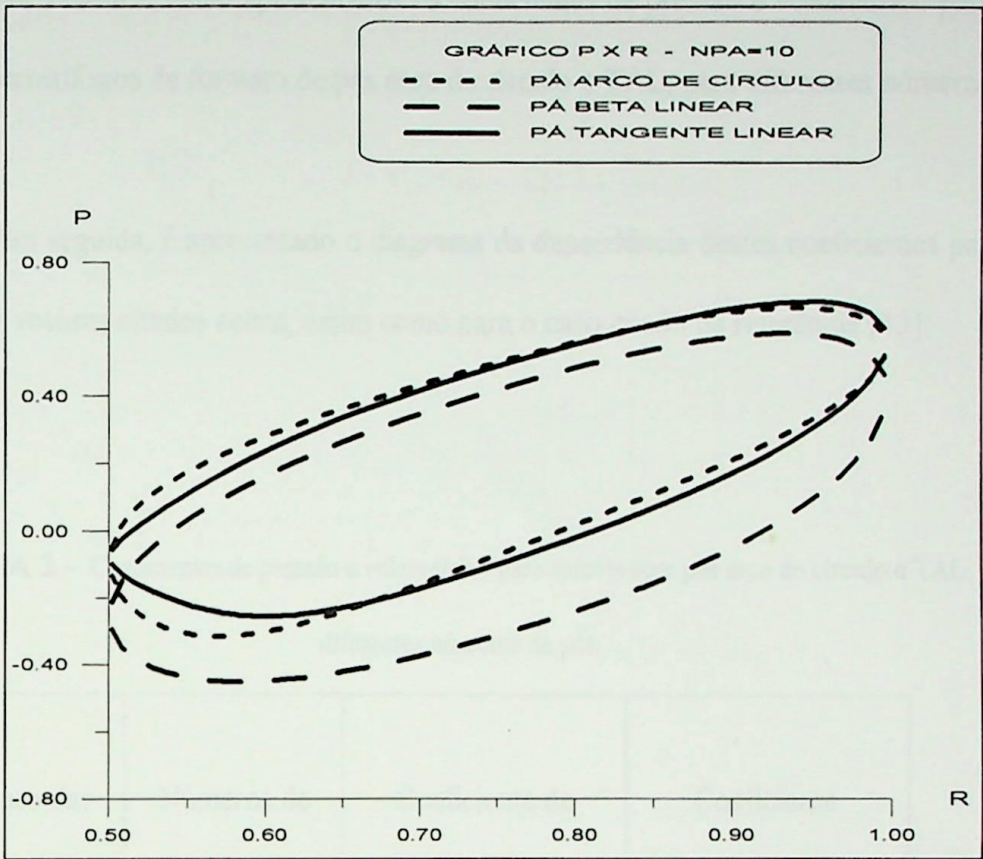


FIGURA 23 – Distribuição de pressão para pás com $npa=10$

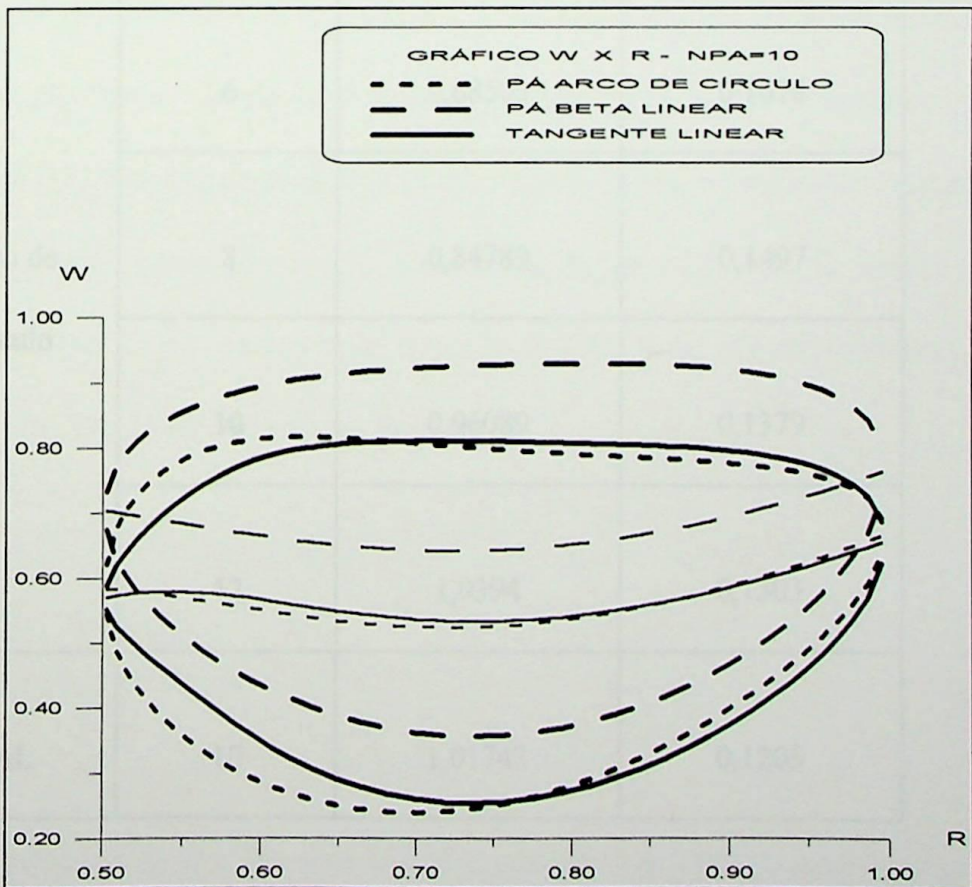


FIGURA 24 – Distribuição de velocidade relativa para pás com $npa=10$

Na Tabela 2, estão apresentados os coeficientes de pressão e volumétrico para os rotores centrífugos de formato de pás arco de círculo e TAL, para diferentes números de pás.

Em seguida, é apresentado o diagrama da dependência destes coeficientes para o caso dos rotores citados acima, assim como para o caso citado na referência [13].

TABELA 2 – Coeficientes de pressão e volumétrico para rotores com pás arco de círculo e TAL, com diferentes números de pás.

Formato das Pás	Números de Pás	Coeficiente de Pressão, ψ	Coeficiente Volumétrico, ϕ
Arco de Círculo	6	0,68503	0,1678
	8	0,84789	0,1497
	10	0,96089	0,1379
	12	1,0394	0,1303
TAL	10	1,01743	0,1205

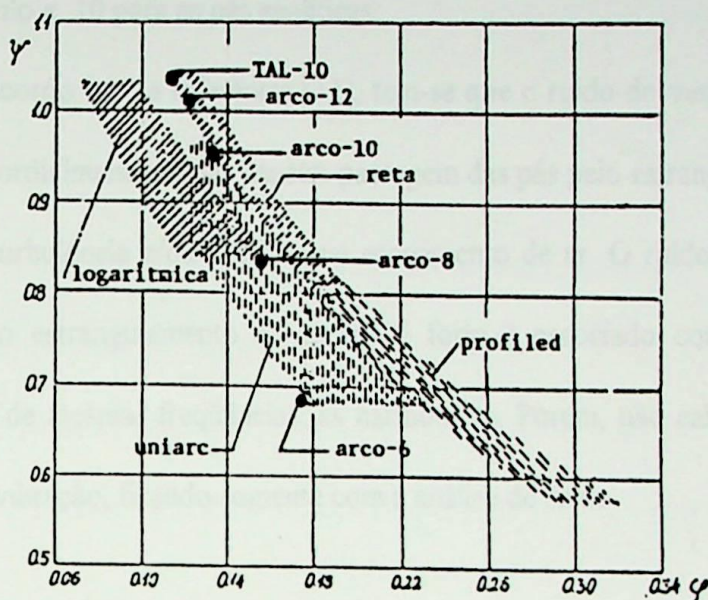


FIGURA 25 - Diagrama do coeficiente de pressão com o coeficiente volumétrico.

Observando o diagrama, percebe-se que os valores dos coeficientes referentes ao formato de pá arco de círculo com número de pás iguais a 6, 8, e 10, estão situados na região da distribuição dos coeficientes para o formato de pá “uniarc”, de acordo com a referência [13]. No caso do rotor arco de círculo com 12 pás, o coeficiente se apresenta fora desta região, provavelmente, por este número de pás estar acima do número ideal, que é de 10 pás. O mesmo ocorrendo com o rotor TAL de 10 pás, provavelmente, isto se deva pelo fato de ser diferente seu formato.

3.2 – Análise de Ruído

Neste tópico será feita uma análise experimental de ruído para dois diferentes tipos de pás de rotores centrífugos, os quais são: pás arco de círculo e pás analíticas

(tangente linear), também será variado o número de pás em : 6, 8 , 10 e 12 para as pás arco de círculo e 10 para as pás analíticas.

De acordo com a referência [11], tem-se que o ruído do ventilador centrífugo é devido primordialmente a duas causas: passagem das pás pelo estrangulamento da espiral (cut-off) e turbulência e/ou vórtices no escoamento de ar. O ruído devido à passagem das pás pelo estrangulamento da espiral é forte e associado com vibração também destacada e de mesmas frequências, as harmônicas. Porém, não cabe aqui, levantar as medidas de vibração, ficando somente com a análise de ruído.

3.2.1 – Bancada de Ensaios

Os ventiladores centrífugos são dotados de uma espiral cuja finalidade principal é coletar e conduzir o fluxo de ar proveniente do rotor. No ensaio em questão, os objetivos dos estudos são os rotores centrífugos e não ventiladores centrífugos, portanto, de acordo com a Figura 32 (Esquema da seção de testes do rotor centrífugo), a seção de testes do rotor não possui espiral interna ou externa.

Nesta bancada, são feitas medições de grandezas, tais como: vazões , pressões e rotações.

Além destas, também são feitas medições de ruídos.

3.2.1.1. - Características Aerodinâmicas da Bancada de Ensaios

O conjunto é composto de uma caixa ou câmara de pressão, rotor de teste, um freio eletro-dinâmico e por um quadro de comando.

A vazão do sistema será medida por uma placa de orifício instalada na tubulação de sucção. A placa foi instalada em um trecho reto de 7 m com um direcionador de escoamento.

O rotor de teste alimenta a câmara de pressão através de um adaptador e é acionado por um freio eletro-dinâmico de 10 kw.

O esquema geral do banco de testes é mostrado em planta na Figura 31, no qual é mostrada a câmara de equalização de pressão, a unidade auxiliar, o conjunto de acionamento do rotor e a seção de testes do rotor centrífugo.

Na Figura 32, vide apêndice, é mostrado o esquema da instrumentação de medidas, tais como: tacômetro ótico digital, manômetro do tipo Betz (300 – 600 mm), medidor de vazão do tipo placa de orifício, barômetro do tipo Fortin, termômetro e higrômetro.

A Figura 33 mostra o rotor centrífugo na seção de teste, vide apêndice.

Finalmente, é detalhado o esquema do conjunto de acionamento do rotor centrífugo na Figura 34, vide apêndice.

Também se encontram no apêndice as fotos da bancada de ensaio, de tal forma que, nas Figura 35 e 38, estão sendo exibidos o motor de acionamento com o rotor centrífugo, bem com seu acoplamento.

Na Figura 36 é mostrada a disposição do rotor de testes com a câmara de equalização, bem com na Figura 37.

Figura 39, mostra a vista frontal do rotor centrífugo na seção de testes.

Figura 40, dá uma vista lateral da câmara de equalização.

Figura 41, exibe uma leitura de rotação sendo realizada e para finalizar, a Figura 42, mostra a disposição da válvula de controle de vazão do rotor centrífugo e a tubulação de saída da câmara de equalização.

3.2.1.2 - Características de Ruídos

O nível de ruído gerado pelo rotor de testes é medido em decibéis (dB A) para pontos específicos a distancias de 1 (m) do rotor de acordo com a norma VDI – Fan Standards – 2044 [15].

Estes pontos estão mostrados na Figura 26, de acordo com Ponsonnet [8].

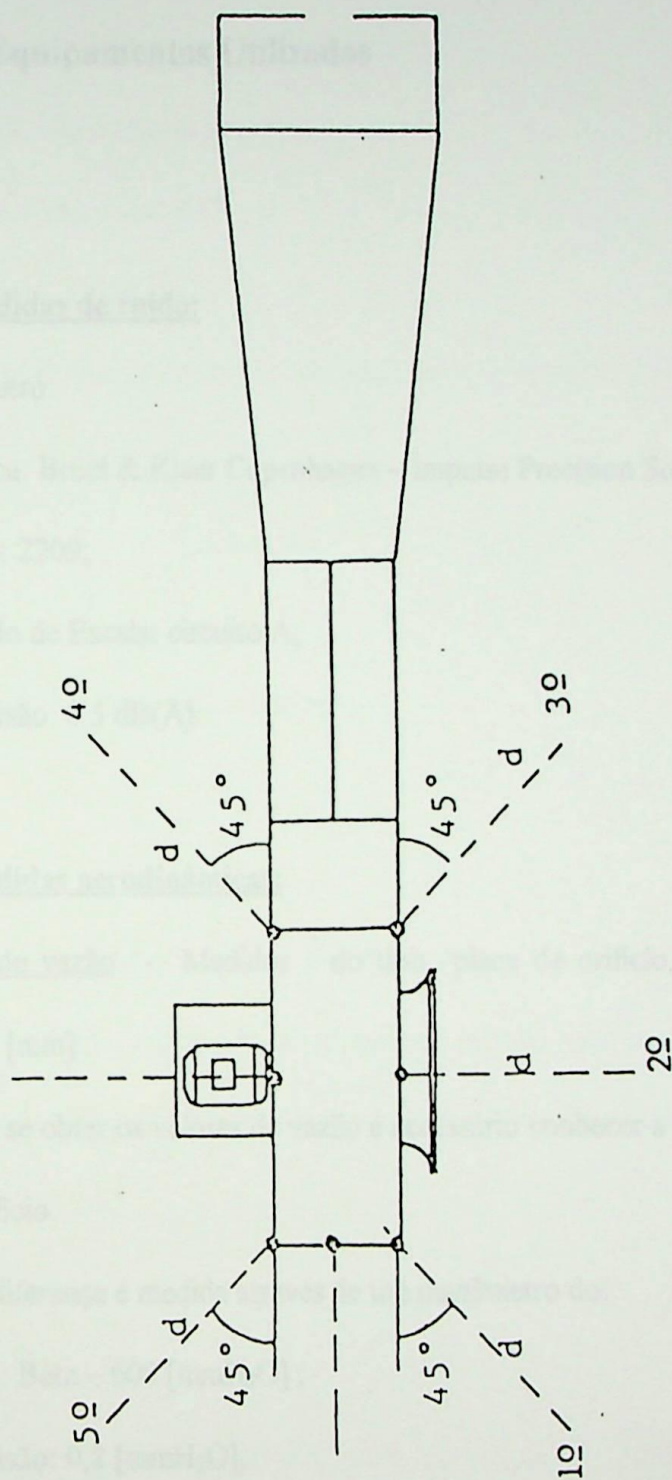


FIGURA 26 – Disposição dos microfones na medição de ruído.

3.2.1.3 – Equipamentos Utilizados

Para as medidas de ruído:

- Decibelímetro:

Marca: Brüel & Kjaer Copenhagen – Impulse Precision Sound Level Meter;

Tipo: 2209;

Fundo de Escala: circuito A;

Precisão: 0.5 dB(A).

Para as medidas aerodinâmicas:

- Medidas de vazão - Medidor do tipo placa de orifício, com um diâmetro de $D_{orf} = 173,8 \text{ [mm]}$.

Para se obter os valores de vazão é necessário conhecer a diferença de pressão na placa de orifício.

Tal diferença é medida através de um manômetro do:

Tipo: Betz – 600 [mmH₂O] ;

Precisão: 0,2 [mmH₂O];

Voltagem: 220[volts].

- Medidas de rotação - tacômetro ótico digital

Marca: Microtest - F45;

Precisão: 10 [rpm].

Para o acionamento do rotor de teste:

- Motor elétrico de corrente contínua -

tipo – EGC 4.132.ESP ;

potência: 10kw;

marca: Equacional – Ind. e comércio de equipamentos equacionários e ind. Ltda.

3.2.2.1 – Ensaios de Medição de Nível de Ruído para Rotação

3.2.2 – Metodologia dos Ensaios

Neste item é mostrado todo o procedimento da realização dos testes de medição de ruído dos rotores centrífugos, as grandezas que são lidas nos ensaios e as grandezas que são calculadas, sendo também mostrados os resultados obtidos, na forma de tabelas e através de gráficos.

Para a realização dos ensaios de ruído:

Para a preparação do rotor de ensaio:

3.2.2.1 – Procedimentos dos Ensaios

3.2.2.1.1 – Preparação do rotor

Para a realização dos ensaios de medição de níveis de ruído dos rotores

Para a realização dos ensaios de medição de níveis de ruído dos rotores centrífugos, é importante que o sistema deve se encontrar em regime permanente, para que as tomadas de dados, tanto nas medidas de níveis de ruído, quanto nas medidas aerodinâmicas, sejam observadas em estabilização.

Os ensaios de medição de níveis de ruído são realizados em duas etapas, sendo que, na primeira para rotação constante e variando-se a abertura da válvula de controle de vazão do sistema; na segunda etapa, várias rotações medidas a partir de três tipos diferentes de vazões: máxima, mínima e intermediária.

3.2.2.1.1 – Ensaios de Medição de Nível de Ruído para Rotação Constante

- Passo 1:** Verificação do balanceamento e livre giro do rotor;
- Passo 2:** Verificação da válvula de controle de vazão, na tubulação de saída da câmara de equalização (totalmente fechada);
- Passo 3:** Calibração dos manômetros;
- Passo 4:** Anotação das condições ambientes;
- Passo 5:** Energização do freio dinamométrico;
- Passo 6:** Aumento gradual da rotação do sistema freio-rotor, até 3000[rpm], aproximadamente;
- Passo 7:** Leitura da diferença de pressão na placa de orifício da tubulação de saída da câmara de equalização;
- Passo 8:** Verificação da rotação, para o valor desejado;
- Passo 9:** Medição do nível de ruído nos cinco pontos mencionados na Figura 26;
- Passo 10:** Abertura total da válvula de controle de vazão;

Passo 11: Repetição dos passos 7 a 9;

Passo 12: Repetição dos passos 7 a 9, para oito medidas de vazões distribuídas entre a máxima e a mínima;

Passo 13: Fechamento total da válvula de controle de vazão;

Passo 14: Desligamento do freio dinamométrico;

Passo 15: Troca do rotor e/ou números de pás;

Passo 16: Repetição dos passos 1 a 15;

3.2.2.1.2 – Ensaios de Medição de Nível de Ruído para Rotação

Variável

Passo 1: Verificação do balanceamento e livre giro do rotor;

Passo 2: Verificação da válvula de controle de vazão na tubulação de saída da câmara de equalização;

Passo 3: Calibração dos manômetros;

Passo 4: Anotação das condições ambientes;

Passo 5: Energização do freio dinamométrico;

Passo 6: Aumento gradual da rotação do sistema freio-rotor, até 3200[rpm], aproximadamente;

Passo 7: Leitura da diferença de pressão na placa de orifício da tubulação de saída para a válvula de controle de vazão totalmente fechada;

Passo 8: Verificação da rotação, para o valor desejado;

Passo 9: Medição do nível de ruído nos cinco pontos mencionados na Figura 26;

Passo 10: Decréscimo da rotação de 200[rpm] e repetição dos passos 7 a 9;

Passo 11: Repetição do passo 10 até rotação de aproximadamente de 1400[rpm];

OBS: Foi feito o mesmo procedimento para a máxima abertura e para uma abertura intermediária da válvula de controle de vazão.

3.2.2.2 –Grandezas Medidas e Calculadas nos Ensaio de Ruído

Neste tópico são mostradas quais grandezas que foram medidas e quais as grandezas calculadas, a partir delas, são montadas tabelas exibidas no item que se refere aos resultados.

3.2.2.2.1-Grandezas medidas

As grandezas medidas foram:

- Ruído em dB(A);
- Diferença de pressão, Δh , na placa de orifício em mmH₂O;

- Rotação do eixo do rotor centrífugo, n , em rpm;
- Temperatura, t , em graus Celsius, para a conversão em graus Kelvin é utilizada a seguinte expressão:

$$T = 273,15 + t \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (59)$$

- Pressão barométrica local, h_{local} , em mmHg;
- Umidade relativa do ar, ψ [%];

3.2.2.2.2-Grandezas Calculadas

As grandezas calculadas são as seguintes:

- Vazão, V :

$$V = 0,066642 \sqrt{\frac{\Delta h}{\rho_{\text{ar}}}} \text{ [m}^3\text{/s]} \quad (60)$$

- Massa específica do ar, ρ_{ar} :

$$\rho_{\text{ar}} = \frac{P_b}{RT} \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (61)$$

onde:

$$p_b = \rho_{Hg} g_{local} h_{local} \quad [Pa] \quad (62)$$

com:

$$\rho_{Hg} = 13569 \quad [kg/m^3];$$

$$g_{local} = 9,785 \quad [m/s^2];$$

$$h_{local} \equiv \text{pressão barométrica local, grandeza medida, [mmHg];}$$

$$\Delta h \equiv \text{Diferença de pressão na placa de orifício, [mmH}_2\text{O];}$$

$$\overline{R} = 287 \left[\frac{mN}{kgK} \right];$$

• Média dos valores do ruído, $\overline{M}$:

$$\overline{M} = \frac{A' + B' + C' + D' + E'}{5} \quad [dB(A)] \quad (63)$$

3.2.3 – Resultados Obtidos

Na primeira etapa deste tópico, são apresentadas as tabelas obtidas a partir do ensaio realizado com os rotores centrífugos de acordo com o item 3.2.2.1.1 (Ensaio de Medição de Nível de Ruído para Rotação constante).

Na segunda etapa, são apresentadas as tabelas obtidas a partir do ensaio realizado com os rotores centrífugos de acordo com o item 3.2.2.1.2 (Ensaio de Medição de Nível de Ruído para Várias Rotações).

Na terceira etapa, são apresentados os gráficos baseados nos resultados das tabelas de 3 até 10 , referentes à primeira etapa deste tópico, que são as Figuras 27 e 28. Também estão apresentados, gráficos comparativos com os resultados obtidos dos ensaios realizados com os ventiladores centrífugos, Figura 29, de acordo com a referência [9].

3.2.3.1 – Resultados de Nível de Ruído para os Rotores Centrífugos com Rotação Constante

Nesta primeira parte estão apresentados as tabelas obtidas a partir dos ensaios realizados com os rotores centrífugos de formato de pás Arco de Círculo, com números de pás iguais à: 12, 10, 8 e 6; e rotores centrífugos de formato de pás Análítica(TAL), com números de pás igual a 10.

Abaixo segue as tabelas de resultados.

TABELA 3 - Nível de ruído para pá arco de círculo, $n_{pa} = 12$, $nq_A = 150$

Nºs de pontos	Ruído em dB (A)						n [rpm]	Δh [mmH ₂ O]	V [m ³ /s]
	A'	B'	C'	D'	E'	$\overline{M}$			
1	89,5	90,0	89,0	88,0	89,5	89,0	2990	24,8	0,32
2	91,0	93,0	90,0	92,0	89,5	91,0	2980	34,2	0,38
3	94,0	94,5	94,5	95,0	90,0	94,0	3010	49,8	0,45
4	93,0	94,0	88,5	92,0	91,0	92,0	3000	66,2	0,52
5	94,0	96,0	94,0	90,0	94,0	94,0	3020	87,0	0,60
6	91,0	92,5	89,5	90,5	89,0	91,0	3010	103,0	0,65
7	96,0	95,5	95,0	96,5	93,0	95,0	3020	119,8	0,70
8	97,5	98,0	94,0	89,5	96,5	95,0	2080	133,6	0,74
9	92,0	94,0	92,0	90,0	86,0	91,0	3000	154,8	0,80
10	94,5	95,5	94,0	93,0	93,0	94,0	3010	171,2	0,84

$t = 23^\circ\text{C}$, $h_{\text{local}} = 688 \text{ mm Hg}$, $\psi = 90\%$, $\rho_{\text{ar}} = 1,07 \text{ [kg/m}^3\text{]}$.

TABELA 4 – Nível de ruído para pá arco de círculo, npa = 10, nq_A=150

Nºs de pontos	Ruído em dB (A)						n [rpm]	Δh [mmH ₂ O]	V̇ [m ³ /s]
	A'	B'	C'	D'	E'	M̄			
1	95,0	96,0	92,5	93,0	93,5	94,0	3010	25,2	0,32
2	96,0	97,5	93,0	93,5	94,0	95,0	3020	37,0	0,39
3	96,0	97,5	93,0	94,0	93,5	95,0	2990	49,2	0,45
4	96,0	97,5	93,0	93,0	93,5	95,0	2990	65,0	0,52
5	96,0	97,5	93,0	93,0	94,0	95,0	3000	80,0	0,57
6	96,0	97,5	93,5	94,0	94,5	95,0	3010	95,8	0,63
7	96,0	97,5	93,0	94,0	94,5	95,0	3020	111,0	0,68
8	95,5	97,5	93,0	93,0	93,5	95,0	3000	130,6	0,73
9	95,5	97,5	93,5	94,0	93,5	95,0	3000	149,8	0,78
10	95,5	97,0	93,5	93,0	93,5	95,0	3010	167,8	0,83

t = 16°C , h_{local} = 690 mm Hg , ψ = 60% , ρ_{ar} = 1,1 [kg/m³].

TABELA 5 – Nível de ruído para pá arco de círculo, $n_{pa} = 8$, $nq_A = 150$

Nºs de pontos	Ruído em dB (A)						n [rpm]	Δh [mmH ₂ O]	$\dot{V}$ [m ³ /s]
	A'	B'	C'	D'	E'	$\overline{M}$			
1	98,0	97,0	93,0	94,0	96,0	96,0	3000	23,8	0,31
2	96,0	96,5	93,5	96,0	97,0	96,0	3010	30,2	0,35
3	96,0	97,0	94,0	97,0	95,5	96,0	3020	38,6	0,40
4	96,5	96,5	92,5	95,0	95,0	95,0	3000	53,6	0,47
5	97,0	96,0	92,0	94,0	94,0	95,0	2990	71,0	0,54
6	94,0	94,0	91,0	91,0	93,0	93,0	2980	91,0	0,61
7	96,0	95,5	92,0	92,0	94,0	94,0	2990	124,0	0,71
8	95,5	95,0	93,0	92,0	94,0	94,0	3000	134,2	0,74
9	96,0	97,0	93,0	93,5	94,0	95,0	3010	142,0	0,76
10	96,5	97,0	93,0	94,0	95,0	95,0	2990	158,0	0,81

$t = 21^\circ\text{C}$, $h_{\text{local}} = 688 \text{ mm Hg}$, $\psi = 90\%$, $\rho_{\text{ar}} = 1,08 \text{ [kg/m}^3\text{]}$.

TABELA 6 – Nível de ruído para pá arco de círculo, npa = 6, nq_A=150

Nºs de pontos	Ruído em dB (A)						n [rpm]	Δh [mmH ₂ O]	$\dot{V}$ [m ³ /s]
	A'	B'	C'	D'	E'	$\overline{M}$			
1	91,0	92,0	87,0	86,0	88,0	89,0	3000	22,2	0,30
2	92,5	95,0	90,0	91,5	90,0	92,0	3020	33,2	0,37
3	92,0	94,5	89,0	90,25	89,5	91,0	3000	43,2	0,42
4	92,0	94,5	89,0	89,5	89,0	91,0	2990	52,6	0,47
5	92,0	93,5	88,5	89,0	89,0	90,0	2980	67,8	0,53
6	91,5	93,5	88,5	89,5	89,0	90,0	2990	87,2	0,60
7	91,0	93,5	88,0	89,0	89,5	90,0	3000	109,8	0,67
8	91,5	93,5	88,5	89,0	88,5	90,0	3010	125,0	0,72
9	91,0	93,0	88,5	89,0	88,5	90,0	3020	137,0	0,75
10	91,0	93,0	88,0	88,5	88,5	90,0	3010	145,0	0,77

$t = 20^{\circ}\text{C}$, $h_{\text{local}} = 690\text{mm Hg}$, $\psi = 70\%$, $\rho_{\text{ar}} = 1,09 [\text{kg/m}^3]$.

3.2.3.2. – Resultados de Nível de Ruído para os Rotores Centrifúgos com Rotação Variável

TABELA 7 – Nível de ruído para pá analítica (TAL), npa = 10, nqA=150

Nºs de pontos	Ruído em dB (A)						n [rpm]	Δh [mmH ₂ O]	$\dot{V}$ [m ³ /s]
	A'	B'	C'	D'	E'	$\overline{M}$			
1	97,0	96,0	94,0	92,0	93,5	95,0	3000	23,6	0,31
2	97,5	96,5	95,0	92,0	95,0	95,0	3020	34,0	0,37
3	98,0	97,0	95,0	93,0	94,5	96,0	3010	73,6	0,55
4	97,5	97,5	96,0	94,5	94,0	96,0	3020	84,0	0,59
5	97,5	97,0	95,5	93,5	93,5	95,0	3020	102,2	0,65
6	97,5	96,5	95,0	92,5	94,0	95,0	3000	110,6	0,67
7	98,0	97,5	94,5	95,0	94,5	96,0	2990	118,8	0,70
8	97,5	96,5	95,5	92,0	94,0	95,0	2980	140,4	0,76
9	96,5	97,0	93,0	95,0	95,0	95,0	2980	148,6	0,78
10	97,0	96,5	94,0	93,0	92,5	95,0	2990	153,0	0,79

t = 24°C , h_{local} = 692 mm Hg , ψ = 75%, ρ_{ar} = 1,08 [kg/m³].

3.2.3.2. – Resultados de Nível de Ruído para os Rotores Centrifugos com Rotação Variável

TABELA 8 – Nível de ruído para pá arco de círculo, $n_{pa} = 10$; n variável, $\dot{V} = 0,56 [m^3/s]$, $nq_A = 150$

Nºs de pontos	Ruído em dB (A)						n[rpm]
	A'	B'	C'	D'	E'	$\overline{M}$	
1	96,5	97,5	95,5	93,0	94,0	95,0	3190
2	97,0	98,0	93,5	93,0	94,0	95,0	3000
3	98,0	98,5	94,5	92,0	94,0	95,0	2820
4	98,0	99,0	94,5	92,0	94,5	95,0	2620
5	94,5	96,5	92,5	93,0	93,0	94,0	2390
6	94,5	95,5	91,0	92,5	93,0	93,0	2200
7	94,0	95,0	91,5	91,0	91,0	92,0	2020
8	92,0	94,0	91,0	91,5	89,5	91,0	1830
9	91,5	91,5	89,0	89,0	90,0	90,0	1630
10	90,5	91,0	87,5	89,0	88,0	89,0	1410

$t = 20^{\circ}C$, $h_{local} = 695 \text{ mm Hg}$, $\psi = 50\%$, $\rho_{ar} = 1,1 [kg/m^3]$.

TABELA 9 – Nível de ruído para pá arco de círculo, $n_{pa} = 10$; n variável; $\dot{V} = 0,83 [m^3/s]$, $nq_A = 150$

Nºs de pontos	Ruído em dB (A)						n[rpm]
	A'	B'	C'	D'	E'	$\overline{M}$	
1	96,5	98,0	94,0	92,0	94,0	95,0	3180
2	96,5	97,5	93,0	94,0	95,0	95,0	3000
3	96,0	97,5	94,0	92,0	93,5	95,0	2820
4	97,0	98,5	93,5	91,5	93,5	95,0	2640
5	94,0	96,5	92,5	92,5	92,0	94,0	2400
6	94,0	96,5	92,5	92,5	92,0	94,0	2210
7	93,5	94,5	92,0	92,0	92,5	93,0	2010
8	93,0	93,0	91,0	91,0	91,5	92,0	1810
9	92,0	92,0	89,0	88,0	90,0	90,0	1600
10	90,0	92,0	87,0	88,0	88,0	89,0	1400

$t = 20^\circ C$, $h_{local} = 695 \text{ mm Hg}$, $\psi = 50\%$, $\rho_{ar} = 1,1 [kg/m^3]$.

TABELA 10 – Nível de ruído para pá arco de círculo, $n_{pa}=10$; n variável; $V=0,34$ [m³/s], $nq_a=150$

Nºs de pontos	Ruído em dB (A)						n[rpm]
	A'	B'	C'	D'	E'	$\overline{M}$	
1	89,0	90,0	86,5	85,0	85,5	87,0	3180
2	89,5	92,5	86,0	84,0	83,0	87,0	3000
3	90,5	92,0	88,0	86,0	87,0	89,0	2800
4	92,0	96,0	88,5	87,5	88,5	91,0	2630
5	90,0	92,5	87,0	87,0	89,0	89,0	2420
6	91,0	92,0	87,5	87,0	89,0	89,0	2240
7	89,0	89,5	87,0	86,5	87,0	88,0	2020
8	88,0	89,5	86,5	87,0	86,5	88,0	1830
9	87,5	88,5	85,0	84,0	85,0	86,0	1630
10	87,0	88,0	85,0	84,5	85,0	86,0	1420

$t = 24^{\circ}\text{C}$, $h_{\text{local}} = 692 \text{ mm Hg}$, $\psi = 75\%$, $\rho_{\text{ar}} = 1,08 \text{ [kg/m}^3\text{]}$.

3.2.3.3. – Curvas de Nível de Ruído



Os gráficos apresentados relacionam medidas de nível de ruído com medidas de vazão e de rotação.

Na Figura 27, está representado o gráfico de Nível de Ruído versus Vazão, para os rotores centrífugos com formato de pá Arco de Círculo, com números de pás variando de 12, 10, 8 e 6; e com formato de pá TAL (Analítica), com número de pás igual a dez(10). Os rotores centrífugos possuem $nq_A = 150$, e os ensaios foram realizados a uma rotação constante de $n = 3000(\text{rpm})$.

Na Figura 28, está representado o gráfico de Nível de Ruído versus Rotação, para rotor com formato de pá Arco de Círculo, com número de pás igual a dez(10), com $nq_A = 150$. As curvas foram levantadas a partir de três tipos de vazão, vazão mínima, quer dizer, vazão medida com a válvula de controle de vazão fechada inteiramente; vazão máxima, quer dizer, vazão medida com a válvula totalmente aberta; e finalmente, vazão intermediária, quer dizer, vazão medida com a válvula parcialmente aberta.

Na Figura 29, está representado o gráfico de Nível de Ruído versus Rotação, para rotor com formato de pá Arco de Círculo, com número de pás igual a dez(10), com $nq_A = 150$. As curvas são:

- Curvas de abertura máxima e intermediária da válvula de controle de vazão, obtidas a partir do ensaio com os rotores centrífugos;
- Curvas obtidas a partir de ensaios com ventiladores centrífugos com espiral interna e externa, realizados pela equipe de pesquisa da referência[9].

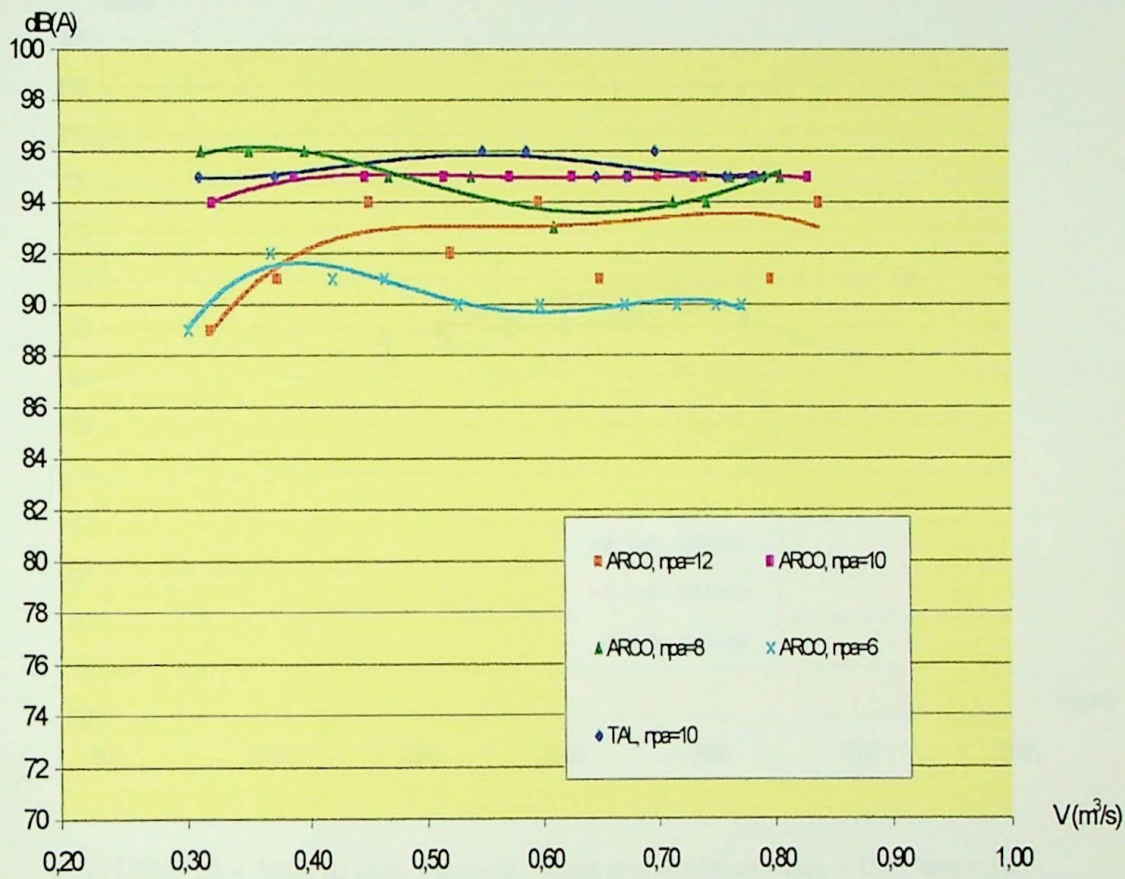


FIGURA 27 - Nível de ruído x Vazão – Rotores Centrífugos para diferentes números de pás

$nq_A = 150$, $n = 3000[\text{rpm}]$

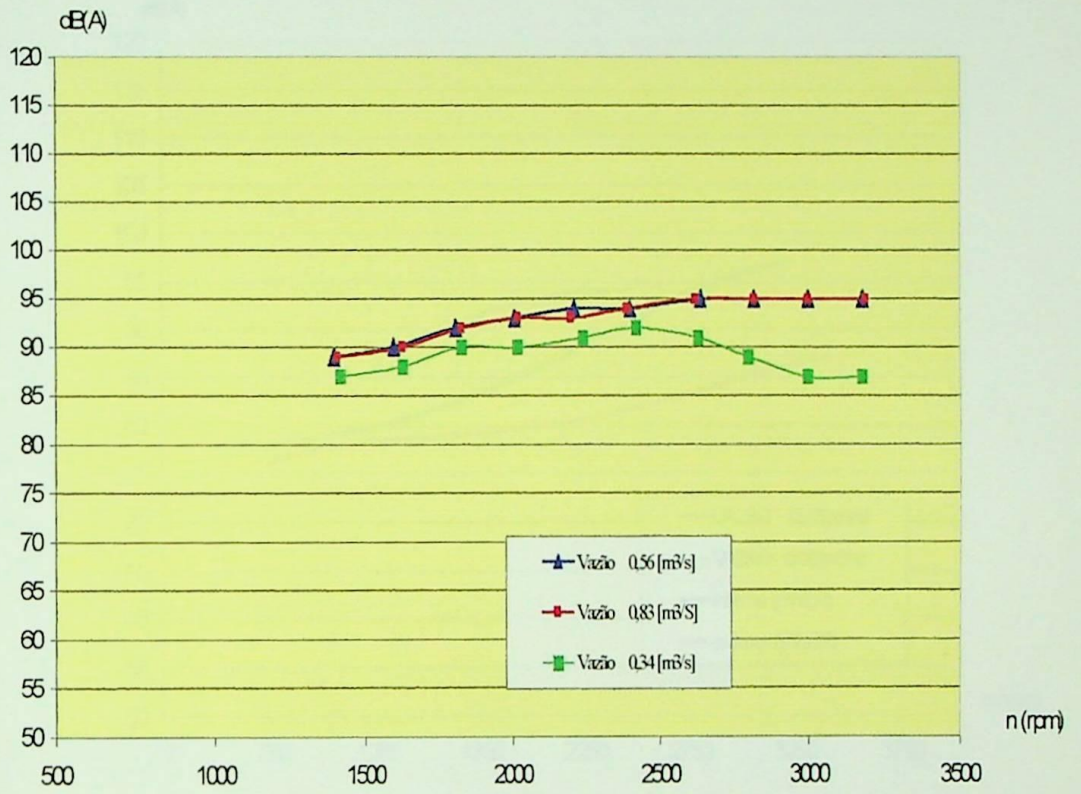


FIGURA 28 - Nível de ruído x Rotação – Rotor arco de Círculo , $nq_A = 150$, $n_{pa} = 10$

4.4 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Das gráficos de Certificação de ruído das Figuras 17, 19 e 21, observamos que, tanto a bomba de 100 mm de diâmetro de poço, a curva de distribuição de pressão no lado

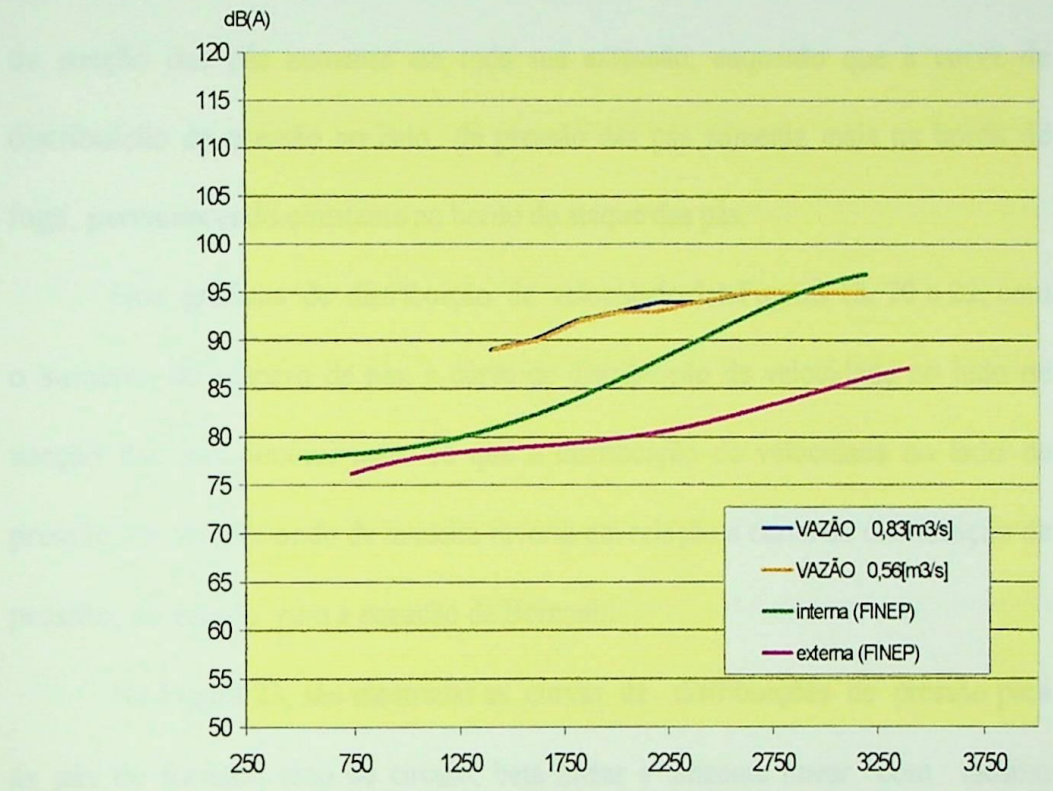


FIGURA 29 - Nível de ruído x Rotação – Rotor Arco de Círculo, $n_{qA} = 150$, $n_{pa} = 10$

4 – ANÁLISE DOS RESULTADOS

Dos gráficos de distribuição de pressão das Figuras 17, 19 e 21, observa-se que, com o aumento do número de pás a curva de distribuição de pressão no lado de sucção das pás aumenta em toda sua extensão; enquanto que a curva de distribuição de pressão no lado de pressão das pás aumenta mais na borda de fuga, permanecendo constante no bordo de ataque das pás.

Nos gráficos de distribuição de velocidade das Figuras 18, 20 e 22, com o aumento do número de pás, a curva de distribuição de velocidade no lado de sucção das pás diminui mais do que a distribuição de velocidade no lado de pressão, se comportando de maneira inversa em relação a curva da distribuição de pressão, de acordo com a equação de Bernoulli.

Na Figura 23, são mostradas as curvas de distribuições de pressão para as pás de formato arco de círculo, beta linear e tangente linear com mesmo número de pás ($n_{pa}=10$); comparando essas curvas, para os formatos: arco de círculo e tangente linear, as curvas de distribuição de pressão do lado de pressão e de sucção das pás são bastante próximas. Para o formato de pá beta linear a curva de distribuição de pressão do lado de sucção tem uma queda mais sensível do que a curva de distribuição de pressão do lado de pressão.

Na Figura 27, tem-se as curvas de nível de ruído para os rotores: arco de círculo com número de pás 12, 10, 8 e 6; e para o rotor tangente linear com número de pás igual a 10. Para a rotação permanecendo constante observa-se que para os rotores arco de círculo e tangente linear com mesmo número de pás, $n_{pa}=10$, as curvas permanecem no mesmo patamar médio de 95 dB para toda faixa de vazão. Para o rotor arco de círculo com $n_{pa}=8$, a curva de nível de ruído

também se mantém num patamar de alto nível de ruído. Para o rotor arco de círculo com $n_{pa}=6$, observa-se que a curva de nível de ruído decresce para 90 dB. Percebe-se, claramente, para todos os rotores ensaiados, uma variação muito pequena do nível de ruído em função do aumento da vazão.

Na Figura 28, tem-se as curvas de nível de ruído para o rotor arco de círculo ($n_{pa}=10$) com variação da rotação. Foram plotadas curvas para três valores diferentes de vazão, máxima, intermediária e mínima. O que se observa deste gráfico, é que, na rotação de 3000[rpm], o nível de ruído é o mesmo para as vazões máxima e intermediária; de acordo com o observado no primeiro gráfico de ruído, Figura 27. A razão da curva de vazão mínima ter apresentado uma queda acentuada, a partir de uma rotação mais alta, é do fato do ventilador estar trabalhando na região de bombeamento ou “surge”, de acordo com a figura abaixo.

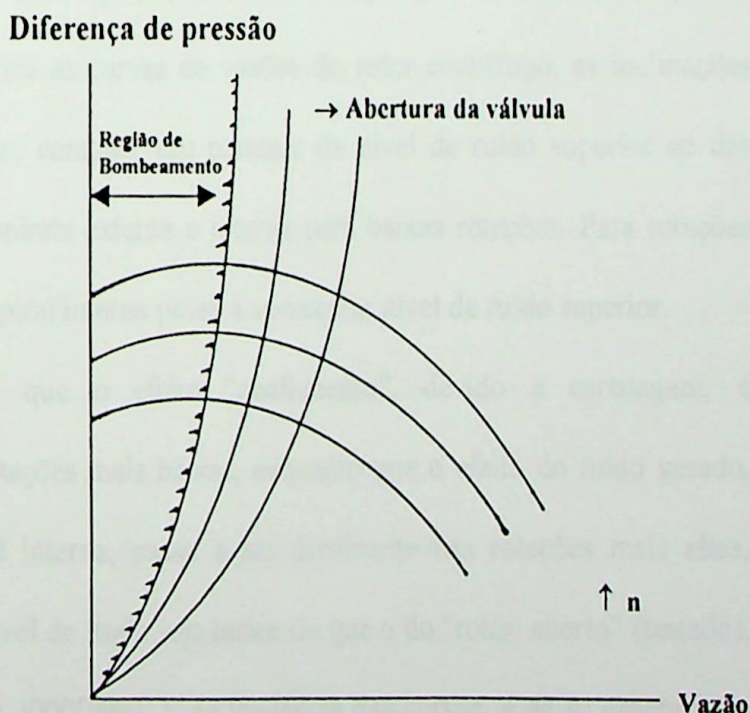


FIGURA 30 – Diagrama da pressão e vazão para um ventilador.

Na Figura 29, é feita uma comparação entre os níveis de ruído do rotor centrífugo, com ensaios feitos na referência [9], de ventiladores centrífugos com espiral externa e interna, que correspondem, na prática, a este rotor devidamente revestido por uma carcaça.

Do fato de se revestir o rotor, espera-se uma diminuição do nível de ruído pelo abafamento natural do mesmo.

Do fato desses revestimentos (tanto espiral externa, quanto espiral interna) forçarem trajetórias para linhas de corrente, há uma geração de vórtices, especialmente na região do cut-off, assim como na região da espiral interna e espera-se, para essas regiões, um aumento do nível de ruído.

Observa-se que para baixas rotações, as curvas dos ventiladores centrífugos com espiral externa e interna, possuem o mesmo nível de ruído, porém a inclinação da curva com espiral interna é maior do que a da curva com espiral externa, o que faz com que, para altas rotações, as curvas se separem consideravelmente. Para as curvas de vazões do rotor centrífugo, as inclinações são pequenas, ficando, contudo, seu patamar de nível de ruído superior ao das curvas relativas às espirais externa e interna para baixas rotações. Para rotações maiores a curva da espiral interna passa a apresentar nível de ruído superior.

Assim, vê-se que o efeito “abafamento”, devido à carenagem, é preponderante nas rotações mais baixas, enquanto que o efeito do ruído gerado, pela fonte da espiral interna, passa a ser dominante nas rotações mais altas, fazendo com que o nível de ruído seja maior do que o do “rotor aberto” (testado), em aproximadamente 3000[rpm]. E da tendência das curvas, é de se esperar que para rotação mais alta, também o nível de ruído do ventilador com espiral externa passe a ser maior do que o do “rotor aberto”.

Vê-se também nas tabelas 2 a 8, que a posição do microfone na qual foi registrada a maior intensidade sonora, foi a correspondente ao centro do rotor, provavelmente, isto se deva ao fato da existência do coletor.

Na referência [9], a posição que registra a maior intensidade de ruído foi, para baixas rotações, também a posição central. Para altas rotações, tanto o microfone central quanto o da posição próxima ao cut-off, foram os que registraram maiores intensidade de ruído. Da observação acima, percebe-se que para altas rotações, a fonte de ruído na região do cut-off passa a ser significativa em relação ao ruído total geral.

Comparando o gráfico de distribuição de pressão para pá arco de círculo, Figura 17, com o gráfico de nível de ruído, Figura 27, percebe-se que o nível de ruído aumenta com o aumento do número de pás.

Como relatado anteriormente, as distribuições de pressão para pás arco de círculo e TAL (ambas com $n_{pa}=10$) são semelhantes. Da Figura 27, percebe-se que os níveis de ruído (com vazão variável) para estes mesmos rotores também estão bastante próximos.

Nota-se que, tanto na situação em que se mantém o formato da pá e se varia o número de pás, quanto na situação em que se mantém o número de pás e se altera o formato da pá, há uma indicação direta entre a distribuição de pressão (tanto no lado de sucção, quanto no lado de pressão) com o nível de ruído.

Em resumo, esta indicação comporta-se da seguinte maneira:

- A medida que aumenta a distribuição de pressão, tende a aumentar o nível de ruído.

Tal resultado vem ao encontro do citado na referência [13], onde é apresentada uma correlação entre o coeficiente de pressão, Ψ , com a potência sonora em decibéis, dB.

Além dessa observação, nota-se da Figura 25, que a relação dos coeficientes de pressão e volumétrico, para os pontos encontrados para a pá arco de círculo com número de pás 6,8 e 10, no presente trabalho, estão localizados na mesma região referente a este formato de pás da referência[13]. Já o ponto encontrado para o formato arco de círculo com 12 pás está fora da região, provavelmente, isto se deva ao fato de que este número de pás está acima do número ideal. O mesmo ocorrendo com o formato TAL de 12 pás, isto se devendo a seu diferente formato.

Assim, para a pá beta linear é de se esperar um comportamento do nível de ruído também relacionado com o comportamento na distribuição de pressão; na Figura 23, tem-se que a distribuição de pressão para esta pá é inferior (tanto no lado de sucção, quanto no lado de pressão) à das pás arco de círculo e TAL, mantido o número de pás. Por conseguinte, é de se esperar que esta pá produza níveis de ruído mais baixos do que os gerados pelos outros formatos de pás, com outros parâmetros (n , n_{pa}) permanecendo constantes.

5 – CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

No presente trabalho ficou explicitada a validade da relação direta entre a distribuição de pressão e o nível de ruído gerado, o que foi comprovado experimentalmente, quando, para um formato de pá foi variada a quantidade de pás, e quando, para uma dada quantidade de pás foi variado o formato da pá. Conforme já discutido anteriormente, tal relação e este trabalho vem trazer uma comprovação experimental da mesma.

Dos resultados obtidos, tendo em vista que a pá beta linear apresentou distribuição de pressão mais baixa, é de se esperar, quando a mesma vier a ser testada, que ela apresentará nível de ruído mais baixo que os outros formatos de pás testados nas mesmas condições (n, npa), devido à indicação acima explicitada.

Também do fato da pá beta linear apresentar níveis de pressão mais baixos, é de se esperar que a potência fornecida pelo ventilador seja menor, para uma dada vazão.

Foi constatada a predominância do efeito de geração de ruído na região do “cut-off”, para altas rotações, fazendo com que neste caso os níveis de ruídos medidos em “rotores envolvidos” fossem maiores do que os obtidos com “rotores abertos”. Já para baixas rotações os “rotores envolvidos” apresentam níveis de ruídos mais baixos devido ao “abafamento” do escoamento pelas espirais.

Para os “rotores abertos” ensaiados o nível de ruído foi sempre maior na posição próxima à sucção do rotor, provavelmente, devida à existência do coletor.

Uma possível continuação para esse trabalho, seria a execução do traçado da pá beta linear e seu ensaio, buscando comprovar os resultados teóricos, especialmente no que tange ao nível de ruído gerado pela mesma.

Além disso, sugere-se que uma gama maior de ensaios seja feita de modo a generalizar a correlação entre coeficiente de pressão, ψ , e nível de ruído para outras situações, variando-se, entre outros, o formato e o número de pás, o diâmetro dos rotores, a vazão e outros parâmetros pertinentes.

ANEXOS

TABELA 2 - DADOS: 25 ANOS DE VINCULO ; WPA = 5

S	X0	X1	X2	X3	X4	X5
1	502760	-353946	-371141	553817	431199	602000
2	508328	-373721	-367864	486100	712033	604799
3	514711	-360884	-371831	451732	762404	607082
4	521247	-392161	-358868	423831	794777	609212
5	528461	-375725	-367114	450887	823824	611104
6	536080	-342383	-37851	468329	848164	612794
7	544201	-366030	-378537	363876	948827	616048
8	552815	-364386	-367217	348914	989212	618736
9	562088	-363677	-364700	379061	988807	620883
10	572170	-372362	-362808	324414	921775	623114
11	583196	-360700	-370287	318173	836114	625805
12	594415	-368674	-366719	367409	848871	628284
13	606948	-366408	-362991	307293	760754	631192
14	620991	-371882	-362991	307293	870319	634539
15	636751	-371882	-362991	307293	870319	638198
16	654386	-372082	-362991	307293	848181	642115
17	673957	-361097	-362814	307293	832161	646354
18	695588	-360382	-362814	307293	848879	651843
19	719314	-360382	-361438	371243	1.000328	657810
20	745217	-360382	-360382	360721	1.000704	664717
21	773417	-360382	-360382	361028	1.000788	672412
22	803917	-360382	-360382	367413	1.000788	680893
23	836728	-360382	-360382	371243	1.000788	689120
24	871958	-360382	-360382	384888	1.001161	697924
25	909609	-360382	-360382	414888	738107	708018
26	949672	-360382	-360382	435461	958787	718119
27	992124	-360382	-360382	457013	873812	728884
28	103797	-360382	-360382	475073	980369	734817
29	108723	-360382	-360382	501882	948232	741287
30	113983	-360382	-360382	534473	962736	748807
31	119587	-360382	-360382	567723	878173	756983
32	125539	-360382	-360382	611140	811114	765287
33	131847	-360382	-360382	655461	847461	773801
34	138523	-360382	-360382	699813	881714	782683
35	145561	-360382	-360382	744881	953882	791884
36	152967	-360382	-360382	790807	948173	801284
37	160743	-360382	-360382	838800	838412	810785
38	168881	-360382	-360382	887296	822872	820190
39	177383	-360382	-360382	936177	906736	829473
40	186249	-360382	-360382	985412	872384	838883

ANEXOS

TABELA A - DADOS: PÁ ARCO DE CÍRCULO ; NPA = 6

J	Rc	Pp	Pb	Wp	Wb	W'
1	.502760	-.053946	-.171241	.553817	.651159	.602488
2	.508526	.021721	-.263984	.486700	.722898	.604799
3	.514711	.060866	-.316331	.451732	.762404	.607068
4	.521347	.092151	-.359868	.423853	.794777	.609315
5	.528461	.118725	-.397114	.400683	.822426	.611554
6	.536088	.142363	-.429619	.380825	.846764	.613794
7	.544261	.164030	-.458103	.363579	.868517	.616048
8	.553015	.184328	-.482917	.348564	.888112	.618338
9	.562388	.203677	-.504200	.335563	.905803	.620683
10	.572418	.222392	-.522006	.324454	.921775	.623114
11	.583146	.240709	-.536287	.315199	.936134	.625666
12	.594615	.258826	-.546979	.307800	.948971	.628386
13	.606868	.276908	-.553991	.302293	.960354	.631323
14	.619951	.295082	-.557179	.298759	.970319	.634539
15	.633911	.313455	-.556433	.297300	.978916	.638108
16	.648796	.332106	-.551629	.298043	.986187	.642115
17	.664657	.351077	-.542614	.301151	.992161	.646656
18	.681546	.370372	-.529255	.306811	.996875	.651843
19	.699516	.389945	-.511432	.315243	1.000378	.657810
20	.718622	.409671	-.488997	.326721	1.002704	.664713
21	.738427	.428967	-.462310	.341038	1.003785	.672412
22	.757964	.446747	-.432994	.357440	1.003745	.680593
23	.776739	.462429	-.402448	.375359	1.002882	.689120
24	.794756	.476017	-.371086	.394488	1.001361	.697924
25	.812029	.487507	-.339224	.414589	.999307	.706948
26	.828573	.496889	-.307072	.435481	.996797	.716139
27	.844406	.504158	-.274761	.457016	.993873	.725444
28	.859549	.509311	-.242381	.479076	.990558	.734817
29	.874025	.512338	-.209959	.501580	.986853	.744217
30	.887857	.513213	-.177480	.524478	.982736	.753607
31	.901067	.511911	-.144904	.547732	.978175	.762953
32	.913679	.508380	-.112142	.571340	.973114	.772227
33	.925717	.502519	-.079041	.595343	.967467	.781405
34	.937203	.494182	-.045390	.619813	.961114	.790463
35	.948161	.483130	-.010886	.644887	.953885	.799386
36	.958613	.468957	.024958	.670807	.945506	.808156
37	.968580	.450943	.062954	.698000	.935518	.816759
38	.978083	.427684	.104585	.727298	.923072	.825185
39	.987143	.396667	.152301	.760121	.906725	.833423
40	.995779	.333009	.232267	.811522	.871384	.841453

TABELA B - DADOS: PÁ ARCO DE CÍRCULO ; NPA = 8

J	Rc	Pp	Ps	Wp	Ws	W'
1	.502760	-.043720	-.145455	.544506	.631049	.587778
2	.508526	.025679	-.221568	.482617	.692940	.587779
3	.514711	.063419	-.262496	.448898	.726240	.587569
4	.521347	.094418	-.295441	.421171	.753156	.587163
5	.528461	.121398	-.322589	.397332	.775797	.586565
6	.536088	.145894	-.345261	.376160	.795394	.585777
7	.544261	.168741	-.364055	.357042	.812573	.584807
8	.553015	.190459	-.379252	.339656	.827694	.583675
9	.562388	.211413	-.390949	.323832	.840969	.582400
10	.572418	.231881	-.399175	.309486	.852547	.581017
11	.583146	.252077	-.403872	.296619	.862515	.579567
12	.594615	.272188	-.404972	.285271	.870942	.578106
13	.606868	.292376	-.402409	.275522	.877894	.576708
14	.619951	.312782	-.396080	.267501	.883414	.575457
15	.633911	.333533	-.385937	.261360	.887569	.574465
16	.648796	.354744	-.371947	.257278	.890440	.573859
17	.664657	.376502	-.354091	.255475	.892110	.573792
18	.681546	.398870	-.332394	.256194	.892692	.574443
19	.699516	.421877	-.306916	.259704	.892322	.576013
20	.718622	.445486	-.277724	.266332	.891147	.578739
21	.738427	.469084	-.245538	.276026	.889276	.582651
22	.757964	.491423	-.212240	.288249	.886989	.587619
23	.776739	.511836	-.179112	.302469	.884554	.593511
24	.794756	.530315	-.146341	.318313	.882031	.600172
25	.812029	.546842	-.114031	.335484	.879444	.607464
26	.828573	.561397	-.082201	.353745	.876775	.615260
27	.844406	.573962	-.050835	.372906	.873989	.623447
28	.859549	.584525	-.019891	.392811	.871043	.631927
29	.874025	.593066	.010706	.413345	.867879	.640612
30	.887857	.599562	.041043	.434428	.864434	.649431
31	.901067	.603985	.071222	.456001	.860639	.658320
32	.913679	.606283	.101366	.478044	.856413	.667229
33	.925717	.606378	.131648	.500573	.851648	.676111
34	.937203	.604145	.162277	.523646	.846211	.684928
35	.948161	.599381	.193537	.547383	.839924	.693654
36	.958613	.591750	.225857	.572004	.832515	.702260
37	.968580	.580651	.259932	.597909	.823538	.710724
38	.978083	.564906	.297032	.625892	.812167	.719029
39	.987143	.542401	.339215	.657305	.797017	.727161
40	.995779	.492375	.408419	.706542	.763647	.735095

TABELA C - DADOS: PÁ ARCO DE CÍRCULO ; NPA = 10

J	Rc	Pp	Ps	Wp	Ws	W'
1	.502760	-.044721	-.133495	.545425	.621501	.583463
2	.508526	.018558	-.196962	.489939	.674952	.582446
3	.514711	.054279	-.229560	.458965	.703198	.581082
4	.521347	.084287	-.254843	.433030	.725703	.579367
5	.528461	.110941	-.274705	.410280	.744296	.577288
6	.536088	.135578	-.290257	.389631	.760031	.574831
7	.544261	.158924	-.301981	.370535	.773434	.571985
8	.553015	.181430	-.310082	.352698	.784798	.568748
9	.562388	.203409	-.314604	.335962	.794282	.565122
10	.572418	.225104	-.315539	.320247	.801998	.561123
11	.583146	.246698	-.312816	.305552	.808007	.556780
12	.594615	.268351	-.306375	.291919	.812368	.552144
13	.606868	.290207	-.296181	.279431	.815150	.547290
14	.619951	.312393	-.282213	.268228	.816427	.542327
15	.633911	.335029	-.264542	.258483	.816324	.537403
16	.648796	.358230	-.243303	.250411	.815009	.532710
17	.664657	.382096	-.218687	.244280	.812684	.528482
18	.681546	.406715	-.190952	.240396	.809603	.524999
19	.699516	.432149	-.160377	.239110	.806040	.522575
20	.718622	.458419	-.127210	.240830	.802264	.521547
21	.738427	.484894	-.092376	.245724	.798530	.522127
22	.757964	.510232	-.057746	.253531	.795145	.524338
23	.776739	.533727	-.024335	.263811	.792249	.528030
24	.794756	.555378	.007934	.276151	.789749	.532950
25	.812029	.575171	.039170	.290207	.787541	.538874
26	.828573	.593082	.069511	.305597	.785507	.545602
27	.844406	.609092	.099087	.322381	.783540	.552960
28	.859549	.623183	.128022	.340062	.781539	.560800
29	.874025	.635335	.156446	.358588	.779407	.568997
30	.887857	.645523	.184488	.377844	.777047	.577445
31	.901067	.653720	.212274	.397746	.774369	.586057
32	.913679	.659882	.239938	.418243	.771279	.594761
33	.925717	.663940	.267651	.439331	.767659	.603495
34	.937203	.665786	.295612	.461046	.763373	.612209
35	.948161	.665250	.324077	.483487	.758243	.620865
36	.958613	.662044	.353430	.506848	.752003	.629426
37	.968580	.655653	.384273	.531501	.744227	.637864
38	.978083	.645068	.417707	.558192	.734125	.646158
39	.987143	.628473	.455510	.588200	.720376	.654288
40	.995779	.588113	.516487	.635188	.689268	.662228

TABELA D - DADOS: PÁ ARCO DE CÍRCULO ; NPA = 12

J	Rc	Pp	Ps	Wp	Ws	W'
1	.502760	-.047555	-.126500	.548017	.615847	.581932
2	.508526	.010606	-.180900	.497988	.662947	.580467
3	.514711	.044319	-.207632	.469690	.687430	.578560
4	.521347	.073100	-.227521	.445760	.706628	.576194
5	.528461	.099042	-.242222	.424534	.722145	.573339
6	.536088	.123333	-.252676	.405040	.734892	.569966
7	.544261	.146624	-.259265	.386776	.745309	.566042
8	.553015	.169318	-.262123	.369469	.753624	.561546
9	.562388	.191695	-.261247	.352965	.759952	.556458
10	.572418	.213975	-.256599	.337175	.764370	.550772
11	.583146	.236324	-.248111	.322080	.766923	.544502
12	.594615	.258888	-.235758	.307699	.767675	.537687
13	.606868	.281800	-.219597	.294090	.766737	.530414
14	.619951	.305175	-.199759	.281361	.764263	.522812
15	.633911	.329127	-.176513	.269658	.760497	.515078
16	.648796	.353763	-.150232	.259178	.755757	.507467
17	.664657	.379180	-.121331	.250179	.750400	.500289
18	.681546	.405467	-.090231	.242978	.744806	.493892
19	.699516	.432698	-.057290	.237960	.739333	.488646
20	.718622	.460914	-.022743	.235593	.734276	.484935
21	.738427	.489456	.012548	.236258	.729881	.483069
22	.757964	.516911	.046902	.239998	.726366	.483182
23	.776739	.542547	.079562	.246529	.723714	.485121
24	.794756	.566373	.110769	.255470	.721713	.488591
25	.812029	.588383	.140741	.266473	.720173	.493323
26	.828573	.608562	.169678	.279232	.718926	.499079
27	.844406	.626890	.197752	.293481	.717823	.505652
28	.859549	.643352	.225109	.308987	.716740	.512863
29	.874025	.657928	.251896	.325565	.715559	.520562
30	.887857	.670596	.278246	.343065	.714173	.528619
31	.901067	.681331	.304288	.361373	.712484	.536928
32	.913679	.690093	.330153	.380416	.710392	.545404
33	.925717	.696824	.356005	.400160	.707776	.553968
34	.937203	.701430	.382030	.420618	.704499	.562559
35	.948161	.703762	.408461	.441868	.700391	.571130
36	.958613	.703568	.435646	.464080	.695193	.579636
37	.968580	.700398	.464123	.487595	.688494	.588045
38	.978083	.693361	.494870	.513113	.679542	.596328
39	.987143	.680856	.529460	.541845	.667077	.604461
40	.995779	.647275	.584456	.586772	.638060	.612416

TABELA E - DADOS: PÁ BETA LINEAR ; NPA = 6

J	Rc	Pp	Pb	Wp	Wb	W'
1	.491389	-.257768	-.374466	.706563	.784811	.745687
2	.497728	-.173574	-.457412	.649082	.839730	.744406
3	.504436	-.126113	-.501410	.616903	.869405	.743154
4	.511536	-.086572	-.537305	.590119	.893853	.741986
5	.519052	-.051926	-.567794	.566869	.914991	.740930
6	.527013	-.020428	-.594585	.546050	.933985	.740017
7	.535449	.008836	-.618510	.527133	.951428	.739281
8	.544392	.036435	-.640030	.509831	.967674	.738752
9	.553876	.062762	-.659445	.493981	.982967	.738474
10	.563939	.088086	-.676888	.479522	.997454	.738488
11	.574621	.112625	-.692419	.466438	1.011241	.738840
12	.585966	.136552	-.706040	.454757	1.024400	.739579
13	.598021	.160008	-.717703	.444545	1.036982	.740764
14	.610837	.183116	-.727297	.435897	1.049008	.742452
15	.624470	.205979	-.734668	.428932	1.060486	.744709
16	.638979	.228689	-.739626	.423799	1.071410	.747604
17	.654431	.251313	-.741921	.420675	1.081759	.751217
18	.670897	.273897	-.741240	.419769	1.091487	.755628
19	.688452	.296450	-.737219	.421328	1.100539	.760933
20	.707182	.318924	-.729395	.425656	1.108829	.767242
21	.726686	.340780	-.717361	.432773	1.115990	.774382
22	.746038	.360920	-.701668	.442327	1.121713	.782020
23	.764754	.378789	-.683142	.453938	1.126051	.789994
24	.782839	.394463	-.662055	.467306	1.129112	.798209
25	.800301	.407961	-.638646	.482204	1.130986	.806595
26	.817148	.419278	-.613099	.498450	1.131738	.815094
27	.833388	.428383	-.585560	.515901	1.131413	.823657
28	.849033	.435218	-.556118	.534453	1.130033	.832243
29	.864095	.439713	-.524841	.554029	1.127609	.840819
30	.878587	.441770	-.491748	.574583	1.124128	.849355
31	.892522	.441259	-.456804	.596101	1.119554	.857827
32	.905914	.438017	-.419948	.618599	1.113835	.866217
33	.918778	.431804	-.380996	.642144	1.106864	.874504
34	.931128	.422302	-.339703	.666857	1.098500	.882679
35	.942981	.409059	-.295670	.692931	1.088523	.890727
36	.954350	.391352	-.248207	.720717	1.076565	.898641
37	.965252	.368016	-.196186	.750796	1.062025	.906411
38	.975702	.336784	-.137343	.784353	1.043713	.914033
39	.985714	.293731	-.068061	.823348	1.019653	.921500
40	.995304	.201277	.051361	.888455	.969158	.928807

TABELA F - DADOS: PÁ BETA LINEAR ; NPA = 8

J	Rc	Pp	Pb	Wp	Wb	W'
1	.491389	-.225643	-.322949	.683451	.751274	.717362
2	.497728	-.152173	-.388980	.632381	.797943	.715162
3	.504436	-.108975	-.422581	.602853	.822823	.712838
4	.511536	-.072054	-.449256	.577687	.843164	.710425
5	.519052	-.038920	-.471228	.555279	.860606	.707942
6	.527013	-.008130	-.489878	.534671	.876140	.705405
7	.535449	.021059	-.505868	.515409	.890266	.702838
8	.544392	.049106	-.519547	.497249	.903277	.700263
9	.553876	.076322	-.531133	.480059	.915376	.697717
10	.563939	.102916	-.540696	.463801	.926673	.695237
11	.574621	.129049	-.548253	.448486	.937252	.692869
12	.585966	.154854	-.553768	.434168	.947167	.690668
13	.598021	.180432	-.557177	.420948	.956455	.688702
14	.610837	.205875	-.558358	.408958	.965132	.687045
15	.624470	.231270	-.557168	.398362	.973206	.685784
16	.638979	.256694	-.553445	.389359	.980683	.685021
17	.654431	.282217	-.546996	.382182	.987561	.684871
18	.670897	.307900	-.537598	.377098	.993831	.685465
19	.688452	.333784	-.525007	.374409	.999487	.686948
20	.707182	.359873	-.508925	.374478	1.004506	.689492
21	.726686	.385582	-.489369	.377479	1.008683	.693081
22	.746038	.409679	-.467352	.383267	1.011892	.697579
23	.764754	.431570	-.443792	.391509	1.014219	.702864
24	.782839	.451348	-.418886	.401858	1.015738	.708798
25	.800301	.469057	-.392776	.414036	1.016493	.715265
26	.817148	.484705	-.365548	.427816	1.016503	.722160
27	.833388	.498276	-.337249	.443012	1.015768	.729390
28	.849033	.509730	-.307877	.459487	1.014265	.736876
29	.864095	.519010	-.277409	.477127	1.011963	.744545
30	.878587	.526034	-.245804	.495864	1.008820	.752342
31	.892522	.530696	-.212954	.515654	1.004764	.760209
32	.905914	.532856	-.178757	.536493	.999719	.768106
33	.918778	.532311	-.143010	.558428	.993561	.775994
34	.931128	.528795	-.105455	.581554	.986131	.783843
35	.942981	.521926	-.065722	.606043	.977208	.791625
36	.954350	.511089	-.023198	.632215	.966428	.799321
37	.965252	.495300	.023103	.660615	.953210	.806912
38	.975702	.472643	.075115	.692352	.936418	.814385
39	.985714	.439796	.135912	.729271	.914177	.821724
40	.995304	.365125	.239029	.790889	.866949	.828919

TABELA G - DADOS: PÁ ARCO DE CÍRCULO ; NPA = 10

J	Rc	Pp	Pb	Wp	Wb	W'
1	.502760	-.044721	-.133495	.545425	.621501	.583463
2	.508526	.018558	-.196962	.489939	.674952	.582446
3	.514711	.054279	-.229560	.458965	.703198	.581082
4	.521347	.084287	-.254843	.433030	.725703	.579367
5	.528461	.110941	-.274705	.410280	.744296	.577288
6	.536088	.135578	-.290257	.389631	.760031	.574831
7	.544261	.158924	-.301981	.370535	.773434	.571985
8	.553015	.181430	-.310082	.352698	.784798	.568748
9	.562388	.203409	-.314604	.335962	.794282	.565122
10	.572418	.225104	-.315539	.320247	.801998	.561123
11	.583146	.246698	-.312816	.305552	.808007	.556780
12	.594615	.268351	-.306375	.291919	.812368	.552144
13	.606868	.290207	-.296181	.279431	.815150	.547290
14	.619951	.312393	-.282213	.268228	.816427	.542327
15	.633911	.335029	-.264542	.258483	.816324	.537403
16	.648796	.358230	-.243303	.250411	.815009	.532710
17	.664657	.382096	-.218687	.244280	.812684	.528482
18	.681546	.406715	-.190952	.240396	.809603	.524999
19	.699516	.432149	-.160377	.239110	.806040	.522575
20	.718622	.458419	-.127210	.240830	.802264	.521547
21	.738427	.484894	-.092376	.245724	.798530	.522127
22	.757964	.510232	-.057746	.253531	.795145	.524338
23	.776739	.533727	-.024335	.263811	.792249	.528030
24	.794756	.555378	.007934	.276151	.789749	.532950
25	.812029	.575171	.039170	.290207	.787541	.538874
26	.828573	.593082	.069511	.305697	.785507	.545602
27	.844406	.609092	.099087	.322381	.783540	.552960
28	.859549	.623183	.128022	.340062	.781539	.560800
29	.874025	.635335	.156446	.358588	.779407	.568997
30	.887857	.645523	.184488	.377844	.777047	.577445
31	.901067	.653720	.212274	.397746	.774369	.586057
32	.913679	.659882	.239938	.418243	.771279	.594761
33	.925717	.663940	.267651	.439331	.767659	.603495
34	.937203	.665786	.295612	.461046	.763373	.612209
35	.948161	.665250	.324077	.483487	.758243	.620865
36	.958613	.662044	.353430	.506848	.752003	.629426
37	.968580	.655653	.384273	.531501	.744227	.637864
38	.978083	.645068	.417707	.558192	.734125	.646158
39	.987143	.628473	.455510	.588200	.720376	.654288
40	.995779	.588113	.516487	.635188	.689268	.662228

TABELA H - DADOS:

PÁ BETA LINEAR ; NPA = 12

J	Rc	Pp	Pb	Wp	Wb	W'
1	.491389	-.206226	-.276737	.669096	.719861	.694478
2	.497728	-.149609	-.321336	.630351	.754367	.692359
3	.504436	-.114550	-.342217	.607458	.772446	.689952
4	.511536	-.083536	-.357656	.587541	.786972	.687257
5	.519052	-.054767	-.369222	.569369	.799147	.684258
6	.527013	-.027170	-.377849	.552189	.809686	.680937
7	.535449	-.000184	-.383952	.535621	.818937	.677279
8	.544392	.026538	-.387713	.519446	.827088	.673267
9	.553876	.053244	-.389220	.503522	.834265	.668894
10	.563939	.080093	-.388457	.487784	.840526	.664155
11	.574621	.107210	-.385371	.472207	.845908	.659057
12	.585966	.134689	-.379892	.456801	.850440	.653621
13	.598021	.162598	-.371944	.441623	.854151	.647887
14	.610837	.190990	-.361448	.426769	.857071	.641920
15	.624470	.219904	-.348350	.412381	.859251	.635816
16	.638979	.249372	-.332634	.398651	.860772	.629712
17	.654431	.279414	-.314304	.385832	.861734	.623783
18	.670897	.310043	-.293396	.374246	.862264	.618255
19	.688452	.341261	-.269953	.364288	.862508	.613398
20	.707182	.373054	-.243992	.356444	.862611	.609528
21	.726686	.404675	-.216079	.351280	.862642	.606961
22	.746038	.434624	-.187668	.349211	.862694	.605953
23	.764754	.462218	-.159618	.350187	.862825	.606506
24	.782839	.487598	-.131890	.353892	.862976	.608434
25	.800301	.510856	-.104405	.360036	.863068	.611552
26	.817148	.532048	-.077057	.368352	.863011	.615681
27	.833388	.551200	-.049726	.378598	.862706	.620652
28	.849033	.568310	-.022278	.390574	.862053	.626313
29	.864095	.583358	.005424	.404107	.860951	.632529
30	.878587	.596300	.033523	.419065	.859297	.639181
31	.892522	.607066	.062186	.435350	.856977	.646164
32	.905914	.615559	.091570	.452903	.853880	.653392
33	.918778	.621634	.121902	.471720	.849853	.660786
34	.931128	.625086	.153441	.491848	.844724	.668286
35	.942981	.625628	.186523	.513406	.838266	.675836
36	.954350	.622790	.221667	.536652	.830131	.683391
37	.965252	.615814	.259672	.562048	.819780	.690914
38	.975702	.603225	.302062	.590566	.806184	.698375
39	.985714	.582453	.351241	.623842	.787649	.705745
40	.995304	.529241	.432992	.679256	.746751	.713004

TABELA I - DADOS: PÁ TANGENTE LINEAR ; NPA = 6

J	Rc	Pp	Ps	Wp	Ws	W'
1	.497986	-.042110	-.104573	.538610	.593770	.566190
2	.504215	.002336	-.155034	.501893	.639740	.570816
3	.510816	.030073	-.188008	.480479	.670030	.575255
4	.517813	.055033	-.218415	.461625	.697528	.579576
5	.525233	.078503	-.247401	.444260	.723374	.583817
6	.533103	.101200	-.275610	.427784	.748204	.587994
7	.541456	.123492	-.303272	.411926	.772300	.592113
8	.550324	.145593	-.330387	.396565	.795766	.596165
9	.559742	.167639	-.356761	.381671	.818579	.600125
10	.569748	.189727	-.382059	.367269	.840638	.603953
11	.580383	.211920	-.405741	.353446	.861734	.607590
12	.591691	.234243	-.427003	.340375	.881533	.610954
13	.603718	.256524	-.444318	.328559	.899329	.613944
14	.616515	.278335	-.457358	.318992	.915123	.617057
15	.630137	.299736	-.466947	.311989	.929527	.620758
16	.644642	.321066	-.473300	.307404	.942796	.625100
17	.660092	.342506	-.476252	.305311	.954973	.630142
18	.676553	.364186	-.475533	.305839	.966052	.635945
19	.694097	.386184	-.470800	.309170	.975997	.642583
20	.712800	.408515	-.461639	.315546	.984745	.650145
21	.732259	.430681	-.447773	.324843	.991956	.658399
22	.751540	.451557	-.430000	.336534	.997402	.666968
23	.770155	.470540	-.409375	.350141	1.001256	.675698
24	.788108	.487655	-.386353	.365321	1.003726	.684524
25	.805406	.502889	-.361286	.381824	1.004970	.693397
26	.822057	.516217	-.334446	.399452	1.005099	.702276
27	.838074	.527595	-.306044	.418059	1.004197	.711128
28	.853468	.536974	-.276240	.437532	1.002322	.719927
29	.868255	.544292	-.245136	.457793	.999501	.728647
30	.882449	.549474	-.212791	.478792	.995744	.737268
31	.896066	.552418	-.179198	.500515	.991026	.745771
32	.909123	.552999	-.144317	.522977	.985303	.754140
33	.921637	.551050	-.108054	.546228	.978503	.762366
34	.933626	.546320	-.070182	.570393	.970484	.770433
35	.945106	.538453	-.030387	.595628	.961048	.778338
36	.956096	.526902	.011862	.622269	.949873	.786071
37	.966613	.510743	.057476	.650844	.936411	.793627
38	.976674	.488198	.108249	.682418	.919589	.801003
39	.986296	.455982	.167275	.718887	.897500	.808193
40	.995497	.384690	.265503	.778668	.851769	.815219

TABELA J - DADOS: PÁ TANGENTE LINEAR ; NPA = 8

J	Rc	Pp	Ps	Wp	Wb	W'
1	.497986	-.047643	-.099003	.543722	.589061	.566392
2	.504215	-.008205	-.138115	.512287	.626377	.569332
3	.510816	.018275	-.163014	.492603	.651112	.571857
4	.517813	.043063	-.185616	.474413	.673607	.574010
5	.525233	.067147	-.206808	.456861	.694750	.575805
6	.533103	.091064	-.227052	.439471	.715018	.577245
7	.541456	.115062	-.246476	.422035	.734609	.578322
8	.550324	.139259	-.265013	.404472	.753572	.579022
9	.559742	.163703	-.282439	.386792	.771848	.579320
10	.569748	.188407	-.298402	.369060	.789313	.579187
11	.580383	.213355	-.312391	.351410	.805752	.578581
12	.591691	.238497	-.323674	.334067	.820836	.577452
13	.603718	.263629	-.330933	.317563	.833911	.575737
14	.616515	.288351	-.333867	.302887	.844960	.573924
15	.630137	.312723	-.333129	.290430	.854518	.572474
16	.644642	.337059	-.328890	.280186	.862817	.571501
17	.660092	.361550	-.321040	.272343	.869920	.571131
18	.676553	.386359	-.309433	.267142	.875875	.571508
19	.694097	.411619	-.293917	.264861	.880731	.572796
20	.712800	.437423	-.274336	.265821	.884545	.575183
21	.732259	.463255	-.250997	.270091	.887243	.578667
22	.751540	.487886	-.225311	.277355	.888889	.583122
23	.770155	.510687	-.198473	.287143	.889725	.588434
24	.788108	.531707	-.170804	.299010	.889898	.594454
25	.805406	.550952	-.142503	.312613	.889484	.601048
26	.822057	.568406	-.113677	.327677	.888513	.608095
27	.838074	.584038	-.084376	.343992	.886986	.615489
28	.853468	.597805	-.054621	.361391	.884890	.623140
29	.868255	.609654	-.024382	.379754	.882184	.630969
30	.882449	.619520	.006391	.398993	.878820	.638907
31	.896066	.627319	.037790	.419064	.874725	.646894
32	.909123	.632944	.069921	.439956	.869818	.654887
33	.921637	.636254	.102929	.461693	.863994	.662843
34	.933626	.637045	.137054	.484367	.857090	.670728
35	.945106	.635020	.172599	.508139	.848897	.678518
36	.956096	.629727	.210044	.533285	.839093	.686189
37	.966613	.620403	.250171	.560302	.827146	.693724
38	.976674	.605578	.294492	.590182	.812035	.701108
39	.986296	.582537	.345576	.624695	.791963	.708329



TABELA K - DADOS: PÁ TANGENTE LINEAR ; NPA = 10

J	Rc	Pp	Pb	Wp	Wb	W'
1	.497986	-.056758	-.098217	.552040	.588393	.570217
2	.504215	-.023489	-.128985	.526993	.619046	.573020
3	.510816	.000057	-.148433	.510760	.639817	.575289
4	.517813	.022834	-.165887	.495274	.658800	.577037
5	.525233	.045618	-.181998	.479845	.676659	.578252
6	.533103	.068828	-.197065	.464081	.693732	.578906
7	.541456	.092659	-.211116	.447790	.710135	.578962
8	.550324	.117196	-.224017	.430884	.725861	.578372
9	.559742	.142454	-.235491	.413349	.740812	.577080
10	.569748	.168416	-.245154	.395217	.754829	.575023
11	.580383	.195025	-.252479	.376589	.767674	.572131
12	.591691	.222179	-.256756	.357657	.779009	.568333
13	.603718	.249614	-.256783	.338912	.788199	.563556
14	.616515	.276868	-.252284	.321234	.795220	.558252
15	.630137	.303939	-.243861	.305178	.800584	.552881
16	.644642	.331083	-.231736	.290655	.804549	.547602
17	.660092	.358441	-.215948	.277993	.807260	.542627
18	.676553	.386141	-.196562	.267548	.808879	.538214
19	.694097	.414307	-.173684	.259737	.809601	.534669
20	.712800	.443043	-.147427	.255032	.809637	.532334
21	.732259	.471789	-.118503	.253800	.809140	.531470
22	.751540	.499240	-.088620	.256070	.808351	.532211
23	.770155	.524768	-.058890	.261478	.807483	.534481
24	.788108	.548473	-.029432	.269521	.806564	.538043
25	.805406	.570399	-.000257	.279785	.805566	.542675
26	.822057	.590558	.028677	.291925	.804426	.548176
27	.838074	.608939	.057449	.305662	.803069	.554366
28	.853468	.625514	.086145	.320771	.801413	.561092
29	.868255	.640246	.114878	.337077	.799367	.568222
30	.882449	.653080	.143761	.354452	.796841	.575646
31	.896066	.663947	.172932	.372809	.793727	.583268
32	.909123	.672758	.202533	.392106	.789919	.591012
33	.921637	.679392	.232727	.412338	.785295	.598817
34	.933626	.683676	.263757	.433567	.779679	.606623
35	.945106	.685356	.295912	.455927	.772861	.614394
36	.956096	.684046	.329628	.479661	.764521	.622091
37	.966613	.679091	.365597	.505223	.754151	.629687
38	.976674	.669232	.405135	.533536	.740782	.637159
39	.986296	.652141	.450455	.566251	.722721	.644486
40	.995497	.607109	.523503	.619601	.683747	.651674

TABELA L - DADOS:

PÁ TANGENTE LINEAR ; NPA = 12

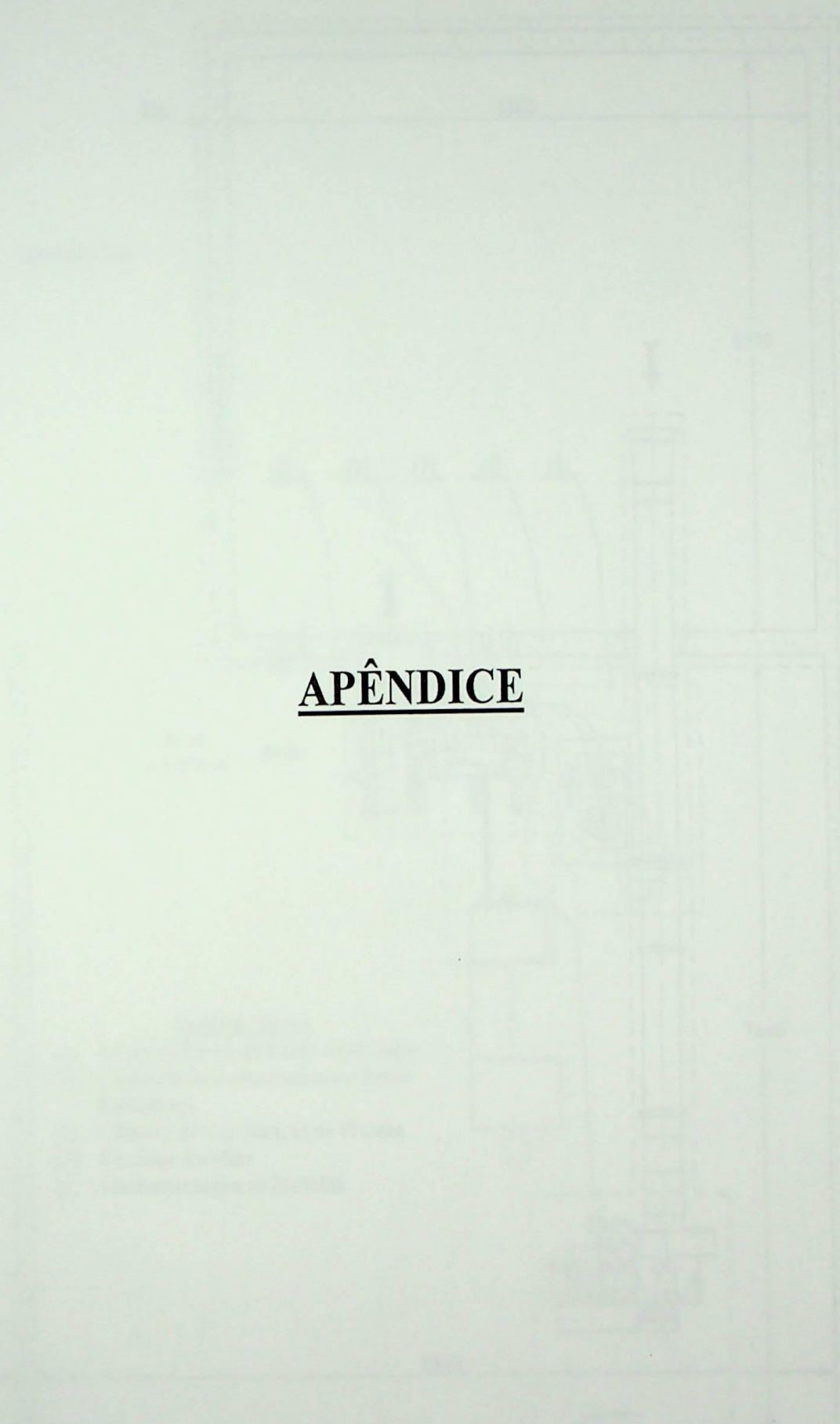
J	Rc	Pp	Ps	Wp	Ws	W'
1	.497986	-.056758	-.098217	.552040	.588393	.570217
2	.504215	-.023489	-.128985	.526993	.619046	.573020
3	.510816	.000057	-.148433	.510760	.639817	.575289
4	.517813	.022834	-.165887	.495274	.658800	.577037
5	.525233	.045618	-.181998	.479845	.676659	.578252
6	.533103	.068828	-.197065	.464081	.693732	.578906
7	.541456	.092659	-.211116	.447790	.710135	.578962
8	.550324	.117196	-.224017	.430884	.725861	.578372
9	.559742	.142454	-.235491	.413349	.740812	.577080
10	.569748	.168416	-.245154	.395217	.754829	.575023
11	.580383	.195025	-.252479	.376589	.767674	.572131
12	.591691	.222179	-.256756	.357657	.779009	.568333
13	.603718	.249614	-.256783	.338912	.788199	.563556
14	.616515	.276868	-.252284	.321284	.795220	.558252
15	.630137	.303939	-.243861	.305178	.800584	.552881
16	.644642	.331083	-.231736	.290655	.804549	.547602
17	.660092	.358441	-.215948	.277993	.807260	.542627
18	.676553	.386141	-.196562	.267548	.808879	.538214
19	.694097	.414307	-.173684	.259737	.809601	.534669
20	.712800	.443043	-.147427	.255032	.809637	.532334
21	.732259	.471789	-.118503	.253800	.809140	.531470
22	.751540	.499240	-.088620	.256070	.808351	.532211
23	.770155	.524768	-.058890	.261478	.807483	.534481
24	.788108	.548473	-.029432	.269521	.806564	.538043
25	.805406	.570399	-.000257	.279785	.805566	.542675
26	.822057	.590558	.028677	.291925	.804426	.548176
27	.838074	.608939	.057449	.305662	.803069	.554366
28	.853468	.625514	.086145	.320771	.801413	.561092
29	.868255	.640246	.114878	.337077	.799367	.568222
30	.882449	.653080	.143761	.354452	.796841	.575646
31	.896066	.663947	.172932	.372809	.793727	.583268
32	.909123	.672758	.202533	.392106	.789919	.591012
33	.921637	.679392	.232727	.412338	.785295	.598817
34	.933626	.683676	.263757	.433567	.779679	.606623
35	.945106	.685356	.295912	.455927	.772861	.614394
36	.956096	.684046	.329628	.479661	.764521	.622091
37	.966613	.679091	.365597	.505223	.754151	.629687
38	.976674	.669232	.405135	.533536	.740782	.637159
39	.986296	.652141	.450455	.566251	.722721	.644486
40	.995497	.607109	.523503	.619601	.683747	.651674

BIBLIOGRAFIA

- [1]- Eck Bruno, "Fans, Design and Operation of Centrifugal, Axial - Flow and Cross-Flow Fans", Pergam Press, 1973.
- [2]- Pfleiderer, C & Peterman, H, " Máquinas de Fluxo", Livros Técnicos e Científicos, Editora S.A , RJ, 1979.
- [3]- Stepanoff, A. J., "Turboblowers", John Wiley & Sons, INC., New York, 1955.
- [4]-Sigloch, H., " Strömungs – maschinen - Grundlagen u. Anwendungen", Hanser, Germany, 1984.
- [5]- Conference on Fluid Machinery, 8, 1987, Budapest. Proceedings; " Noise Generation by Centrifugal fans", Akadémiai Kiadó, Vol II, 718p.
- [6]-SEDILLE, M. , " Ventilateurs et compresseurs centrifuges et axiaux ", Paris, Editions Eyrolles – Masson et Cie , 1973.
- [7]- Osborne, William C. , "Fans" , 2a. edição, Pergamon Press, London, 1977.
- [8]- Ponsonnet, Paul & Ventec, Solyvent, " Bruit des ventilateurs et calcul acoustique des installations aérauliques", dunod, Paris, 1974.
- [9]- Almeida, M. T., Relatório sobre ensaios de ventilação e ruído nos ventiladores, vol IV , Convenio EFEI / FINEP, 1977.
- [10]- Morinushi, Ken, "The Influence of Geometric Parameters on F. C. Centrifugal Fan Noise" , ASME, September, 1985.
- [11]- Neise, W. , "Review of Noise Reduction Methods for Centrifugal Fans ", Journal of Engineering for Industry, vol. 104, pp.151-161, may, 1982.
- [12]- Hay, N. & Metcalfe, R. , "Fan blade selection for low noise", Journal of Powers Engineering. , vol. 203, pp. 149 – 154, 1989.
- [13]- Stenk, J. , Gniewek, B. , Odziwa, B. , "Noise Generated by Centrifugal Fans", Proceedings of the eighth conference on Fluid Machinery - Akadémiai Kiadó, vol. II, pp. 718 – 725, Budapeste, 1987.
- [14]- Oliveira, W. , "Análise do escoamento em turbomáquinas radiais", Tese de Doutorado , ITA , SJC, a ser defendida em julho de 1998.
- [15]- VDI – Guide Lines, Fan Standards , "Acceptance and Performance tests on Fans", Assn. Of German Engineers, october , 1966.
- [16]- Oliveira, W. e Filho, N. M. , " Cálculo do Escoamento Potencial em Rotores Centrífugos com Pás Finas e Largura Variável", ENCIT - IV Encontro Nacional de Ciências Térmica, ABCM, RJ, dezembro , 1992.

- [17]- Filho, N. M., “Escoamento Potencial em grades radiais de máquinas de Fluxo”, Dissertação de Mestrado – EFEI, 1982.
- [18]- Demidovich, B. , “ Problemas y Ejercicios de Analisis Matematico ”, Edições Cardoso, Rússia, 1960.
- [19]- Spiegel, Murray R., “ Manual de Fórmulas ”, Coleção Shaum, pp 81, item 14.447.
- [20]- Durcan, P. E. and Dawson, B. , “Reduction of Interaction Jones from Flow Fans by Nonuniform Distributions of Stator Vanes”, Journal Sound Vibration 38, pp 357 – 371, 1975.

APÊNDICE



APÊNDICE

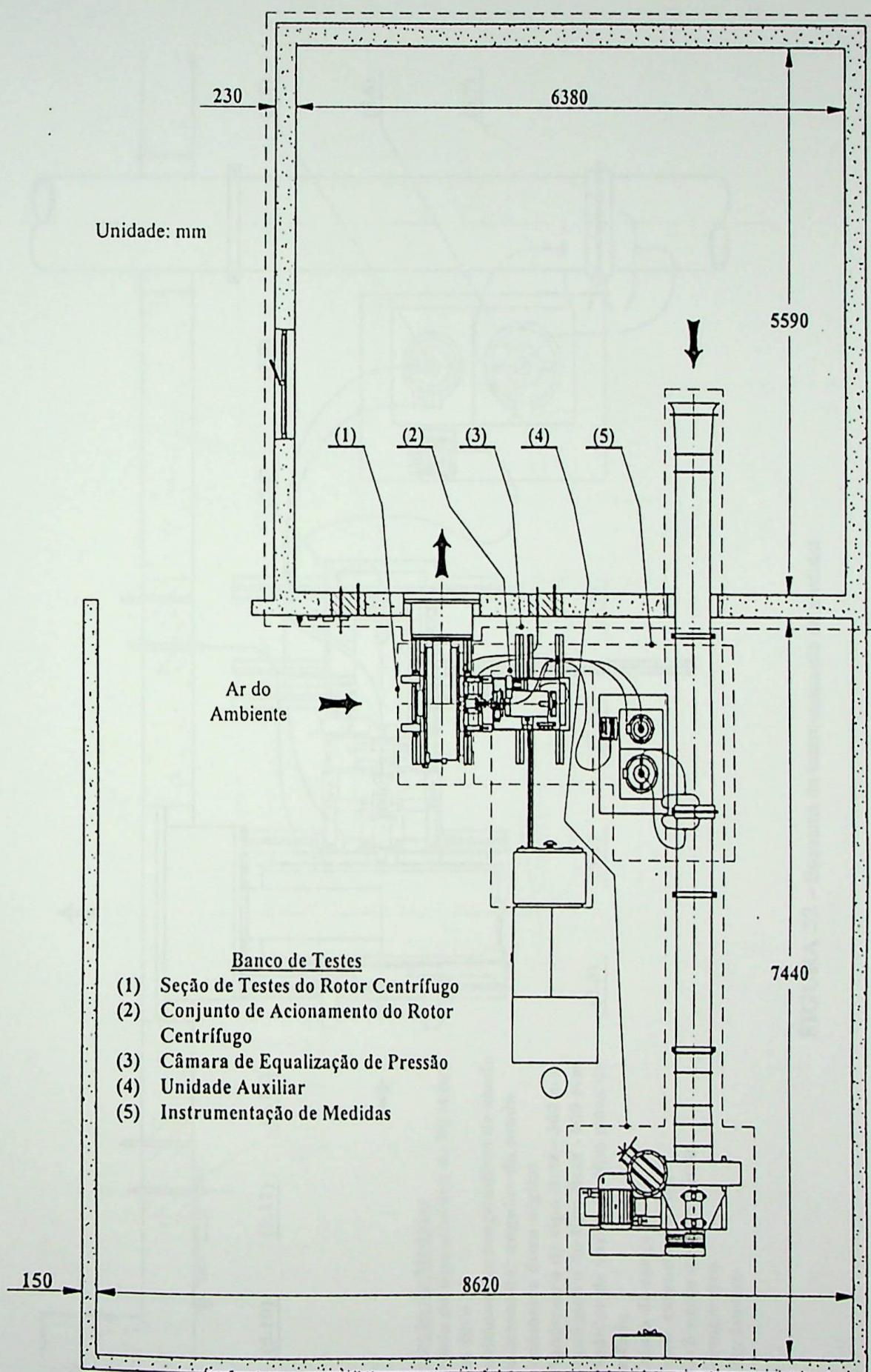


FIGURA 31 - Planta do banco de testes.

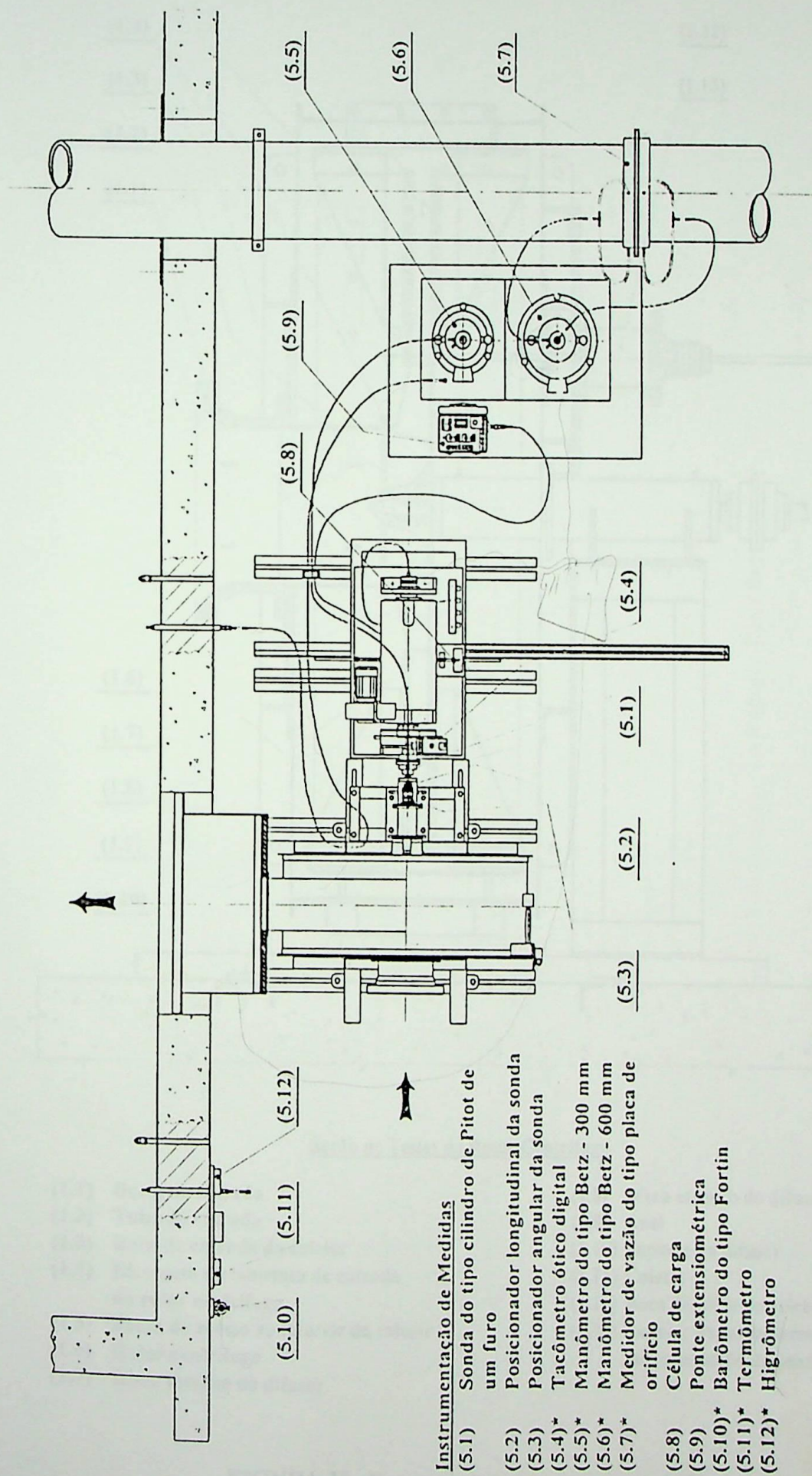
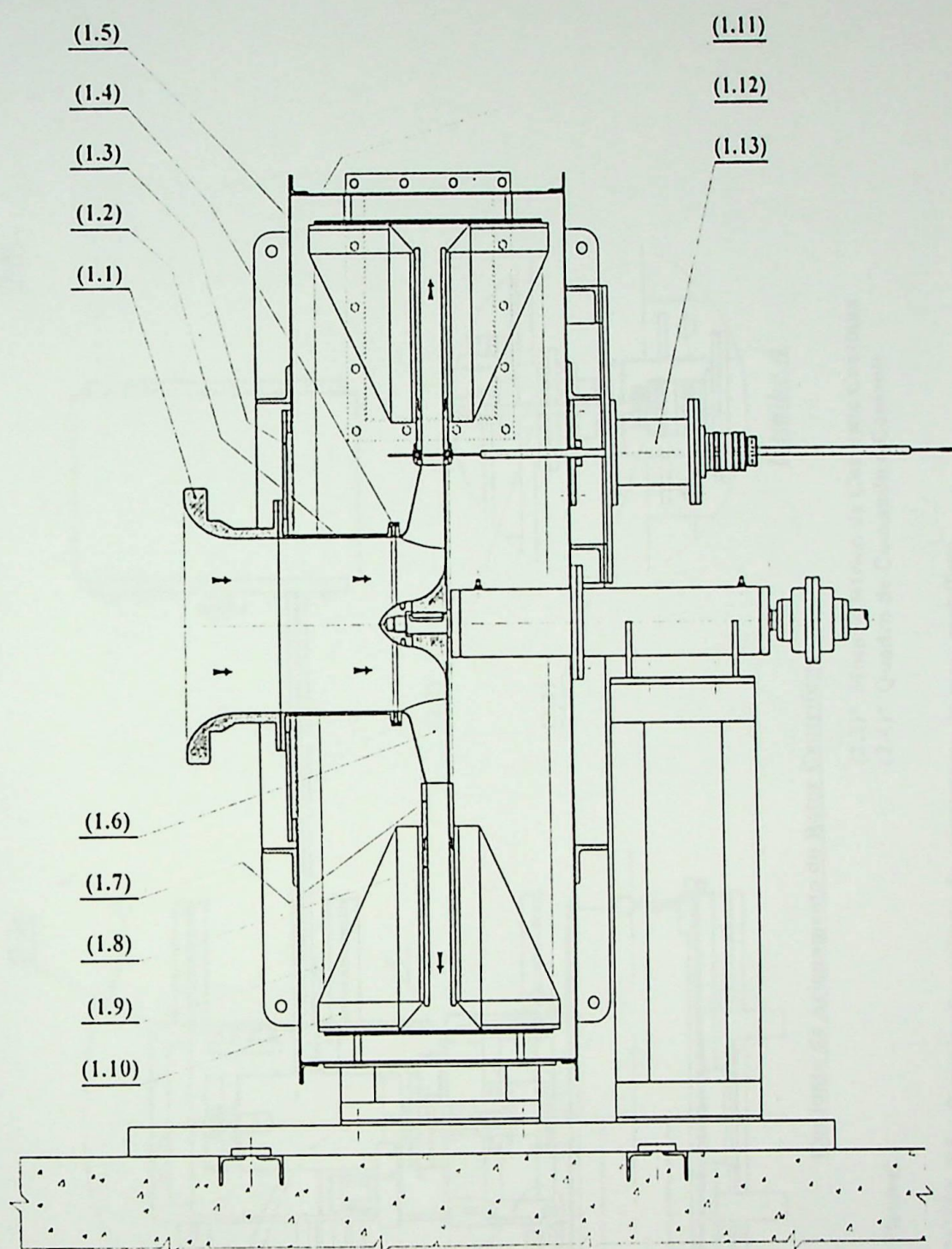


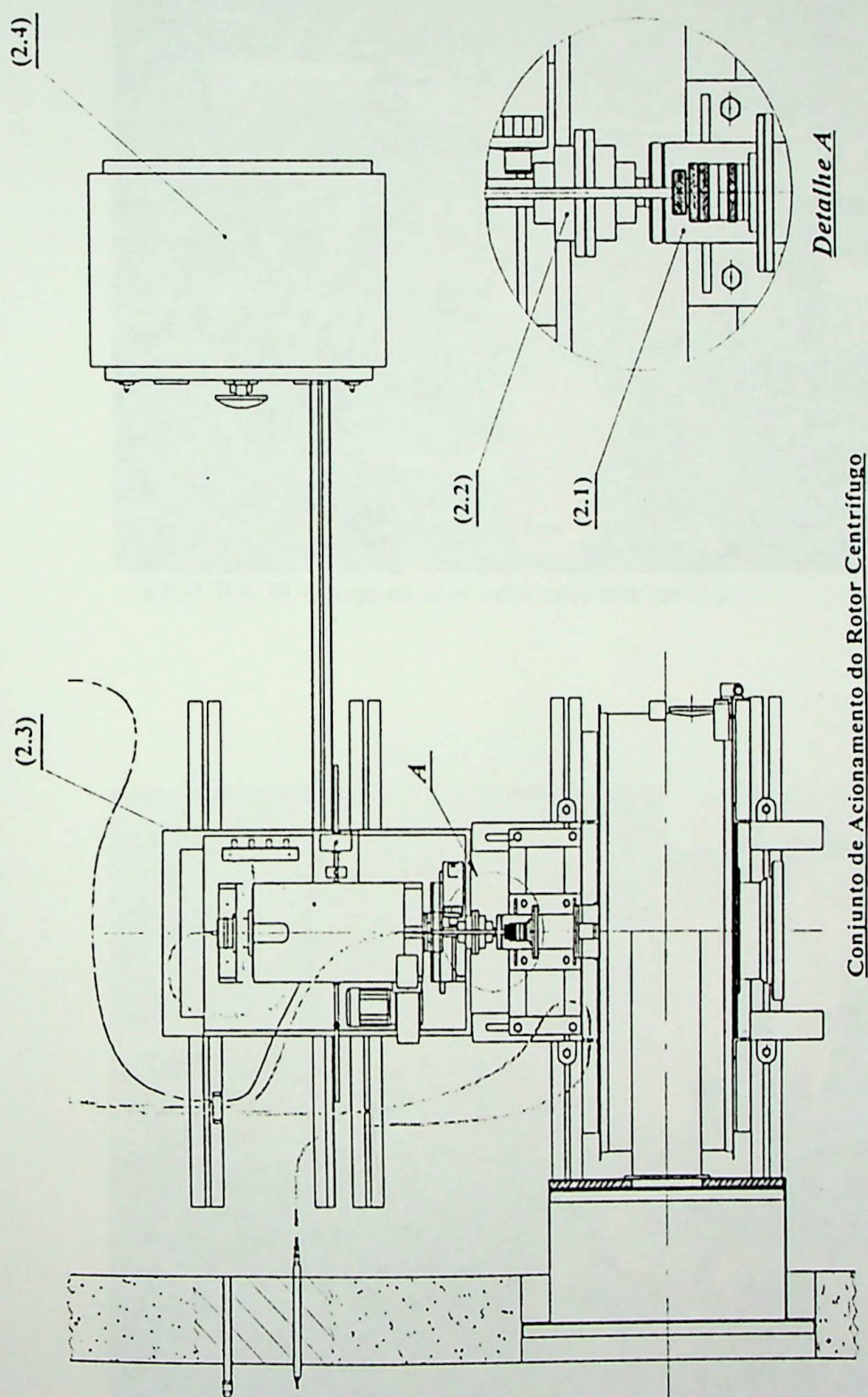
FIGURA 32 - Esquema da instrumentação de medidas.



Seção de Testes do Rotor Centrífugo

- | | |
|--|--|
| (1.1) Bocal de entrada | (1.8) Disco externo do difusor |
| (1.2) Tubo de entrada | (1.9) Anel |
| (1.3) Boca de entrada do coletor | (1.10) Suporte do difusor |
| (1.4) Elemento do labirinto de entrada do rotor centrífugo | (1.11) Coletor |
| (1.5) Porta de acesso ao interior do coletor | (1.12) Boca de saída do coletor |
| (1.6) Rotor centrífugo | (1.13) Suporte do mecanismo de movimentação da sonda |
| (1.7) Disco interno do difusor | |

FIGURA 33 - Esquema da seção de testes do rotor centrífugo.



- (2.1) Mancal
 (2.2)* Acoplamento Flexível
 (2.3)* Motor Elétrico de Corrente Contínua
 (2.4)* Quadro de Comando e Controle

FIGURA 34 - Esquema do conjunto de acionamento do rotor centrífugo.

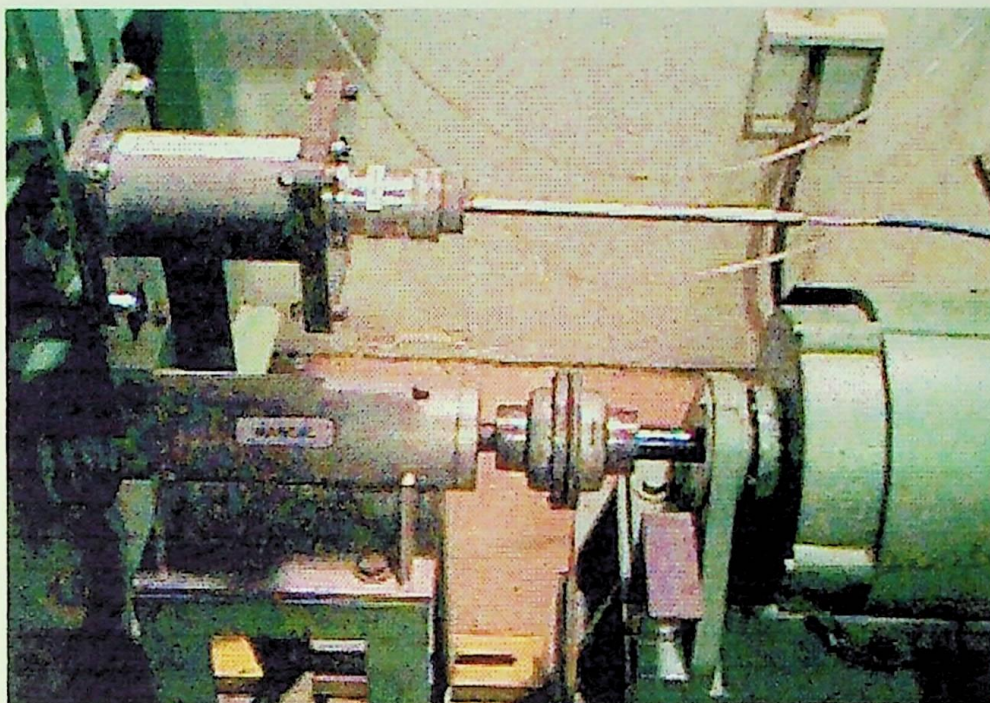


FIGURA 35 – Acoplamento do motor com o rotor centrífugo

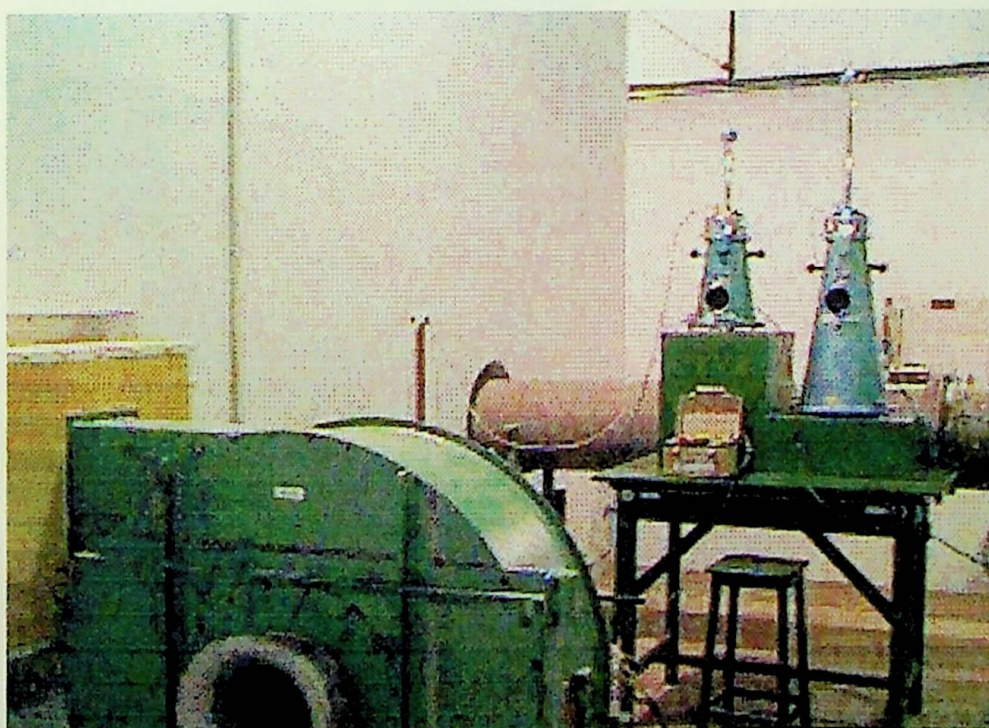


FIGURA 36 – Disposição do rotor de teste com a câmara de equalização

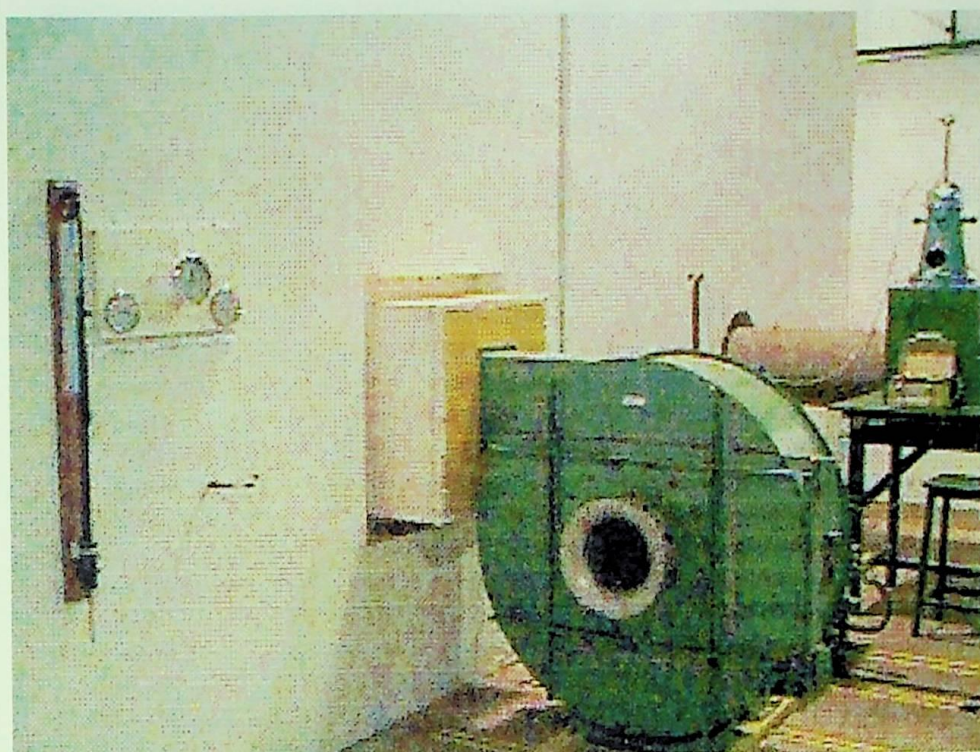


FIGURA 37 – Vista frontal da seção de teste

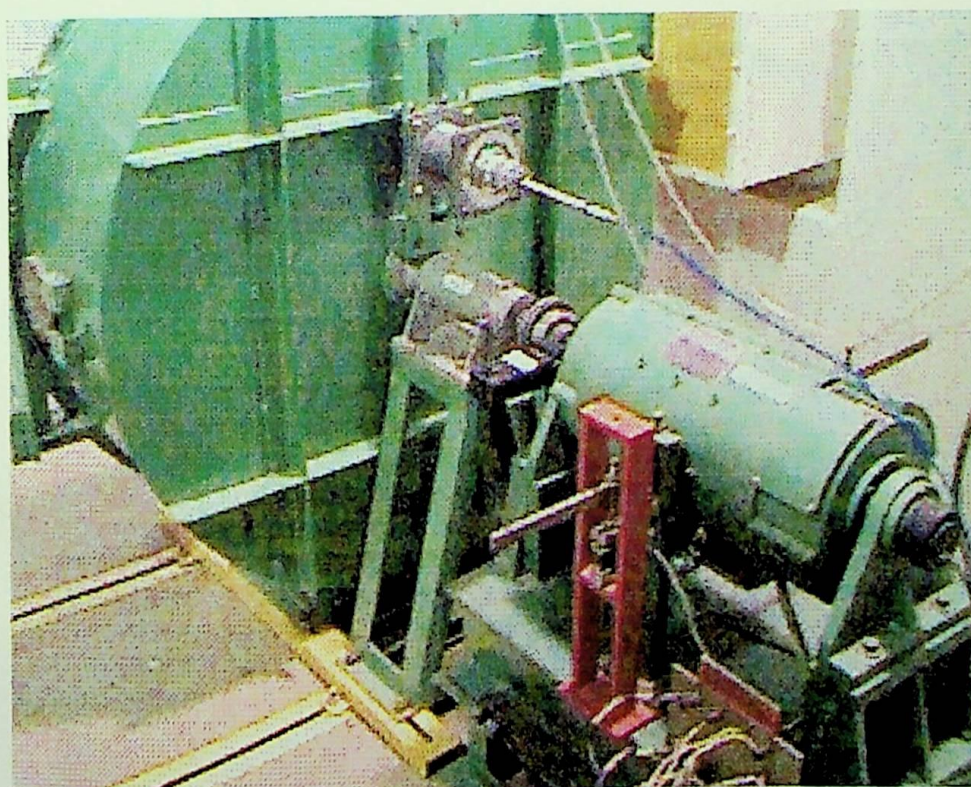


FIGURA 38 – Motor de acionamento do rotor centrífugo

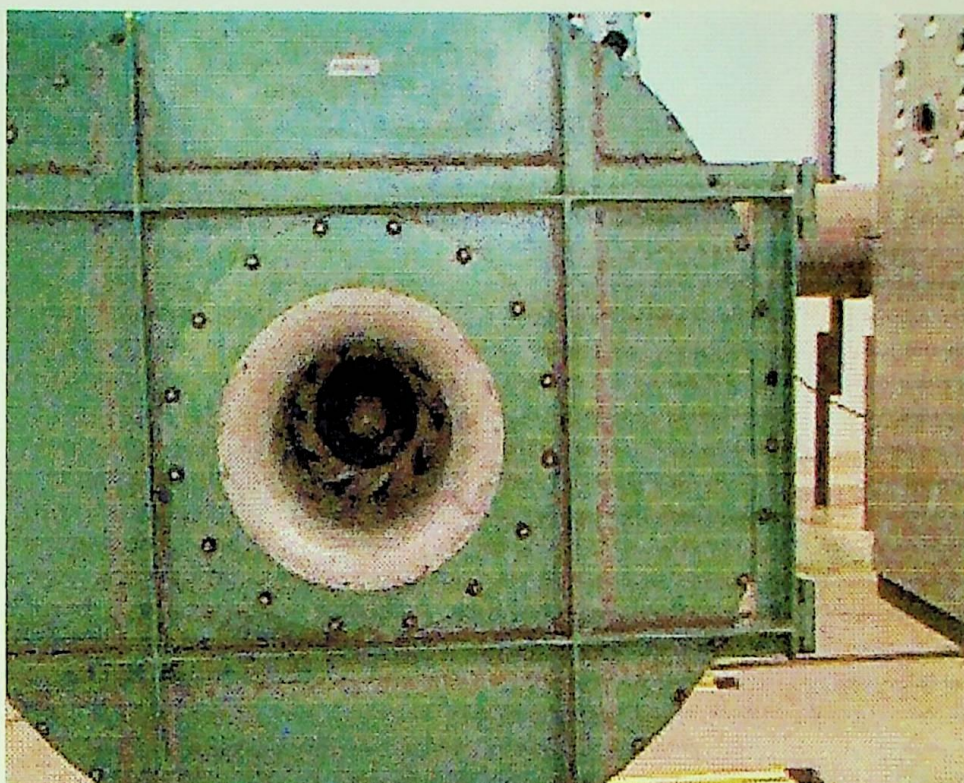


FIGURA 39 – Vista frontal do rotor centrífugo na seção de testes

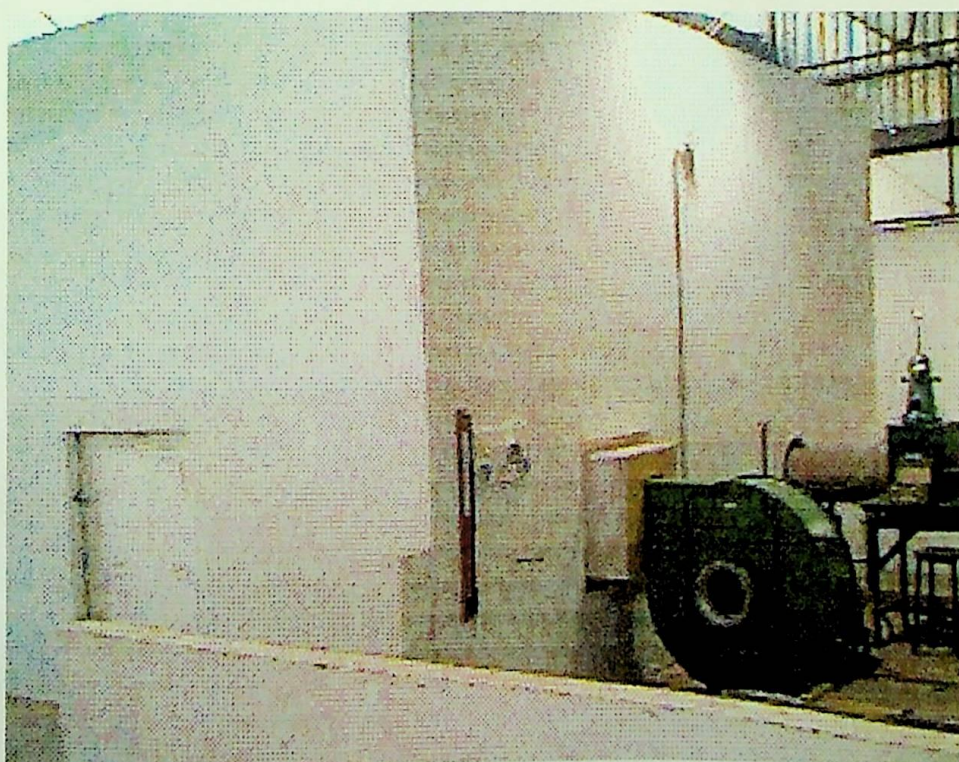


FIGURA 40 – Vista lateral da câmara de equalização

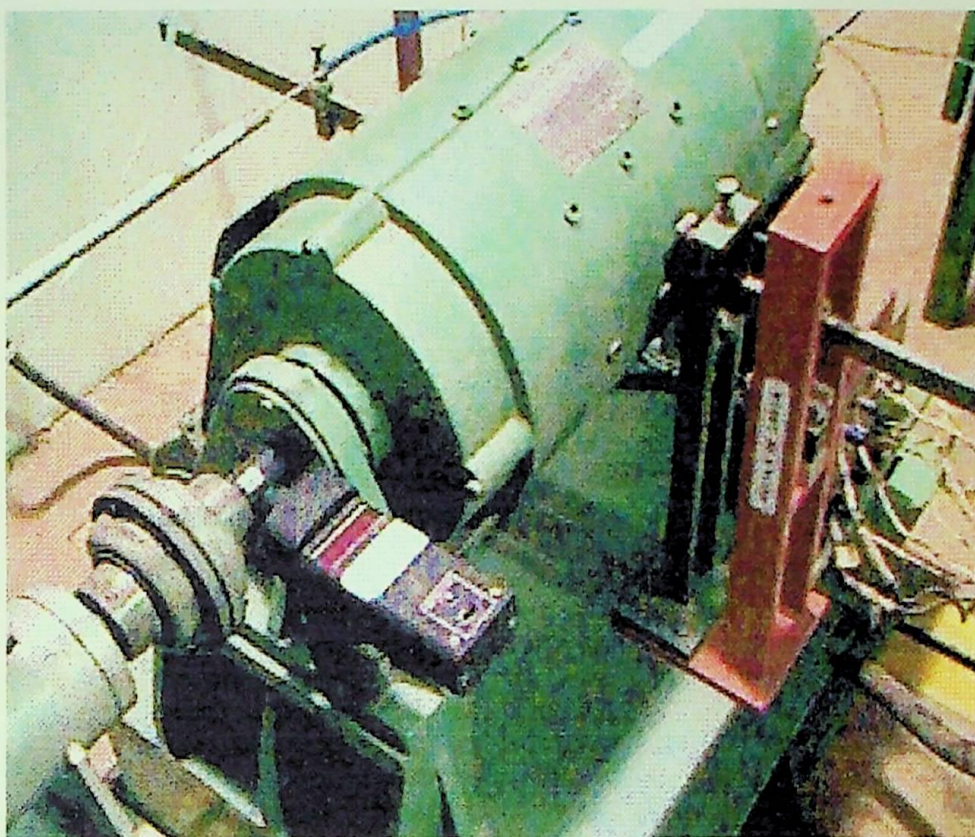


FIGURA 41 – Leitura de rotação do rotor centrífugo



FIGURA 42 – Vista da válvula de controle de vazão do rotor centrífugo