

OSÉ ROBERTO MENDES MORAN

Eng. Mecânico, Escola Politécnica da USP, 1971

MÉTODOS DE PROJETO DE VENTILADORES AXIAIS

7
//

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da USP para a obten-
ção do Título de Mestre em Enge-
nharia

Orientador : Prof. Dr. Eitaro Yamane
Professor Titular do Departamento
de Engenharia Mecânica da EPUSP

São Paulo, 1982

AGRADECIMENTOS



Meus agradecimentos as seguintes pessoas que direta ou indiretamente colaboraram na preparação deste trabalho:

- . Ao Prof. Dr. Eitaro Yamane pela orientação segura e estímulo constante durante todas as fases do curso de Pós-Graduação e durante a elaboração deste trabalho;
- . Aos Diretores da Gema S/A Equipamentos Industriais pela cooperação na fabricação de um protótipo e a realização dos respectivos testes;
- . Aos colegas de trabalho que tiveram participação na fabricação do protótipo, na realização dos testes e nos serviços de datilografia;
- . Aos meus pais pela colaboração e estímulo sempre presentes.

RESUMO

Métodos básicos para projetar ventiladores axiais são desenvolvidos neste trabalho. O método baseado na teoria do escoamento unidimensional e o método baseado na teoria do perfil são descritos em detalhe. Considerações são feitas em relação a novas técnicas de análise e sobre como os novos resultados podem ser usados pelo projetista. Um projeto específico foi desenvolvido e o ventilador axial correspondente foi construído. Foram efetuados testes e as discussões sobre os resultados estão também incluídas.

ABSTRACT

Basic methods to design an axial flow fan are developed in this work. The method based on the one dimensional flow theory and the method based on the profile theory are described in details. Considerations are made about the new techniques of analysis and about how the new results can be used by the designer. One specific project was developed and the corresponding axial fan constructed. Tests were carried on and discussions about the results are also included.

ÍNDICE

	Página
Notação e Nomenclatura	1
Lista de figuras	4
Lista de tabelas	5
Capítulo I - Introdução	6
Capítulo II - Conceitos ligados a ventiladores axiais	8
II.1) Equações Fundamentais	8
II.1.1) Generalidades	8
II.1.2) Triângulo de velocidades	9
II.1.3) Equação da continuidade	10
II.1.4) Equação da quantidade de movimento e equação de Euler	11
II.2) Semelhança Aplicada a Ventiladores	13
Capítulo III - Método de projeto baseado na teoria do escoamento unidimensional	16
III.1) Generalidades	16
III.2) Número finito de pás	17
III.3) Efeito da viscosidade	21
III.4) Cálculo dos ângulos para diferentes raios r	21
III.5) Configuração básica do rotor	24
III.5.1) Relação entre r_i e r_e	24
III.5.2) Raios r_i e r_e	25
III.5.3) Número de pás	27

	Página
Capítulo IV - Método de projeto baseado na teoria do perfil (asa de sustentação)	28
IV.1) Generalidades	28
IV.2) O perfil isolado no espaço	28
IV.3) Direção da força de sustentação nas pás	32
IV.3.1) Equação da continuidade	33
IV.3.2) Equação da quantidade de movimento	33
IV.3.3) Resultante	34
IV.4) Relação entre as forças nas pás e a elevação de pressão no rotor	36
IV.5) Configuração básica	39
IV.6) Considerações sobre o uso da teoria do perfil	39
Capítulo V - Considerações sobre outras técnicas de análise	41
Capítulo VI - Exemplo de um projeto específico	44
VI.1) Dados de projeto	44
VI.2) Raio externo do rotor	45
VI.3) Raio interno do rotor	46
VI.4) Número de pás	46
VI.5) Ângulos de escoamento	46
VI.6) Estudo da relação t/l	48
VI.7) Geometria das pás ao longo do raio	48
VI.8) Sistema diretor	50
VI.9) Dimensões principais do ventilador	50

	Página
Capítulo VII - Construção e ensaio de um protótipo	54
VII.1) Generalidades	54
VII.2) Definições	54
VII.3) Arranjo de teste	57
VII.4) Medições	59
VII.5) Resultados	60
VII.6) Análise dos resultados do teste	68
Capítulo VIII - Conclusões	70
Apêndice - Equação da Quantidade de Movimento para Grade de pás (Movimento relativo)	71
Referências bibliográficas	74

NOTAÇÃO E NOMENCLATURAUNIDADE

a	dimensão da grade na direção axial	m
\bar{a}	velocidade do som	m/s
b	envergadura da pás	m
D	diâmetro	m
C	coeficiente	
c	velocidade absoluta	m/s
F	força	N
k	constante	
l	comprimento da pá (corda)	m
m	constante	
N_{Re}	número de Reynolds	
N_{Ma}	número de Mach	
N	potência	W
n	rotação	s^{-1}
P	pressão total	Pa
p	pressão	Pa
p'	constante	
Q	vazão em volume	m^3/s
r	raio	m
S	área	m^2
t	passo	m
u	velocidade	m/s
V	velocidade	m/s
Z	número de pás	
w	velocidade relativa	m/s
\forall	volume	m^3

α	ângulo	graus
β	ângulo do escoamento	graus
β'	ângulo da pá	graus
$\bar{\beta}$	ângulo	graus
Δ	diferença entre dois valores	
δ	coeficiente de diâmetro	
ϵ	ângulo	graus
η	eficiência	
θ	temperatura	$^{\circ}\text{C}$
λ	ângulo	graus
μ	viscosidade dinâmica	kg/ms
ν	relação entre raio interno e externo	
ρ	densidade	kg/m ³
σ	coeficiente de velocidade	
ϕ	coeficiente de vazão	
ϕ'	coeficiente de vazão modificado	
ψ	coeficiente de pressão	
ψ'	constante	
ω	velocidade angular	s ⁻¹

Índices utilizados:

1	entrada (ã montante) do componente considerado
2	saída (ã jusante) do componente considerado
3	plano 3
∞	número infinito de pás ou fluxo ao longe
a	arraste
c	consumida (para potência)
d	dinâmica
e	externo (periferia da pás) e estático (para pressão)
ext	externo ao volume de controle
f	fictício
h	hidráulica
i	interno (base da pá, no cubo)
m	direção axial
max	máximo
rel	relativo a um sistema móvel
r	raio
s	sustentação e específico (para rotação)
t	teórico (sem perdas)
u	direção tangencial (para velocidade) e útil (para potência)
v	ventilador

LISTA DE FIGURAS

- Figura 1 : Esquema de um ventilador axial
- Figura 2 : Grade de pás
- Figura 3 : Triângulos de velocidade
- Figura 3a : Pontos de operação semelhantes
- Figura 4 : Linhas de corrente para escoamento potencial em grade
- Figura 5 : Correção do ângulo das pás
- Figura 6 : Elementos característicos da grade
- Figura 7 : Valores recomendados para v em função de n_s
- Figura 8 : Coeficiente de diâmetro δ recomendado, em função de n_s
- Figura 9 : Dimensões principais do ventilador
- Figura 10 : Forças agindo em um perfil
- Figura 11 : Perspectiva da pá
- Figura 12 : Diagramas polares de perfis
- Figura 13 : Grade de pás - Triângulo de velocidades
- Figura 14 : Direção da força de sustentação
- Figura 15 : Forças atuando num perfil da grade
- Figura 16 : Triângulos de velocidades para grade de pás
- Figura 17 : Diagrama $n_s D_s$ para compressores de simples estágio
- Figura 18 : Arranjo da tubulação de teste
- Figura 19 : Curva característica do ventilador
- Figura 20 : Grade de pás

LISTA DE TABELAS

- Tabela 1 : Ângulos e velocidades do escoamento
- Tabela 2 : Valores adotados para dimensões das pás no raio médio
- Tabela 3 : Geometria das pás ao longo do raio
- Tabela 4 : Dados para construção das pás do rotor
- Tabela 5 : Dados para construção do sistema diretor
- Tabela 6 : Leituras do teste
- Tabela 7 : Folhas de cálculo do teste
- Tabela 8 : Valores corrigidos para as condições de projeto

CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO

O método mais antigo de projeto de um ventilador axial se desenvolveu com base na teoria de escoamento unidimensional. Consiste em se supor que o rotor possua um número infinito de pás. As correções (pelo fato do número de pás ser finito) são feitas através de regras baseadas em considerações teóricas, modificadas por numerosos resultados experimentais. A determinação preliminar da configuração do ventilador (número de pás, relação entre o diâmetro interno do rotor - no cubo - e o diâmetro externo - na periferia) é feita por meio de dados predominantemente empíricos.

A partir de 1940 a teoria da asa de sustentação começou a ser aplicada às máquinas de fluxo e, em particular, aos ventiladores axiais. Este método parte de uma representação oposta ao anterior, ou seja, considera uma pá isolada no espaço. São efetuadas correções que consideram a existência de pás próximas. Como no método anterior, essas correções são obtidas através de considerações teóricas e dados experimentais. A configuração preliminar do ventilador é feita, também neste método, através de dados experimentais.

Nos últimos vinte anos foram elaborados numerosos trabalhos sobre escoamento potencial em grades de pás e sobre os efeitos de viscosidade e compressibilidade. O.E.BALJE (Ref. 1) agrupou os resultados de várias pesquisas recentes em diagramas que possibilitam a determinação da configuração básica de uma máquina de fluxo em função dos dados de desempenho desejados. Outra consequência dos últimos estudos é que as perdas e, portanto, as eficiências podem ser previstas com maior segurança.

Para o projetista de ventilador devem ser ressaltados os seguintes aspectos que refletem, basicamente, o estado da arte:

- Os fabricantes de ventiladores nos vários países usam extensivamente os dois métodos citados anteriormente, acrescidos dos seguintes itens resultantes das pesquisas recentes:
 - a) otimização da determinação preliminar da configuração básica do ventilador (relação entre diâmetros interno e externo, e número de pás);
 - b) estimativa mais segura das eficiências de desempenho.
- Apesar da grande quantidade de novas informações, os autores atuais ainda reconhecem a dificuldade de previsão exata do comportamento do escoamento em máquina de fluxo e, por consequência, das perdas associadas. Em ventiladores axiais existe o agravante de que o escoamento no canal das pás é desacelerado sendo portanto mais sensível a perdas. Atualmente tem-se alcançado eficiências de até 85%.
- Pesquisas e estudos atuais se caracterizam por estudar as máquinas de fluxo em conjunto devido aos aspectos comuns do escoamento. Trabalhos dedicados exclusivamente a ventiladores estão se tornando raros.

Deve-se salientar também que facilidades de fabricação e limitações quanto aos materiais são fatores que influenciam decisivamente no projeto. Não raro são os casos em que a eficiência fica prejudicada a favor destes fatores.

Este trabalho está dedicado ao estudo do projeto de ventiladores axiais com sistema diretorã jusante do rotor. Não estão discutidos aspectos de dimensionamento mecânico dos componentes.

Foi utilizado o SISTEMA INTERNACIONAL DE UNIDADES (SI). Eventuais desvios estão claramente citados no texto.

Procurou-se adotar a terminologia e definições universalmente empregadas pelos fabricantes de ventiladores e pelas normas internacionais. A ABNT não possui normas específicas sobre ventiladores.

CAPÍTULO II - CONCEITOS LIGADOS A VENTILADORES AXIAIS

Neste capítulo estão apresentados os conceitos e definições necessários para o desenvolvimento deste trabalho.

II.1) Equações Fundamentais

II.1.1) Generalidades

Para se estudar o escoamento através das pás do rotor é conveniente representar as pás por meio de desenvolvimento de seções cilíndricas concêntricas com o eixo do rotor. Isto se constitui o que se denomina grade (ou cascata) de pás. A figura 1 mostra um esquema básico de um ventilador axial e a figura 2 mostra a grade correspondente a um raio "r" genérico.

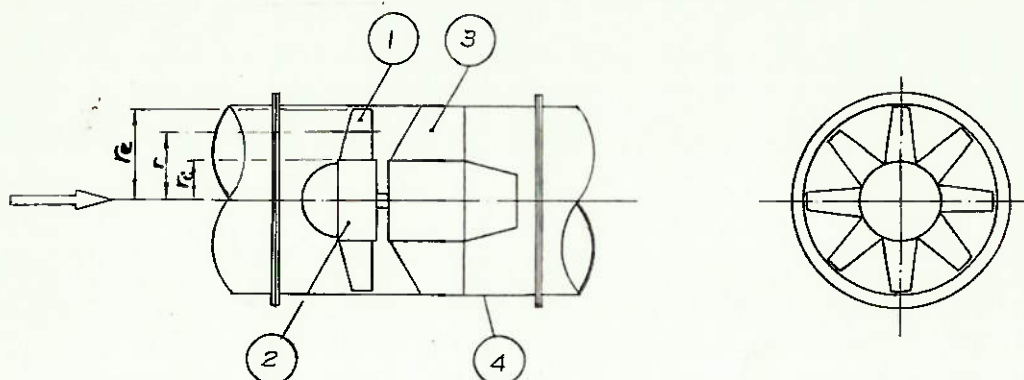


Figura 1: Esquema de um ventilador axial

- 1- pás do rotor
- 2- cubo
- 3- pás diretrizes (sistema diretor)
- 4- carcaça
- r_i raio interno (no cubo)
- r_e raio externo (na periferia da pá)

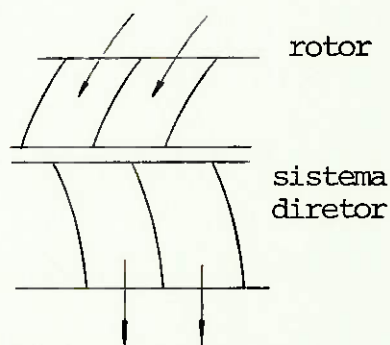


Figura 2: Grade de pás (correspondente ao corte no raio "r" da fig.1)

A seguir serão desenvolvidos os triângulos de velocidades e as equações da continuidade e quantidade de movimento para a grade de pás. São admitidas as seguintes hipóteses:

a) fluido incompressível

Esta hipótese será justificada adiante no estudo dos adimensionais;

b) desprezíveis os efeitos da viscosidade

Considerações sobre esta hipótese serão feitas no decorrer da descrição dos métodos de projeto;

c) regime permanente;

d) escoamento simétrico em relação ao eixo;

e) rotor com número infinito de pás;

f) pás infinitamente finas;

g) entrada na grade sem choque, isto é, velocidade na entrada das pás considerada tangencial às mesmas.

Na apresentação dos métodos de projetos será visto como adaptar as conclusões deste estudo nos casos de desvios das hipóteses acima.

II.1.2) Triângulo de velocidades

Considere-se a grade da figura 3 se movendo com velocidade de constante \vec{u} em relação a um sistema inercial fixo e seja $(O, \vec{e}_u, \vec{e}_m)$ um sistema móvel com velocidade \vec{u}

em relação ao sistema inercial fixo, onde \vec{e}_u e \vec{e}_m são os versores na direção de \vec{u} e na direção axial respectivamente.

w_1 e w_2 são as velocidades do fluido em relação ao sistema móvel (e, portanto, em relação às pás).

c_1 e c_2 são as velocidades do fluido em relação ao sistema inercial fixo.

c_{1m} e c_{2m} são as componentes na direção axial das velocidades absolutas c_1 e c_2 respectivamente.

II.1.3) Equação da continuidade

Para o volume de controle mostrado na figura 3,

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho dV + \int_{SC} \rho (\vec{V} \cdot \vec{n}) dS = 0 \quad (1)$$

(\vec{n} é o versor da normal à superfície considerada)

Considerando-se as hipóteses mencionadas,

$$-\rho c_{1m} S_1 + \rho c_{2m} S_2 = 0$$

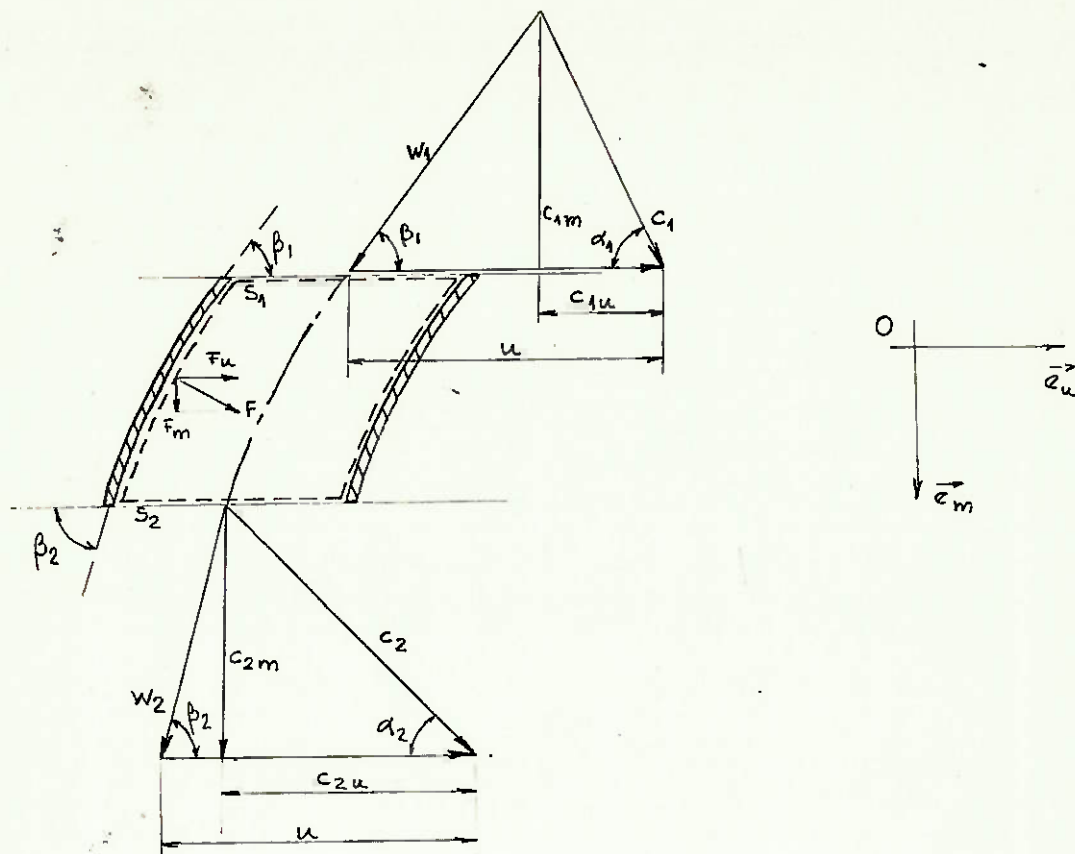


Figura 3: Triângulos de velocidades

$$S_1 = S_2 \quad , \quad c_{1m} = c_{2m} \tag{2}$$

II.1.4) Equação da quantidade de movimento e equação de Euler (ver Apêndice)

Considerando o volume de controle da figura 3, para o movimento relativo,

$$\Sigma \vec{F}_{\text{ext}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho \vec{V}_{\text{rel}} dV + \int_{SC} \rho \vec{V}_{\text{rel}} (\vec{V}_{\text{rel}} \times \vec{n}) dS \tag{3}$$

projetando-se na direção do versor \vec{e}_u e desprezando-se a ação do peso do fluido contido no interior do volume de controle,

$$F_u = -\rho Q (-w_1 \cos \beta_1) + \rho Q (-w_2 \cos \beta_2)$$

$$F_u = \rho Q (w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2) \tag{4}$$

F_u é a projeção de F na direção \vec{e}_u , F é a resultante das forças de pressão aplicada na superfície de controle. R_e representa, portanto, a força da pá sobre o fluido.

A equação (4) pode ser escrita de outra forma considerando-se que $w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2 = c_{2u} - c_{1u}$

$$\text{Assim } F_u = \rho \Omega (c_{2u} - c_{1u}) \quad (5)$$

A potência transmitida pela grade ao fluido é $N = \vec{F}_u \times \vec{u}$

Nas condições e hipóteses admitidas, esta potência corresponde ao aumento de pressão total no rotor.

$$N = \vec{F}_u \times \vec{u} = \Delta P_{t\infty} Q = \rho u (c_{2u} - c_{1u}) Q$$

$$\Delta P_{t\infty} = \rho u (c_{2u} - c_{1u}) \quad (6)$$

$\Delta P_{t\infty}$ - elevação de pressão total para as condições ideais correspondentes as hipóteses assumidas.

A equação (6) é denominada equação de Euler.

Para o caso particular onde não existe sistema diretor a jusante do rotor o valor α_1 é 90° . Portanto, $c_{1u} = 0$. A equação de Euler fica então:

$$\Delta P_{t\infty} = \rho u c_{2u}$$

II.2) Semelhança Aplicada a Ventiladores; Adimensionais

Considerações de semelhança oferecem parâmetros importantes para o reconhecimento de características de ventiladores. São listadas abaixo as relações atualmente em uso e de grande importância para o projeto, e foram desenvolvidas através da aplicação da análise dimensional (ref.6).

Considere-se dois ventiladores geometricamente semelhantes. Seja também:

Q = vazão de fluido no ventilador

n = rotação do ventilador

D = diâmetro externo do ventilador ($D = 2r_e$ conforme fig.1)

ΔP = diferença de pressão total do ventilador dada por $\Delta P = P_2 - P_1$, onde P_1 e P_2 são pressões totais nas seções de entrada e saída do ventilador respectivamente. A definição de pressão total em uma determinada seção consta no capítulo VII - item VII.2.

ρ = densidade na entrada do ventilador

N_c = potência consumida pelo ventilador

η = eficiência total do ventilador

Se para os dois ventiladores considerados além da semelhança geométrica existir também a semelhança cinemática e dinâmica do escoamento, diz-se que os ventiladores operam em condições de semelhança. Nestes casos valem as seguintes relações:

$$\eta_a = \eta_b \quad (\text{a e b representam os dois ventiladores geometricamente semelhantes})$$

$$\frac{Q_a}{Q_b} = \frac{n_a D_a^3}{n_b D_b^3} \quad (7)$$

$$\frac{\Delta P_a}{\Delta P_b} = \frac{\rho_a n_a^2 D_a^2}{\rho_b n_b^2 D_b^2} \quad (8)$$

$$\frac{N_{ca}}{N_{cb}} = \frac{\rho_a n_a^3 D_a^5}{\rho_b n_b^3 D_b^5} \quad (9)$$

Como ilustração a figura 3a mostra pontos de operação de dois ventiladores exatamente iguais operando em condições de semelhança.

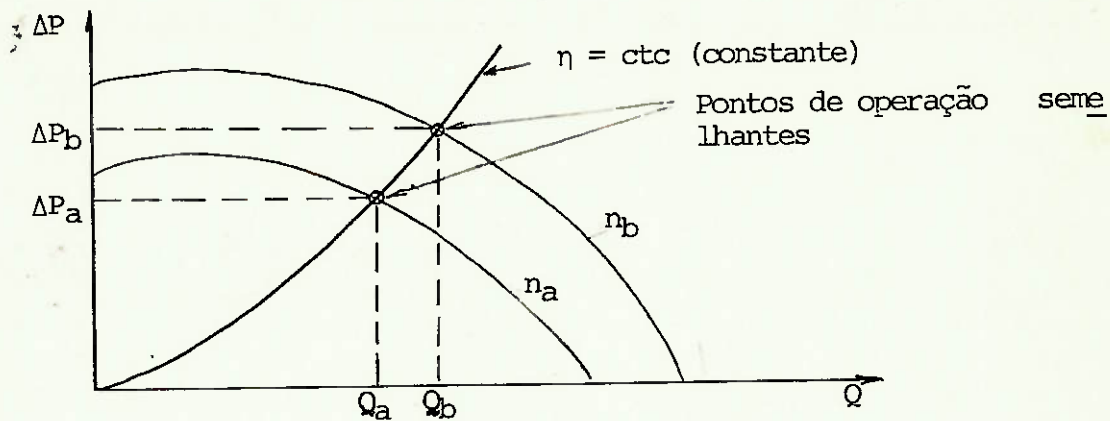


Figura 3a: Pontos de operação semelhantes

Das relações 7 e 8 nota-se que os "pontos de operação semelhantes" estão situados em parábolas. Como $\eta_a = \eta_b$, estas parábolas correspondem a linhas de eficiência constante.

As relações a seguir também têm largo uso no campo de projeto de ventiladores axiais e podem ser deduzidas da análise dimensional:

. Rotação específica
$$n_s = \frac{nQ^{1/2}}{\left(\frac{\Delta P}{\rho}\right)^{3/4}} \quad (10)$$

. Diâmetro específico
$$D_s = \frac{D \left(\frac{\Delta P}{\rho}\right)^{1/4}}{Q^{1/2}} \quad (11)$$

. Coeficiente de pressão
$$\psi = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho u_e^2} \quad (12)$$

onde u_e é a velocidade tangencial na periferia do rotor.

. Coeficiente de vazão
$$\phi = \frac{Q}{u_e \pi r_e^2} \quad (13)$$

onde r_e é o raio externo (fig.1)

Em ventiladores axiais usa-se o coeficiente de vazão modificado (ϕ'),

$$\phi' = \frac{Q}{u_e \pi r_e^2 (1 - v^2)} \quad (14)$$

$$\text{ondé } v = \frac{r_i}{r_e} \quad (\text{fig.1}) \quad (15)$$

Outros dois coeficientes foram desenvolvidos principalmente para aplicação em máquinas de fluxo axiais:

$$\text{. Coeficiente de velocidade} \quad \sigma = \frac{\phi^{1/2}}{\psi^{3/4}} \quad (16)$$

$$\text{. Coeficiente de diâmetro} \quad \delta = \frac{\psi^{1/4}}{\phi^{1/2}} \quad (17)$$

Das equações (12), (13) e (16) deduz-se que:

$$\sigma = 2,11 n_s \quad (18)$$

Das equações (16) e (17) tem-se:

$$\psi = \frac{1}{\sigma^2 \delta^2} \quad ; \quad \phi = \frac{1}{\sigma \delta^3} \quad (19)$$

Em máquina de fluxo o número de Reynolds (N_{Re}) do escoamento relativo a cada componente (rotor, sistema diretor, etc é usualmente diferente). Será definido no texto quando for mencionado. Alguns autores definem o número de Reynolds para ventiladores geometricamente semelhantes, como sendo:

$$N_{Re} = \frac{\rho u_e D}{\mu} \quad (20)$$

onde u_e é a velocidade periférica do rotor, D é o diâmetro externo e μ a viscosidade dinâmica do fluido na entrada do ventilador.

O número de Mach (N_{Ma}) é definido como:

$$N_{Ma} = \frac{w_1}{a} \quad (21)$$

onde w_1 é a velocidade relativa na entrada da grade (fig.3) e "a" é a velocidade do som para as condições de escoamento na entrada da grade.

As velocidades usuais em ventiladores axiais resultam em números de Mach muito menores que a unidade. A consideração de que o escoamento é incompressível causa erros desprezíveis.

CAPÍTULO III - MÉTODO DE PROJETO BASEADO NA TEORIA
DE ESCOAMENTO UNIDIMENSIONAL

III.1) Generalidades

Este método consiste em se estabelecer as relações entre as condições de operação do ventilador (vazão, pressão e rotação), as velocidades médias do fluido na entrada e saída do rotor e do sistema diretor, e a forma e tamanho das pás.

Em ventiladores axiais admiti-se que o escoamento ocorra ao longo de superfícies cilíndricas coaxiais de tal modo que as linhas de corrente correspondente a componente axial (c_{lm} na fig. 3) são retas paralelas ao eixo de rotação. O estudo do escoamento é feito então através do desenvolvimento de seções cilíndricas como mostrado na fig. 2, obtendo-se o que se denomina grade (ou cascata) de pás.

É importante observar que o estudo que se segue se refere ao projeto de um ventilador axial para um determinado ponto de trabalho, isto é, para satisfazer uma condição pré-estabelecida de vazão e pressão. Não será analisado o desempenho do ventilador para outros valores de vazão e pressão.

O problema fundamental a ser discutido será a obtenção da geometria do rotor e do sistema diretor em função dos valores estabelecidos para a vazão, pressão e a rotação. Tomando como exemplo o caso ideal do capítulo II (fig. 2), o problema básico consistiria em se obter a geometria das pás tal que provocasse o aparecimento de c_{2u} (fig. 3) que satisfizesse a equação de Euler (equação (6)).

Os inconvenientes deste método são os seguintes:

- a) não fornece informações sobre a forma da pá na região entre a entrada e saída;

b) dependendo da distância entre as pás, pode haver necessidade de se fazer correções nos cálculos pelo fato de que as linhas de corrente não serão mais congruentes com as pás. Este assunto será analisado a seguir. Para grandes distâncias entre pás recomenda-se o uso da teoria da asa (do perfil) de sustentação.

A seguir serão analisados os vários desvios das hipóteses mencionadas no capítulo II. Uma sequência sugerida para cálculos relativos ao projeto será mostrada no capítulo VI.

III.2) Número finito de pás

Devido ao número finito de pás, os ângulos (fig. 3) β_1 (entre w_1 e u) e β_2 (entre w_2 e u) não serão mais iguais aos ângulos das pás (fig. 4) β'_1 e β'_2 . A figura 4 é a reprodução de uma figura apresentada por Pfleiderer (ref. 7) onde são mostradas as linhas de corrente para um escoamento potencial em uma grade de pás.

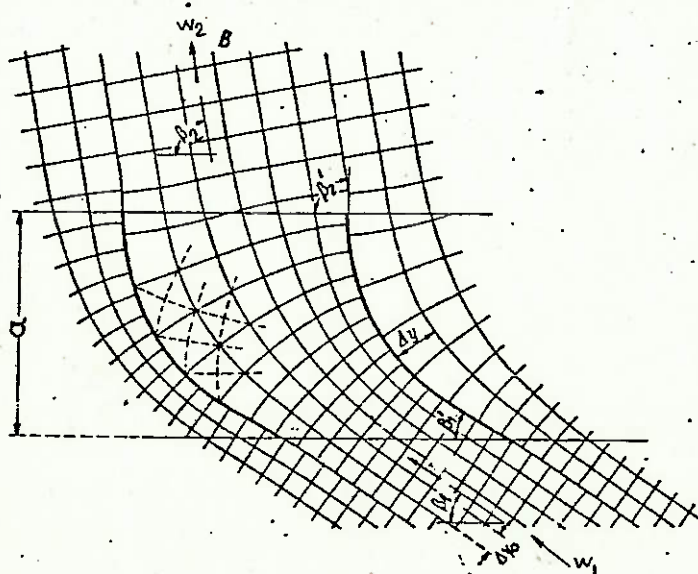


Figura 4: Linhas de corrente para escoamento potencial em grade

Notar que $\beta_1' < \beta_1$ e $\beta_2' > \beta_2$. Isto significa que para se obter um desvio ($\beta_2 - \beta_1$) do escoamento de β_1 para β_2 , é necessário que os ângulos das pás sejam convenientemente alterados. Eck (ref. 5) apresenta um método (obtido a partir de considerações de escoamento potencial) segundo o qual se obtêm os ângulos das pás β_1' e β_2' em função dos ângulos do escoamento β_1 e β_2 , através da relação:

$$K = \frac{\beta_1 - \beta_2}{\beta_1' - \beta_2'}$$

Recomenda-se que as alterações sejam iguais para a aresta de pressão e para a aresta de sucção, ou seja:

$$\beta_1' = \beta_1 - \frac{1}{2} [(\beta_2' - \beta_1') - (\beta_2 - \beta_1)]$$

$$\beta_2' = \beta_2 + \frac{1}{2} [(\beta_2' - \beta_1') - (\beta_2 - \beta_1)]$$

A figura 5 mostra a dependência de K com relação a t/l e β_m , onde t é o passo, l é o comprimento da pá. β_m está mostrado na fig. 6.

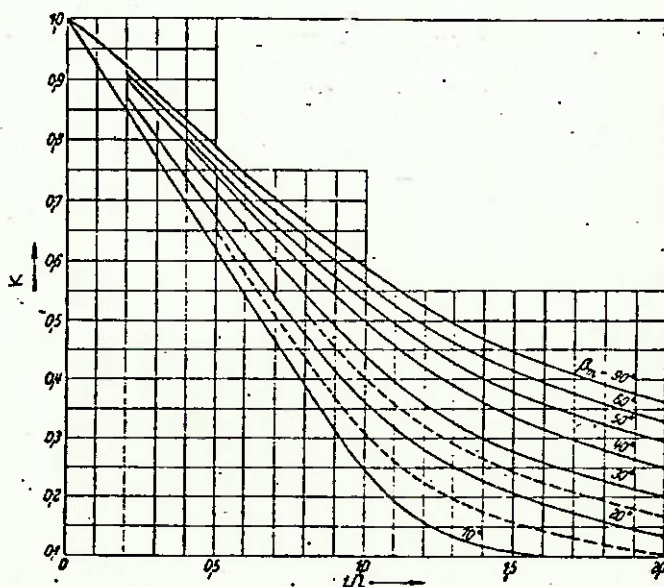


Figura 5: Correção do ângulo das pás

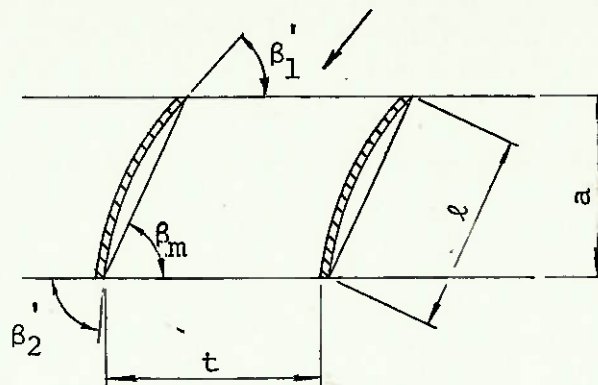


Figura 6: Elementos característicos da grade

Shepherd (ref. 6) mostra uma expressão obtida através de considerações teóricas e modificada por numerosas experiências, na forma :

$$\beta_2' - \beta_2 = m(\beta_2 - \beta_1) \sqrt{t/l}$$

O valor de m varia com β_m e com o formato das pás. Para pás circulares e $\beta_m = 30^\circ$, $m = 0,19$. Neste método, é sugerido que toda correção seja feita somente na aresta de pressão (em β_2) desde que t/l esteja entre 0,5 e 1,0.

Pfleiderer (ref.7) faz restrições aos dois métodos sugeridos acima (principalmente por serem baseados em considerações de escoamento potencial) e recomenda o uso da expressão:

$$\Delta P_{t\infty} = \Delta P_t (1 + p) \quad (22)$$

onde:

$\Delta P_{t\infty}$ é a diferença de pressão total teórica para um número in finito de pás,

ΔP_t é a diferença de pressão total teórica para um número fi nito de pás,

$$p' \text{ é calculado por } p' = \frac{\psi' r}{z a} \quad (23)$$

r refere-se ao raio considerado para o desenvolvimento da cascata, e $\psi' = 1,2 (1 + \beta'_{2m} / 60)$ (24)

sendo β'_{2m} referido ao raio médio r_m dado por

$$r_m^2 = \frac{r_i^2 + r_e^2}{2} \quad (\text{fig.1}) \quad (25)$$

a é mostrado na figura 6, e z é o número de pás.

Pelo procedimento de Pfleiderer calcula-se $\Delta P_{t\infty}$ e, através da equação de Euler (6), obtêm-se um valor fictício de c_{2u} (indicado por c_{2uf}). Se não houvesse necessidade de correções em P_t o ângulo β'_2 poderia ser calculado pela expressão:

$$\beta'_2 = \text{arc tg } \frac{c_{2m}}{u - c_{2uf}} \quad (26)$$

Os termos acima estão mostrados na fig.3. c_{2uf} utilizado em (26) corresponde ao valor obtido pelo procedimento de Pfleiderer.

Deve-se observar que correções adicionais são necessárias para ΔP_t para se levar em conta o efeito da viscosidade. Isto é mos trado a seguir.

III.3) Efeito de viscosidade

No desenvolvimento da equação de Euler (6), desprezou-se o efeito da viscosidade. Este, contudo, é considerável, principalmente no caso de ventiladores onde o escoamento é desacelerado ($w_2 < w_1$ na figura 3).

A correção no termo correspondente a elevação de pressão total é feita através do conceito de eficiência hidráulica η_h ,

$$\eta_h = \frac{\Delta P}{\Delta P_t} \quad (27)$$

onde ΔP é a elevação real (com perdas) da pressão total e ΔP_t é a elevação teórica (sem perdas) da pressão total.

O valor η_h é adotado com base em informações predominantemente empíricas. Pfleiderer (ref. 7) sugere o uso de η_h entre 0,85 e 0,93.

Wislicenus (ref.8) apresenta a expressão:

$$1 - \eta_h = K (1 - \eta)$$

onde η é a eficiência total esperada da máquina de fluxo e K é um fator que depende da rotação específica.

III.4) Cálculo dos ângulos para diferentes raios "r" (fig. 1)

Os métodos até agora apresentados para o cálculo dos ângulos das pás se referem ao desenvolvimento da grade correspondente a um determinado raio r (fig. 1). Será mostrado a seguir um procedimento para o cálculo ao longo de r .

É comum adotar-se para ventiladores axiais uma distribuição uniforme de pressão ao longo do raio. Na equação (6) isto corresponde a que o termo $u c_{2u}$ seja constante ao longo de r . Como $u = \omega r$ (ω é a velocidade angular do rotor), $r c_{2u}$ é constante ao longo do raio. Isto corresponde ao modelo de vórtice livre. Pode-se então calcular c_{2u} para cada valor do raio e adotar os procedimentos citados para o cálculo dos ângulos das pás. Horlock (ref. 9) mostra outros modelos de escoamento como, por exemplo, o vórtice forçado ($\frac{c_{2u}}{r} = \text{constante com o raio}$).

O fato de que $r c_{2u}$ é constante, implica que a componente axial c_m (fig. 3) também é constante com o raio. Isto está demonstrado a seguir.

Considere-se as equações de quantidade de movimento para um fluido incompressível, sem atrito, para um sistema (fixo) de coordenadas cilíndricas (r, θ, m) onde o eixo de m coincide com o eixo de rotação do ventilador, θ é a coordenada angular, r é a coordenada radial, e p é o termo correspondente à pressão. c_r , c_θ e c_m são as velocidades nas direções r, θ e m respectivamente. c_θ corresponde à velocidade c_u mostrada no desenvolvimento da grade (fig. 3).

$$c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} + \frac{c_\theta}{r} \frac{\partial c_r}{\partial \theta} + c_m \frac{\partial c_r}{\partial m} - \frac{c_\theta^2}{r} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (28)$$

$$c_r \frac{\partial c_\theta}{\partial r} + \frac{c_\theta}{r} \frac{\partial c_\theta}{\partial \theta} + c_m \frac{\partial c_\theta}{\partial m} + \frac{c_r c_\theta}{r} = - \frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \quad (29)$$

$$c_r \frac{\partial c_m}{\partial r} + \frac{c_\theta}{r} \frac{\partial c_m}{\partial \theta} + c_m \frac{\partial c_m}{\partial m} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial m} \quad (30)$$

A equação da continuidade é da forma:

$$\frac{\partial c_r}{\partial r} + \frac{c_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial c_\theta}{r \partial \theta} + \frac{\partial c_m}{\partial m} = 0 \quad (31)$$

Considerando-se a hipótese de equilíbrio radial (pressão total constante ao longo do raio), anulam-se os termos de c_r nas equações acima. Serão também desprezadas as variações na direção de θ . A equação (31) fica:

$$\frac{\partial c_m}{\partial m} = 0 \quad (32)$$

$$\text{A equação (30) fica então } \frac{\partial p}{\partial m} = 0 \quad (33)$$

Como $\frac{\partial p}{\partial \theta} = 0$ pela hipótese assumida, a equação (28) pode ser escrita

$$\frac{c_\theta^2}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} \quad (34)$$

A pressão total (P) é dada por:

$$P = p + \frac{1}{2} \rho (c_m^2 + c_\theta^2) \quad e \quad (35)$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dr} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + c_m \frac{dc_m}{dr} + c_\theta \frac{dc_\theta}{dr} \quad (36)$$

De (34) e (36)

$$\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dr} = \frac{c_\theta^2}{r} + c_m \frac{dc_m}{dr} + c_\theta \frac{dc_\theta}{dr} \quad (37)$$

$$= c_m \frac{dc_m}{dr} + \frac{c_\theta}{r} \frac{d}{dr} (r c_\theta) \quad (38)$$

Se a pressão total não varia com o raio então

$$c_m \frac{dc_m}{dr} + \frac{c_\theta}{r} \frac{d}{dr} (r c_\theta) = 0 \quad (39)$$

No caso de vórtice livre $r c_\theta$ não varia com o raio. Portanto, de (39), $\frac{dc_m}{dr} = 0$

Assim, da condição de pressão total constante com o raio resultam outras duas condições frequentemente usadas no projeto, ou seja,

$$a) \frac{d}{dr} (r c_u) = 0 \quad (40)$$

$$b) \frac{dc_m}{dr} = 0 \quad (41)$$

Substitui-se c_θ por c_u por questões de coerência com a nomenclatura até agora utilizada.

III.5) Configuração básica do rotor

Esta seção trata da determinação das dimensões principais do rotor como se verá a seguir. Normalmente, trata-se de um dos primeiros aspectos considerados nas fases de projeto. Aqui se fará uso constante de dados empíricos e das relações de semelhança mostradas na seção II.2.

III.5.1) Relação entre r_i e r_e (fig. 1)

A experiência indica que existe uma relação $v = \frac{r_i}{r_e}$ ótima para cada valor da rotação específica, equação (10). Jorgensen (ref. 10) apresenta um diagrama reproduzido na fig. 7.

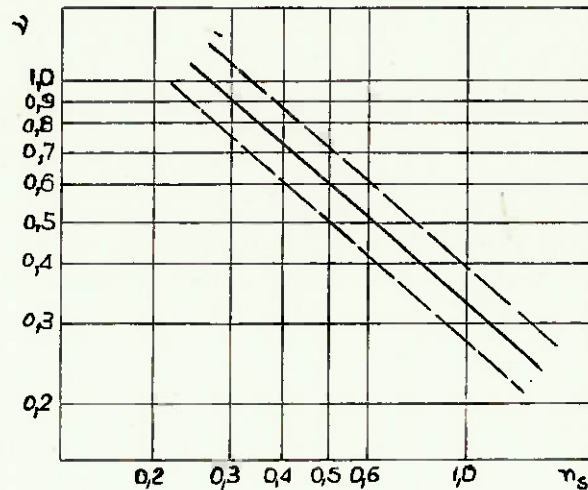


Figura 7: Valores recomendados para ψ em função da rotação específica

III.5.2) Raios r_e e r_i (fig. 1)

Das equações (18) e (19) pode-se obter

$$\delta = \frac{1}{2,11 n_s \psi^{1/2}} \quad (42)$$

Pfleiderer (ref. 7) apresenta um diagrama (fig.8) no qual se pode obter o valor recomendado de δ para cada valor de n_s . Com o valor de δ assim obtido, calcula-se o valor de ψ atravs de (42) . Pela equação (12) calcula-se a velocidade perifrica u_e e conseqentemente o raio externo r_e pois

$$u_e = \omega \cdot r_e = 2 \pi n r_e \quad (43)$$

O valor de r_i é obtido através de

$$r_i = v r_e$$

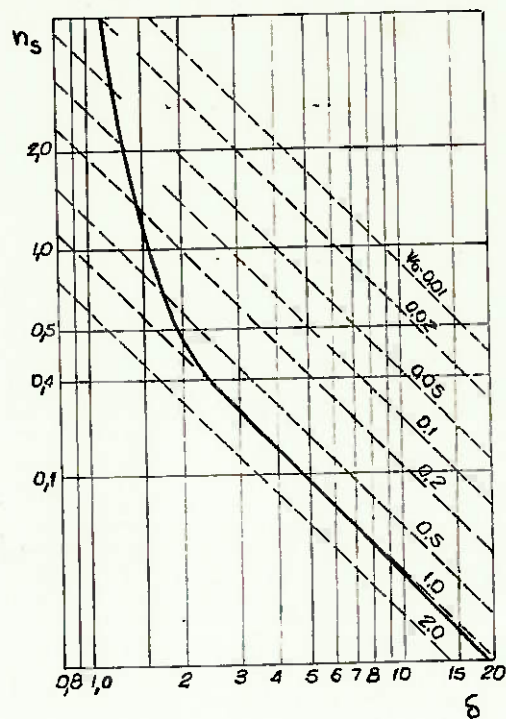


Figura 8: Coeficiente de diâmetro δ recomendado em função de n_s

III.5.3) Número de pás

No desenvolvimento da equação de Euler (6) foi admitido que o rotor tivesse um número infinito de pás. Parece portanto que quanto maior o número de pás melhor será o desempenho do ventilador. Contudo, um aumento da quantidade de pás significa um aumento da superfície entre fluido e rotor provocando, assim, maiores perdas.

Stepanoff (ref. 11) indica a expressão (44) para o número ótimo de pás.

$$Z = \frac{6 v}{1 - v} \quad (44)$$

onde Z é o número de pás e $v = r_i/r_e$

Eck (ref. 5) apresenta uma expressão (45) que relaciona os valores recomendados para o passo t (fig. 6) e a dimensão a (fig. 6) em função dos ângulos do escoamento β_1 e β_2 (fig. 3).

$$\frac{a}{t} = 2,5 \operatorname{sen}^2 \beta_2 (\cot \beta_1 - \cot \beta_2) \quad (45)$$

O capítulo VI apresenta um exemplo de projeto de um ventilador axial com base na teoria do escoamento unidimensional.

CAPÍTULO IV - MÉTODO DE PROJETO BASEADO NA TEORIA
DO PERFIL (ASA DE SUSTENTAÇÃO)

IV.1) Generalidades

Em ventiladores axiais ocorrem com frequência situações de projeto onde a distância entre as pás é relativamente elevada. A forma do escoamento não pode, pois, ser determinada a partir das direções das superfícies das pás, como foi feito no método anteriormente apresentado. O escoamento torna-se semelhante ao fluxo em torno de perfis (ou asa de sustentação) isolados no espaço. Será desenvolvido neste capítulo o método de projeto de ventiladores axiais baseado neste ponto de vista.

Serão utilizados os conceitos de escoamento bidimensional em grades de pás. Para tanto, supõe-se que o escoamento no ventilador ocorra em superfícies cilíndricas concêntricas com o eixo do ventilador. O estudo é feito então em cortes desenvolvidos como mostra a figura 2.

IV.2) O perfil isolado no espaço

Um perfil sujeito a um fluxo (de ar, por exemplo), estará submetido a duas forças de diferentes naturezas (fig. 10). A força de sustentação (F_s) agindo perpendicularmente à direção do fluxo não é afetada pela asa, e a força de arraste que age na direção deste fluxo.

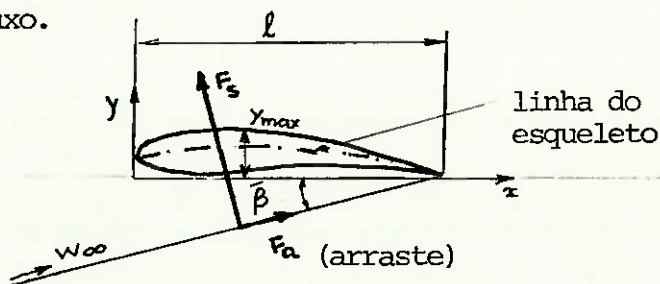


Figura 10: Forças agindo em um perfil

As equações (46) e (47) mostram as relações entre as forças citadas, a velocidade w_∞ (do fluxo não afetado pela asa), o comprimento (ou corda) da pá l e a largura (ou envergadura) da pá b (fig. 11).

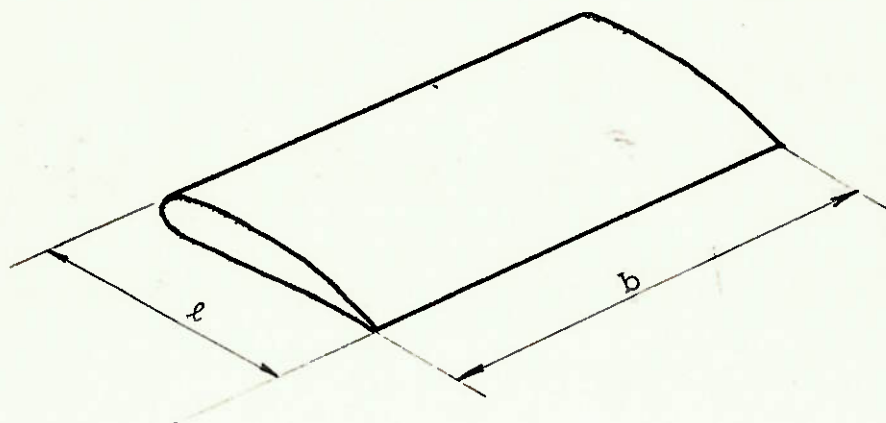


Figura 11: Perspectiva da pá

$$F_s = C_s \frac{\rho w_\infty^2}{2} lb \quad (46)$$

$$F_a = C_a \frac{\rho w_\infty^2}{2} lb \quad (47)$$

C_s é o coeficiente de sustentação e C_a é o coeficiente de arrasto. Os valores de C_s e C_a dependem da forma do perfil e da sua posição relativa a direção da velocidade w_∞ . Esta posição relativa é caracterizada pelo ângulo $\bar{\beta}$ formado pela direção da velocidade w_∞ e a direção da corda. Grande quantidade de resultados experimentais (para obtenção de C_s e C_a) foram publicados pelo Instituto de Pesquisa de Gottingen (Alemanha) e pela National Advisory Committee for Aeronautics (NACA) - ref. 12.

São necessários cuidados na utilização dos valores experimentais publicados devido aos seguintes pontos:

- a) grande parte dos valores publicados são válidos para N_{Re} maiores que 10^5 , onde:

$$N_{Re} = \frac{\rho w_{\infty} l}{\mu}$$

sendo μ a viscosidade dinâmica do fluido considerado.

Em ventiladores axiais normalmente N_{Re} é maior que 10^5 .

- b) Os valores experimentais normalmente referem-se a uma relação l/b finita (em torno de 0,2). Em ventiladores axiais a folga entre a ponta da pá e a parede interna da carcaça é tão pequena que é possível admitir que a largura (ou envergadura) da pá seja infinita e, portanto, $\frac{l}{b} = \frac{1}{\infty}$.

Prandtl e Tietjens (ref.13) apresenta expressões que relacionam os valores de C_a' e $\bar{\beta}'$ obtidos experimentalmente para uma dada relação l/b e os valores correspondentes de C_a e $\bar{\beta}$ para $l/b = 1/\infty$.

$$C_a = C_a' - \frac{C_s^2 l}{\pi b} \quad (48)$$

$$\bar{\beta} = \bar{\beta}' - \frac{C_s l}{\pi b} \quad (49)$$

A figura 12 mostra os valores já corrigidos de C_a e C_s para alguns perfis Gottingen. Os diagramas mostrados são denominados "polares".

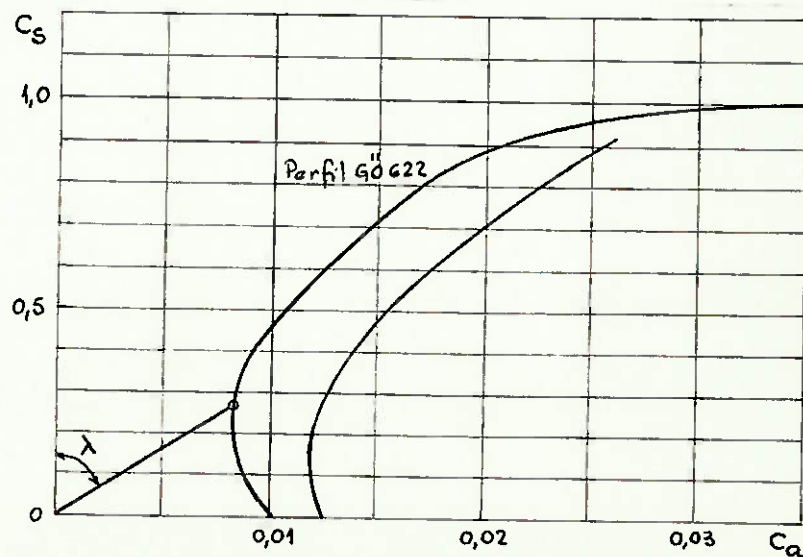


Figura 12: Diagrama polares de perfis

A relação F_a/F_s corresponde a tangente do ângulo λ (denominado ângulo de atrito) na figura 12

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{F_a}{F_s} = \frac{C_a}{C_s} \quad (50)$$

O perfil utilizado será tanto melhor quanto menor for este número. Podem ocorrer situações em que é necessário alterar as espessuras do perfil devido a problemas de resistências dos materiais. Para tais casos Pfleiderer apresenta expressões obtidas a partir de resultados experimentais através das quais pode-se obter o coeficiente de sustentação.

Cada expressão só deve ser utilizada para o mesmo grupo de perfis e nos casos em que $\operatorname{tg} \lambda$ possuir os mínimos valores.

Como exemplo está mostrada a seguir a expressão válida para o perfil "Gottingen 682:

$$C_s = 4,8 \frac{y_{\max}}{\ell} + 0,092 \bar{\beta} \quad (51)$$

onde y_{\max} e ℓ estão mostradas na figura 10. $\bar{\beta}$ deve ser dado em graus para uso na equação (51).

A equação (52) mostra como se obter o novo valor de $\operatorname{tg} \lambda$ para um perfil alterado. Esta expressão também só deve ser aplicada para os casos em que $\operatorname{tg} \lambda$ é mínimo, o que corresponde ao campo

de melhor uso do perfil.

$$\text{tg } \lambda = 0,012 + 0,06 \frac{Y_{\text{max}}}{l} \quad (52)$$

IV.3) Direção da força de sustentação nas pás

Para análise da força de sustentação considere-se a grade mostrada na fig. 13, movimentando-se com velocidade constante \vec{u} em relação a um sistema inercial fixo e seja $(0, \vec{e}_u, \vec{e}_m)$ um sistema móvel com velocidade \vec{u} em relação ao sistema fixo. \vec{e}_u, \vec{e}_m são os versores na direção de \vec{u} e axial respectivamente.

\vec{w}_1 e \vec{w}_2 são as velocidades relativas do fluido na entrada e saída da grade.

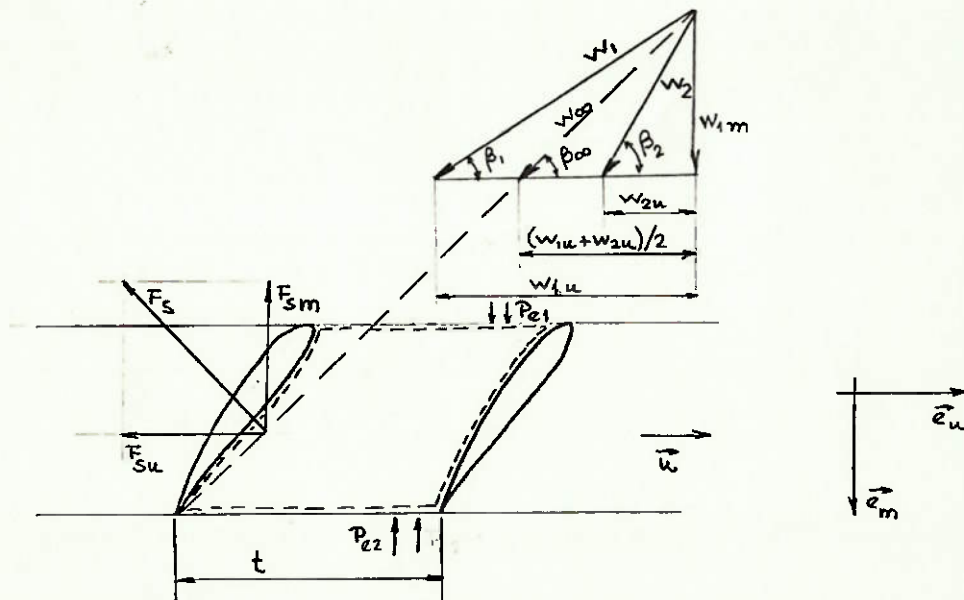


Figura 13: Grade de pá - Triângulo de velocidades

Serão desenvolvidas equações que permitem determinar a direção da força de sustentação (F_s). Para tanto, serão consideradas as hipóteses:

- fluido incompressível;
- regime permanente;
- desprezar os efeitos da viscosidade.

IV.3.1) Equação da continuidade

Utilizando-se o mesmo desenvolvimento em II.1.3 para o volume de controle indicado obtém-se:

$$w_{1m} = w_{2m} \quad (53)$$

IV.3.2) Equação da quantidade de movimento

Procedendo-se como mostrado em II.1.4 obtém-se para a componente de F_s segundo \vec{e}_u ,

$$F_{su} = \rho Q (w_{1u} - w_{2u}) \quad (54)$$

$$Q = w_{1m} t b \quad (55)$$

onde b é a envergadura da pá. Portanto

$$F_{su} = \rho t b w_{1m} (w_{1u} - w_{2u}) \quad (56)$$

A componente de F_s na direção de \vec{e}_m é obtida com a equação (3), fazendo-se a projeção na direção de \vec{e}_m obtendo-se

$$F_{sm} = (P_{e2} - P_{e1}) t b \quad (57)$$

Considerando-se a equação de Bernoulli entre as seções 1 e 2 escreve-se:

$$\frac{P_{e1}}{\rho} + \frac{w_1^2}{2} = \frac{P_{e2}}{\rho} + \frac{w_2^2}{2} \quad \text{ou} \quad (58)$$

$$P_{e2} - P_{e1} = \left(\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \right) \rho \quad (59)$$

Pela figura 13

$$w_1^2 - w_2^2 = w_{1u}^2 - w_{2u}^2 \quad (60)$$

Substituindo-se (59) e (60) em (57) tem-se

$$F_{sm} = \rho tb \frac{(w_{1u}^2 - w_{2u}^2)}{2} \quad (61)$$

IV.3.3) Resultante

Com (56) e (61) calcula-se a resultante F_s

$$\begin{aligned} F_s &= \sqrt{F_{su}^2 + F_{sm}^2} = \\ &= \rho tb \sqrt{w_{1m}^2 (w_{1u} - w_{2u})^2 + \left[\frac{(w_{1u}^2 - w_{2u}^2)}{2} \right]^2} \\ F_s &= \rho tb (w_{1u} - w_{2u}) \sqrt{w_{1m}^2 + \left[\frac{(w_{1u} + w_{2u})}{2} \right]^2} \quad (62) \end{aligned}$$

$$\text{Pela figura 13 vê-se que: } \sqrt{w_{1m}^2 + \left[\frac{(w_{1u} + w_{2u})}{2} \right]^2} = w_\infty \quad (63)$$

A direção de F_s é perpendicular à direção de w_∞ como mostrado, considerando-se as figuras 13 e 14.

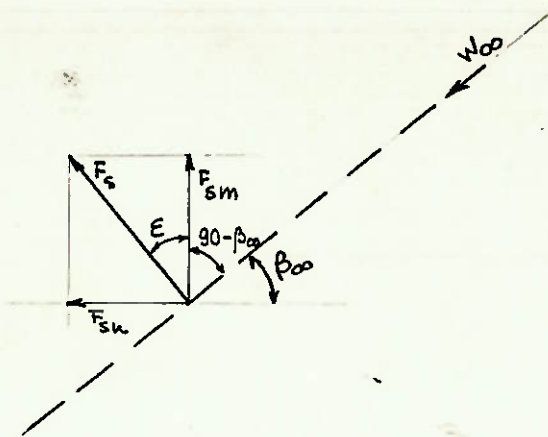


Figura 14: Direção da força de sustentação

$$\begin{aligned} \cot \beta_\infty &= \frac{(w_{1u} + w_{2u}) / 2}{w_{1m}} = \\ &= \frac{\rho \text{tb} (w_{1u} - w_{2u}) (w_{1u} + w_{2u}) / 2}{\rho \text{tb} (w_{1u} - w_{2u}) w_{1m}} \end{aligned} \quad (64)$$

Pelas equações (56) e (61) vê-se que:

$$\cot \beta_\infty = \frac{F_{sm}}{F_{su}} \quad (65)$$

Pela figura 14

$$\cot \epsilon = \frac{F_{sm}}{F_{su}} ; \quad \text{portanto} \quad \epsilon = \beta_\infty$$

O ângulo entre F_s e w_∞ é dado por

$$\epsilon + 90^\circ - \beta_\infty = 90^\circ$$

Portanto a direção de F_s é perpendicular à direção de w_∞ , onde w_∞ é dado por (63) e é mostrada na figura 13. F_s será então:

$$F_s = C_s \rho \frac{w_\infty^2}{2} \ell b \quad (66)$$

IV.4) Relação entre as forças nas pás e a elevação de pressão no rotor

Como as forças nas pás e as velocidades variam ao longo do raio, se rão considerados anéis elementares com raio r e largura dr (figura 15).

A vazão dQ correspondente ao anel dr será:

$$dQ = w_{lm} 2 \pi r dr = w_{lm} Z t dr \quad (67)$$

onde Z é o número de pás e t é o passo.

A potência das forças das pás será

$$dN = dQ \cdot \Delta P_t = w_{lm} Z t dr \Delta P_t \quad (68)$$

$$\text{onde } \Delta P_t = \Delta P / \eta_h \quad (69)$$

A potência pode ser obtida também pelo produto da força da pá (na direção da velocidade tangencial u) e a velocidade tangencial u . A força agindo na direção tangencial será (figura 15):

$$F_u = F \cos [90^\circ - (\beta_\infty + \lambda)] = F \sin(\beta_\infty + \lambda) \quad (70)$$

A força no anel elementar dr será considerada como sendo:

$$Z F_u \frac{dr}{b} \quad (71)$$

onde b é o comprimento (ou envergadura) da pá.

A potência no anel elementar será então:

$$dN = Z F_u \frac{dr}{b} u \quad (72)$$

Igualando (68) e (72) e já simplificando,

$$w_{lm} t \Delta P_t = F_u \frac{u}{b} \quad (73)$$

Na expressão (73) serão feitas as substituições seguintes:

$$a) F_u = F \operatorname{sen}(\beta_\infty + \lambda) \quad (74)$$

$$F = \frac{F_s}{\cos \lambda} = C_s \rho \frac{w_\infty^2}{2} \ell b \frac{1}{\cos \lambda}$$

$$F_u = C_s \rho \frac{w_\infty^2}{2} \ell b \frac{\operatorname{sen}(\beta_\infty + \lambda)}{\cos \lambda} \quad (75)$$

$$b) w_{lm} = c_{lm} \text{ (fig. 3)} \quad (76)$$

Substituindo-se então (75) e (76) em (73) e após manipulações resulta

$$\frac{C_s \ell}{t} = \frac{2 \Delta P_t c_{lm} \cos \lambda}{\rho w_\infty^2 u \operatorname{sen}(\beta_\infty + \lambda)} \quad (77)$$

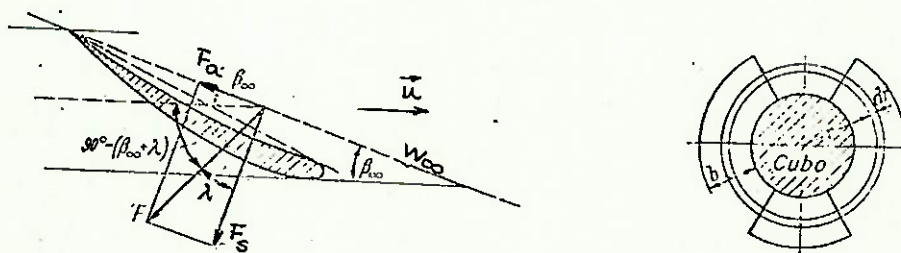


Figura 15: Forças atuando num perfil da grade

c) Rotores com baixa rotação necessitam valores maiores para a relação $C_s \ell / t$, o que significa maior quantidade de pás com maior corda (ℓ) e curvaturas maiores. Nestes casos pode ser mais conveniente elaborar o projeto com base na teoria do escoamento unidimensional (capítulo III).

d) Como ilustração a equação (80) representa o caso em que se despreza o efeito do arraste ($\lambda \approx 0$).

$$\frac{C_s \ell}{t} = \frac{2 \Delta P_t c_{lm}}{\rho w_\infty^2 u \sin \beta_\infty} \quad (80)$$

IV.5) Configuração básica

Para a determinação preliminar dos raios interno e externo do rotor (figura 1) usa-se o mesmo processo mostrado no método anterior (baseado no escoamento unidimensional).

IV.6) Considerações sobre o uso da teoria do perfil

a) Ao contrário do método anterior (baseado no escoamento unidimensional) este método considera a pá como um todo e não apenas nas extremidades (entrada e saída).

b) O uso do método baseado na teoria do perfil tem vantagens em relação ao uso do método baseado na teoria do escoamento unidimensional nos casos de grande distância entre as pás conforme visto em IV.4.

- c) O escoamento nas pás dos ventiladores é desacelerado. O uso dos perfis permite reduzir o retardamento na região de entrada das pás. Não devem ter grandes espessuras para não causar grandes retardamentos na região de saída da pá, com prováveis aparecimentos de deslocamentos.
- d) Neste método de projeto foram utilizadas as propriedades do perfil supondo-o isolado no espaço. Nas grades de pá, ao contrário das pás isoladas, há uma mudança de direção e intensidade da velocidade relativa. Wislicenus (ref.8) mostra também um estudo no qual se verificou que o coeficiente de sustentação C_s é diferente para o perfil que se situa numa grade em relação ao mesmo perfil isolado. Normalmente estas correções não são feitas em ventiladores uma vez que os perfis são utilizados nos casos de poucas pás e, portanto, grandes distâncias como visto em IV.4.



CAPÍTULO V - CONSIDERAÇÕES SOBRE OUTRAS TÉCNICAS DE ANÁLISE

Além dos métodos (unidimensional e do perfil) mostrados neste trabalho, outras técnicas de análise fornecem informações importantes ao projeto de máquinas de fluxo.

Horlock (ref. 9) apresenta análises do escoamento em cascatas com as hipóteses de fluxo potencial bidimensional. Tais análises se dividem basicamente em dois grandes grupos de métodos:

- a) métodos de "transformação conforme" no qual o escoamento conhecido em um plano é transformado no escoamento na cascata;
- b) método das singularidades, no qual cada pá é substituída por um conjunto de singularidades - fontes, sorvedouros e vórtices.

Para se analisar o efeito da viscosidade grande quantidade de estudos teóricos e experimentais tem sido realizados. Balje (ref.1) reuniu informações de várias pesquisas e elaborou diagramas (diâmetro específico em função da rotação específica) nos quais se obtém dados para a determinação da configuração básica da máquina de fluxo. As eficiências indicadas são representativas do estado da arte. Um diagrama para compressores de simples estágio está mostrado na fig. 17. Para ficar coerente com a definição de rotação específica usada neste texto os valores mostrados no eixo das abcissas devem ser divididos por 2π .

Para determinação das eficiências mostradas na fig. 17, Balje analisou as perdas no escoamento na grade por um processo semelhante ao estudo de perdas de carga em dutos. As perdas foram então calculadas através de "coeficientes de perda de carga". Isto foi feito para os dois fenômenos acoplados- desaceleração e mudança de direção que ocorrem na grade. Para a análise das perdas no fenômeno de desaceleração, Balje fez uso dos estudos de Schlichting (ref.14) sobre o comportamento da camada limite com gradiente de pressão na direção do escoamento.

As técnicas de análise citadas e investigações experimentais e teóricas têm sido utilizadas pelos fabricantes de ventiladores de vários países, como dados complementares a serem utilizados nos métodos de projeto desenvolvidos neste trabalho.

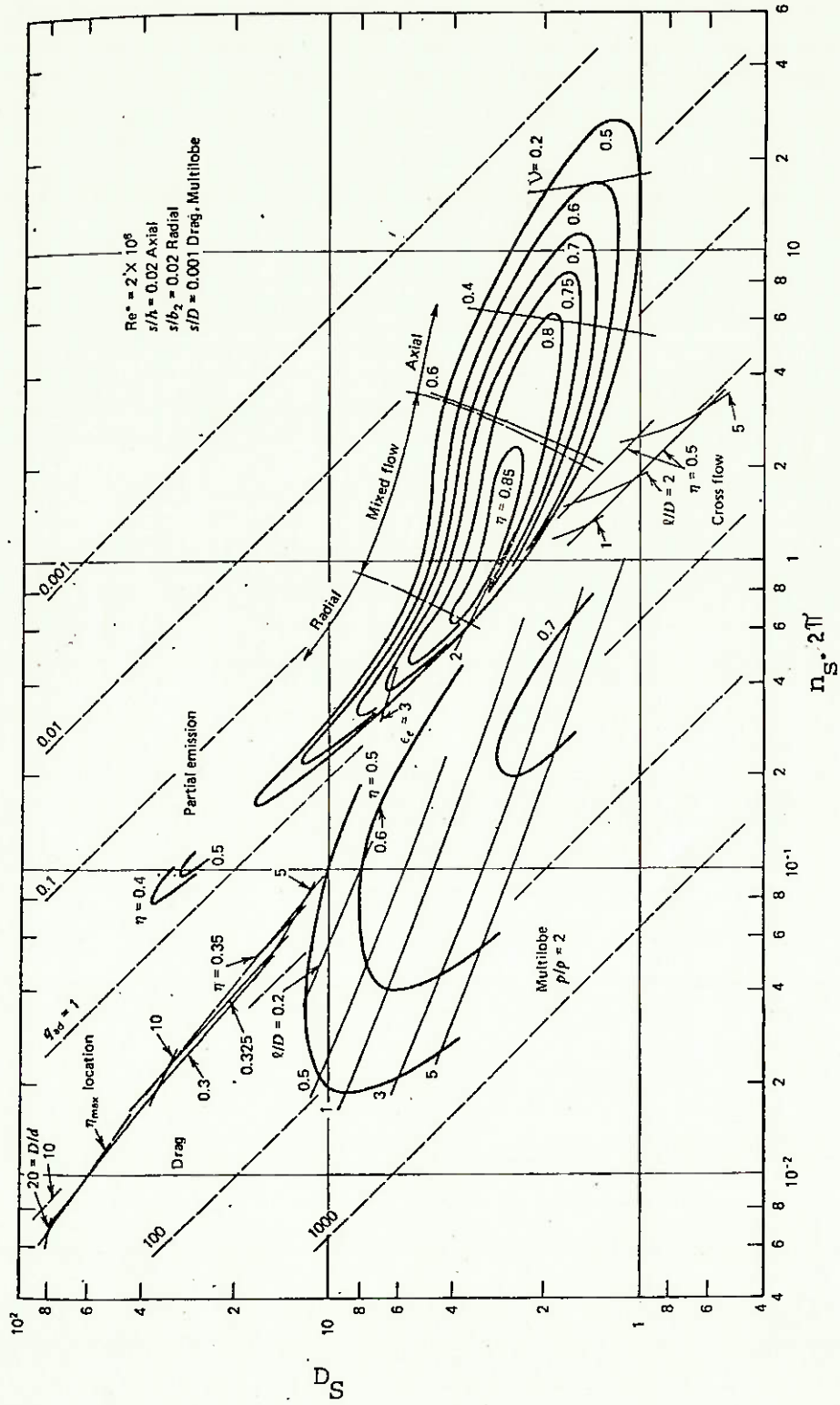


Figura 17: Diagrama $n_s D_s$

CAPÍTULO VI - EXEMPLO DE UM PROJETO ESPECÍFICO

A seguir está mostrado um exemplo de projeto baseado na teoria do escoamento unidimensional. Este método foi desenvolvido no capítulo III.

O problema básico consiste em se obter a geometria do ventilador axial para satisfazer uma determinada exigência de vazão e pressão. Em outras palavras o ventilador será projetado para um ponto específico de vazão e pressão. Não serão analisados aspectos relativos ao desempenho do ventilador em pontos de vazão e pressão distintos do ponto de projeto.

A configuração básica (diâmetros e número de pás) será obtida com o uso dos grupos adimensionais. Esta configuração básica, bem como o projeto, devem ser entendidos como preliminares. Redução das perdas e o consequente aumento de eficiência são obtidos através de ensaios e ajustes no projeto básico.

Não serão discutidos aspectos referentes ao dimensionamento mecânico dos componentes. Os resultados deste projeto foram utilizados na construção de um protótipo. Os resultados dos ensaios correspondentes estão mostrados no capítulo VII.

VI.1) Dados de Projeto

- fluido a ser movimentado: ar com densidade $1,2 \text{ kg/m}^3$;
- vazão : $2,5 \text{ m}^3/\text{s}$;
- elevação de pressão total : 490 Pa;
- as pás serão fabricadas em chapas de aço de espessura constante;
- escolha da rotação : para se usar um motor de 4 polos se adotará a rotação de 1780 RPM ($29,7 \text{ s}^{-1}$). Está se supondo que o rotor

do ventilador estará colocado no eixo do motor. Pode ocorrer que, durante o projeto, se conclua ser inadequado este valor adotado devido a limitação das propriedades mecânicas do material do rotor ou mesmo devido ao fato de não conduzir a um valor adequado de rotação específica.

VI.2) Raio externo do rotor (r_e na fig. 1)

Faz-se uso do diagrama mostrado na fig. 8.

$$\text{Rotação específica: } n_s = \frac{\dot{n}\sqrt{Q}}{\left(\frac{\Delta P}{\rho}\right)^{3/4}}$$

$$n = 29,7 \text{ s}^{-1}; Q = 2,5 \text{ m}^3/\text{s}; P = 490 \text{ Pa}; \rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$$

$$n_s = 0,52$$

Coefficiente de diâmetro (δ) pela fig. 8 $\delta = 1,6$

$$\text{Pela equação (42) } \delta = \frac{1}{2,11 \dot{n}_s \psi^{1/2}} \quad \text{obtem-se } \psi = 0,33$$

$$\text{Da equação (12) } \psi = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho u_e^2}, \quad u_e = 49,7 \text{ m/s}$$

$$\text{Como } u_e = 2\pi \dot{n} r_e, \quad r_e = 0,266 \text{ m}$$

$$\text{Adotou-se } r_e = 0,265 \text{ m}$$

O diâmetro será 0,53 m.

VI.3) Raio interno (r_i na fig. 1)

Com o uso da fig. 7 e sabendo-se que $n_s = 0,52$, adota-se :

$$\gamma = \frac{r_i}{r_e} = 0,6$$

Como $r_e = 0,265$ m , $r_i = 0,159$ m

Por questões de uso de ferramental existente para fabricação adotou-se $r_i = 0,16$ m

VI.4) Número de pás

O número de pás adequado segundo a equação (44) é:

$$z = \frac{6v}{1-v} = 9 \text{ para } v = 0,6$$

Esse número de pás poderá ser alterado caso o estudo seguinte (relação entre passo e comprimento de pás) assim exigir.

VI.5) Ângulos do escoamento

Com base em discussões anteriores pode-se escrever:

. a componente c_m é constante ao longo do raio;

$$. c_{1m} = c_{2m} ;$$

. como não existe pás diretrizes a montante do rotor, $c_1 = c_{1m}$

$$\text{onde } c_1 = \frac{Q}{\pi (r_e^2 - r_i^2)} = c_{1m} ,$$

Para $Q = 2,5$ m³/s; $r_i = 0,16$ m ; $r_e = 0,265$ m; $c_{1m} = 17,8$ m/s

. Da figura 3, $\beta_1 = \text{arc tg } \frac{c_{1m}}{u}$

onde $u = \omega \cdot r$

$$\beta_2 = \text{arc tg } \frac{c_{2m}}{u - c_{2u}}$$

. c_{2u} é obtido por:

$$c_{2u} = \frac{1}{\eta_h} \frac{\Delta P}{\rho u}$$

Adotou-se $\eta_h = 0,7$

$$\cdot w_1 = \frac{c_{1m}}{\text{sen } \beta_1} \quad (\text{fig. 3})$$

$$\cdot w_2 = \frac{c_{2m}}{\text{sen } \beta_2} \quad (\text{fig. 3})$$

Na tabela 1 estão calculados os ângulos para vários raios. Estão mostrados também os valores de w_2 / w_1 que fornecem uma idéia da desaceleração do escoamento ao longo do canal das pás.

Tabela 1 : Ângulos e velocidades do escoamento

r (m)	u (m/s)	β_1 (°)	w_1 (m/s)	c_{2u} (m/s)	β_2 (°)	w_2 (m/s)	$(\beta_2 - \beta_1)$ (°)	w_2/w_1
0,16	29,8	31	34,6	19,6	60	21,0	29	0,61
0,18	33,6	28	37,9	17,4	48	24,0	20	0,63
0,20	37,3	26	40,6	15,6	39	28,3	13	0,70
0,22	41,0	23	45,6	14,2	34	31,8	11	0,70
0,24	44,7	22	47,5	13,0	29	36,7	7	0,77
0,265	49,4	20	52,0	11,8	25	42,1	5	0,81

VI.6) Estudo da relação t/ℓ (fig. 6)

É comum adotar-se o comprimento da pá (ℓ) constante ao longo do raio. Como o passo (t) varia com o raio, a relação t/ℓ será variável.

Jorgensen (ref. 10) e Pfleiderer (ref. 7) recomendam que o estudo da relação t/ℓ seja feito para o raio médio definido em (25) .

Através de um sistema de tentativas para vários números de pás, e utilizando-se a equação (45), e as equações (22), (23) e (24) correspondentes às correções de Pfleiderer para o cálculo do ângulo da pá, conclui-se por adotar os valores descritos na tabela 2.

Tabela 2 : Valores adotados para dimensões das pás no raio médio

z	t/ℓ	$t = \frac{2 \pi r_m}{z}$	ℓ (m)	a/t	a (m)
9	0,78	0,154	0,196	0,68	0,105

VI.7) Geometria das pás ao longo do raio

A tabela 3 mostra os valores obtidos para os ângulos das pás em função das correções discutidas em III.2. São necessários os seguintes comentários:

- Os ângulos das pás (β_1') na aresta de sucção (entrada) foram admitidos iguais aos ângulos do escoamento (β_1).
- Na aresta de pressão os ângulos das pás (β_2') foram corrigidos conforme recomendações de Pfleiderer (mostradas em III.2)

$$\beta_2' = \text{arc tg} \frac{c_{2m}}{u - c_{2uf}}$$

$$\text{onde } c_{2uf} = c_{2u} (1 + p')$$

Tabela 3 : Geometria das pás ao longo do raio

r (m)	ℓ (m)	t (m)	t/ℓ	a/t desejado cf. eq. 45	β ₁ ' (o)	p'	c _{2uf} (m/s)	β ₂ ' (o)	a (m)	a/t
0,16	0,196	0,112	0,57	2,04	31	0,23	24,1	73	0,150	1,34
0,18	0,196	0,126	0,64	1,35	28	0,30	22,6	59	0,133	1,06
0,20	0,196	0,140	0,71	0,81	26	0,36	21,2	49	0,118	0,84
0,22	0,196	0,154	0,79	0,68	23	0,47	21,0	42	0,105	0,68
0,24	0,196	0,168	0,86	0,39	22	0,57	20,4	37	0,096	0,57
0,265	0,196	0,185	0,94	0,27	20	0,64	19,4	31	0,084	0,45

- Por questões de fabricação a dimensão l (fig. 6) foi mantida constante ao longo do raio.
- Estão indicados os valores de a/t (fig. 6) desejáveis conforme equação (45) e os valores reais de a/t calculados em função da dimensão l imposta como constante ao longo do raio. Nota-se que, para as regiões das pás próximas ao cubo e a periferia, existe uma diferença razoável entre a/t desejado e a/t real. Este fato deverá prejudicar a eficiência.

Na tabela 4 estão mostrados os dados usados para construção das pás do rotor.

VI.8) Sistema diretor

O objetivo básico do sistema diretor é recuperar a parcela de energia correspondente ao termo $1/2 \rho c_{2u}^2$ (fig.3) em energia de pressão. O escoamento, também neste caso, é retardado e o processo de cálculo usado foi o mesmo que o adotado para o rotor e não será aqui apresentado. A tabela 5 mostra os dados usados para a fabricação.

VI.9) Dimensões principais do ventilador

As dimensões principais estão mostradas na fig. 9. As características construtivas básicas são as seguintes:

- a) materiais da carcaça, rotor e sistema diretor: ASTM A 36;
- b) a junção das pás no cubo foi feita por meio de solda. O mesmo processo foi usado para as pás do sistema diretor;
- c) pelo fato de possuírem uma geometria complexa para fabricação, as pás do rotor foram prensadas e ajustadas com gabaritos especiais;
- d) as pás do sistema diretor foram simplesmente calandradas;
- e) o rotor está ligado ao eixo do motor por meio de chaveta.

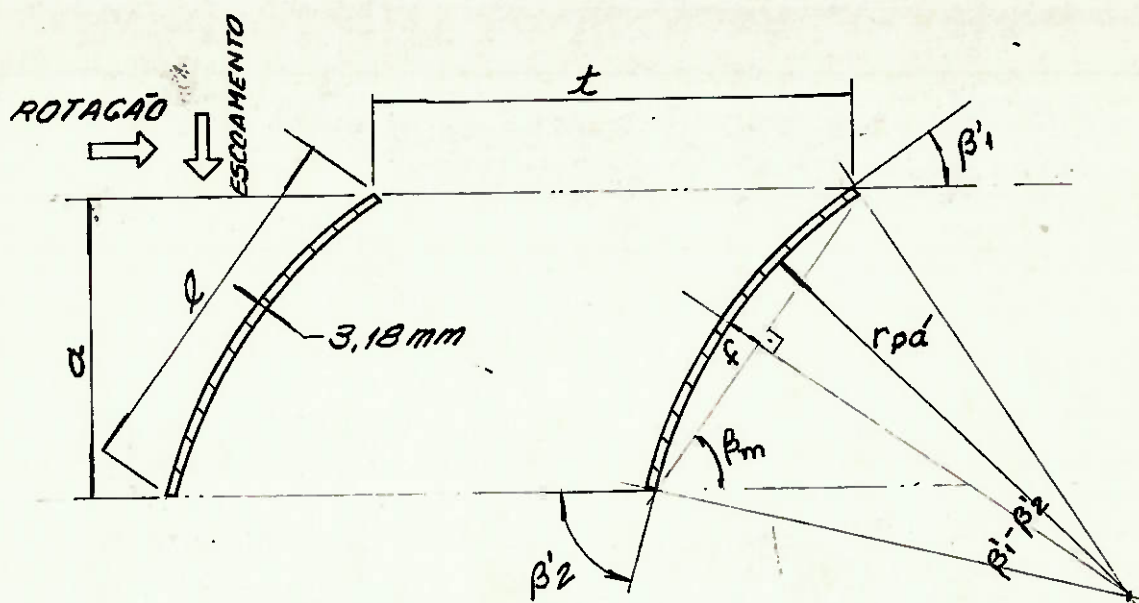


Tabela 4 : Dados para construção do rotor

r (mm)	β_1' ($^\circ$)	β_2' ($^\circ$)	β_m ($^\circ$)	l (mm)	t (mm)	$\beta_1' - \beta_2'$	r_{pa}' (mm)	a (mm)
160	31	73	52	196	112	42	267	150
180	28	59	44	196	126	31	362	133
200	26	49	38	196	140	23	488	118
220	23	42	33	196	154	19	591	105
240	22	37	30	196	168	15	749	96
265	20	31	26	196	185	11	1021	84

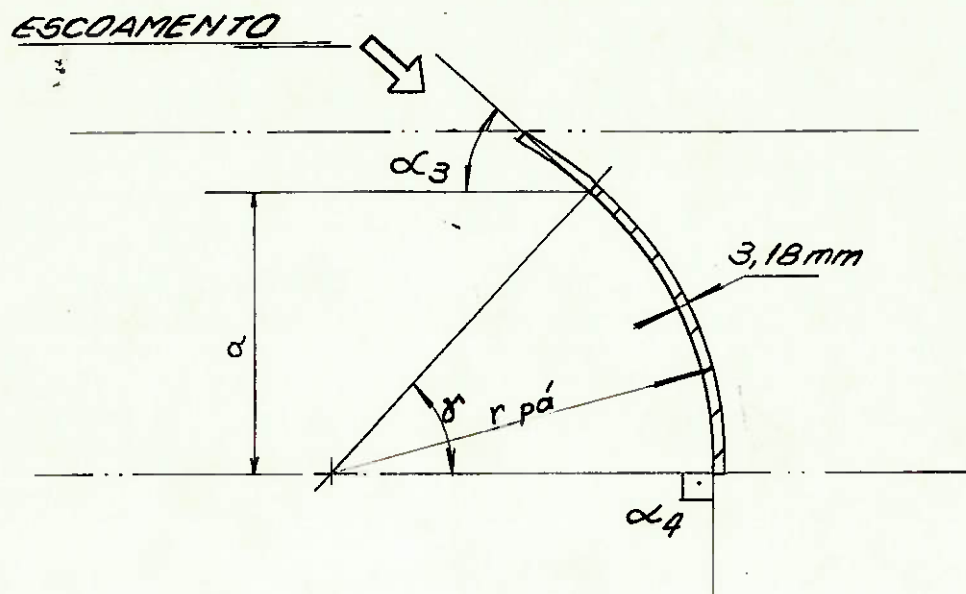


Tabela 5: Dados de construção do sistema diretor

r (mm)	α_3 ($^\circ$)	α_4 ($^\circ$)	γ ($^\circ$)	r_{pa} (mm)	a (mm)
160	42	90	48	397	295
180	46	90	44	397	276
200	49	90	41	397	260
220	51	90	39	397	250
240	54	90	36	397	233
265	56	90	34	397	222

CAPÍTULO VII - CONSTRUÇÃO E ENSAIO DE UM PROTÓTIPO

VII.1) Generalidades

Foi construído um protótipo conforme projeto desenvolvido no capítulo VI. Este projeto foi elaborado com base na teoria do escoamento unidimensional (assunto analisado no capítulo III). As dimensões principais do ventilador estão mostradas na figura 9 e os detalhes sobre as pás do rotor e as pás do sistema diretor estão mostradas nas tabelas 4 e 5 respectivamente.

Este protótipo foi submetido a um teste cujo objetivo foi o de levantamento da curva característica (pressão x vazão e eficiência x vazão) e verificação do posicionamento do ponto de projeto em relação a esta curva característica.

Adotou-se para procedimentos de teste as recomendações da norma AMCA 210-74 (ref. 2). A ABNT não possui normas sobre o assunto.

Os valores de medições estão mostrados na seção VII.4. Na seção VII.2 estão relacionadas algumas definições utilizadas no campo de ventiladores e que serão importantes para o entendimento do teste. A seção VII.3 descreve o arranjo adotado para teste.

VII.2) Definições

Nesta parte do trabalho estão apresentadas as definições frequentemente utilizadas no campo de ventiladores e adotadas por normas internacionais como a AMCA - Air Movement and Control Association (ref.2) e a DIN - Deutsches Institut für Normung (ref. 3). Tais definições serão importantes para o desenvolvimento do relatório de ensaios.

Pressão total média (P) na seção do escoamento

$$P = \frac{\rho V^2}{2} + P_e \quad (81)$$

onde ρ : densidade do fluido
 V : velocidade média na seção
 P_e : parcela de pressão correspondente à potência das forças de pressão (ref. 4).

Obs.: Despreza-se a ação da força peso, e assume-se o coeficiente de energia cinética como sendo unitário.

Pressão estática (P_e) na seção do escoamento

Definido acima como P_e .

Pressão dinâmica (P_d) na seção do escoamento

$$P_d = \frac{\rho V^2}{2} ; \rho \text{ e } V \text{ conforme definições acima.} \quad (82)$$

Densidade de referência do ventilador

É a densidade do fluido correspondente à pressão total e temperatura total na entrada do ventilador.

Vazão (em volume) do ventilador (Q_v)

É a vazão (em volume) do fluido correspondente à densidade de referência do ventilador. Refere-se, portanto, às condições de entrada do ventilador.

Pressão total do ventilador (P_v)

É a diferença entre a pressão total na seção de saída (P_2) e na seção de entrada do ventilador (P_1), ou seja,

$$P_v = P_2 - P_1 \quad (83)$$

Pressão dinâmica do ventilador (P_{dv})

É a pressão dinâmica correspondente a seção de saída do ventilador (P_{d2})

$$P_{dv} = P_{d2} \quad (84)$$

Pressão estática do ventilador (P_{ev})

É a diferença entre a pressão total do ventilador e a pressão dinâmica do ventilador.

$$P_{ev} = P_v - P_{dv}$$

De (83) e (84) tem-se:

$$P_{ev} = P_2 - P_1 - P_{d2} = P_2 - P_{d2} - P_1 = P_{e2} - P_1 \quad (85)$$

Portanto, a pressão estática do ventilador é a diferença entre a pressão estática na saída e a pressão total na entrada do ventilador.

Potência útil do ventilador (N_{uv})

É o produto da vazão em volume do ventilador e a pressão total do

ventilador.

$$N_{uv} = Q_v \cdot P_v \quad (86)$$

Potência consumida do ventilador (N_{cv})

É a potência necessária para acionar o ventilador e os elementos de acionamento que são considerados parte do ventilador.

Eficiência total do ventilador (η_v)

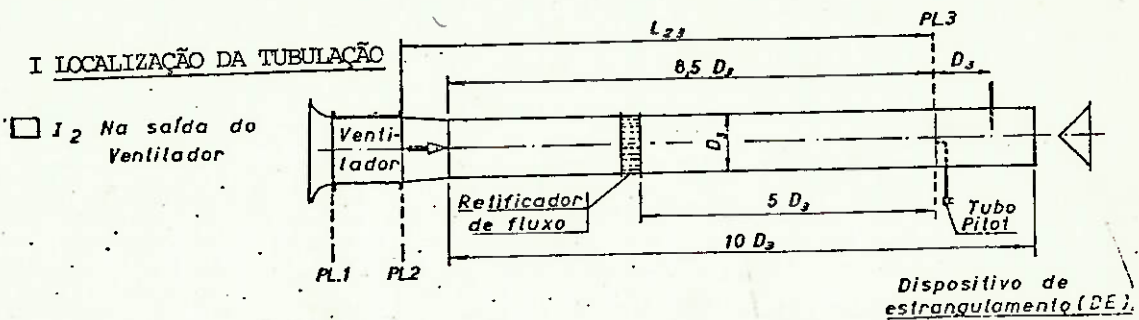
É a relação entre a potência útil do ventilador e a potência consumida.

$$\eta_v = \frac{N_{uv}}{N_{cv}} \quad (87)$$

VII.3) Arranjo de teste

A figura 18 mostra o arranjo da tubulação usada no teste. Embora o diâmetro interno do ventilador (fig. 9) fosse 532 mm foi utilizado uma tubulação na descarga cujo diâmetro interno é 500 mm. Isto foi feito pelo fato de que esta tubulação já existia a disposição.

No final da tubulação existe um dispositivo de estrangulamento (DE). Cada posição deste dispositivo corresponde a um ponto na curva característica do ventilador. Assim, para cada posição do DE foram feitas medições das várias grandezas como mostrado na seção VII.4.



II DIMENSÕES

Plano 1:	530	mm	} medidas internas.
Plano 2:	530	mm	
Plano 3: D_3	500	mm	
L_{23} (L_{13})	4750	mm	

III DADOS DE DESEMPENHO

	CONDICÃO de projeto
Ventilador proposto	axial
Vazão (m^3/s)	2,5
Pressão estática (P_a)	490
Potência consumida (kW)	
Rotação (n) (s^{-1})	29,7
Densidade do gás (kg/m^3)	1,2

IV NOTAS

Norma adotada: AMCA - 210 - 74 (Air Movement and Control Association - EUA)

Figura 18: Arranjo da tubulação de teste

VII.4) Medições

As medições abaixo relacionadas foram repetidas sete vezes, cada uma delas correspondente a uma determinada posição do dispositivo de estrangulamento e, conseqüentemente, a um ponto na curva característica.

a) Pressão estática (P_{e3r} na tabela 6)

Foram obtidos valores para os vários raios da seção correspondente ao plano 3 (fig. 18). Foram utilizados um tubo Pitot e manômetro com as seguintes características:

- . tubo Pitot (marca Fuess, com comprimento 500 mm)
- . manômetro líquido : água
precisão: 2%

b) Pressão dinâmica (P_{d3r} na tabela 6)

Obtidos valores para os mesmos pontos de medição adotados para a pressão estática. Foi utilizado um manômetro inclinado com as características:

- . marca : Fuess Nr D 7263
- . líquido : álcool com densidade relativa 0,8
- . precisão : 1%

c) Rotação

Foi utilizado um tacômetro digital (marca Digitacho) com precisão \pm 1 RPM.

d) Potência

Foi medida a potência que a rede elétrica (N_{el}) forneceu ao motor.

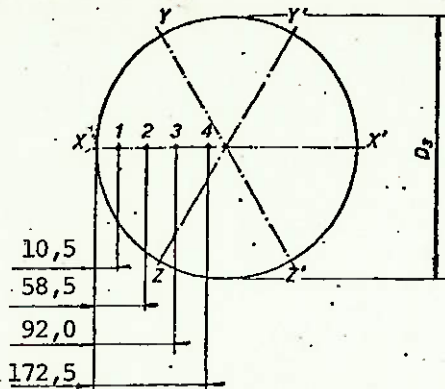
A potência consumida pelo ventilador (N_{cv}) foi obtida através da expressão $N_{cv} = \eta_{motor} N_{el}$ (88)

Admitiu-se $\eta_{motor} = 0,85$

VI.5) Resultados

- Os valores obtidos nas leituras do teste estão contidos na tabela 6.
- Na tabela 7 estão mostrados os cálculos efetuados para se obter os valores de vazão e pressão conforme definições da norma AMCA.
- A tabela 8 mostra os valores corrigidos de vazão e pressão para as condições de projeto (fig. 18). Para tanto foram utilizadas as equações (7), (8) e (9) válidas para condições de semelhança. Os valores da tabela 8 estão colocados no diagrama da figura 19.

Tabela 6: leituras do teste



PRESSÃO BAROMÉTRICA (B): 703 mmHg

		Pos. I do dispositivo DE				Pos. II do dispositivo DE				Pos. III do dispositivo DE				Pos. IV do dispositivo DE			
		1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
X	P_{e3r}	544	544	544	544	328	328	328	328	504	504	504	504	320	320	320	320
	P_{d3r}	4,8	6,4	6,4	6,4	16,0	19,2	20,8	20,8	44,8	59,2	65,6	68,6	72,0	92,8	99,2	94,4
X'	P_{e3r}	544	544	544	544	328	328	328	328	504	504	504	504	320	320	320	320
	P_{d3r}	4,8	8,0	8,0	6,4	14,4	19,2	20,8	20,8	38,4	67,2	68,8	65,6	88,0	97,6	108,8	97,6
Y	P_{e3r}	544	544	544	544	328	328	328	328	504	504	504	504	320	320	320	320
	P_{d3r}	4,8	8,0	6,4	6,4	16,0	20,8	20,8	20,8	43,2	72,0	72,0	70,4	67,2	112,0	108,8	97,6
Y'	P_{e3r}	544	544	544	544	328	328	328	328	504	504	504	504	320	320	320	320
	P_{d3r}	4,8	8,0	6,4	6,4	14,4	20,8	20,8	20,8	44,8	64,0	65,6	64,0	65,6	97,6	99,2	94,4
Z	P_{e3r}	544	544	544	544	328	328	328	328	504	504	504	504	320	320	320	320
	P_{d3r}	4,8	6,4	8,0	6,4	12,8	20,8	20,8	20,8	43,2	62,4	75,2	72,0	64,0	97,6	105,6	97,6
Z'	P_{e3r}	544	544	544	544	328	328	328	328	504	504	504	504	320	320	320	320
	P_{d3r}	4,8	4,8	6,4	6,4	9,6	20,8	20,8	20,8	36,8	65,6	64,0	64,0	64,0	92,8	91,2	92,8
n		28,4 s ⁻¹				28,8 s ⁻¹				28,2 s ⁻¹				28,1 s ⁻¹			
\dot{N}_{el}		1,9 KW				1,4 KW				1,8 KW				1,9 KW			
θ_3		25 °C				25 °C				24 °C				24 °C			
θ_a		24 °C				24 °C				24 °C				24 °C			

OBS.: Nomenclatura:

P_{e3r} : pressão estática (medida no plano 3 da tubulação) no raio r (Pa)

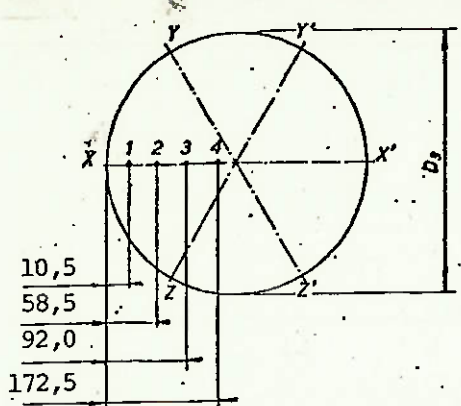
P_{d3r} : pressão dinâmica (medida no plano 3 da tubulação) no raio r (Pa)

n : rotação (s⁻¹)

θ_3 : temperatura medida no plano 3 (°C)

θ_a : temperatura medida no ambiente (°C)

Tabela 6: leituras do teste (cont.)



PRESSÃO BAROMÉTRICA (B): 703 mmHg

	Pos. V do dispositivo DE				Pos. VI do dispositivo DE				Pos. VII do dispositivo DE				Pos. VIII do dispositivo DE				
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	
X	P_{e3r}	248	248	248	248	176	176	176	176	360	360	360	360				
	P_{d3r}	82,3	105,6	113,6	112,0	99,2	131,2	139,2	124,8	56,0	78,4	84,8	83,2				
X'	P_{e3r}	248	248	248	248	176	176	176	176	360	360	360	360				
	P_{d3r}	72,0	107,2	123,2	110,4	80,0	120,0	144,0	128,0	59,2	83,2	91,2	83,2				
Y	P_{e3r}	248	248	248	248	176	176	176	176	360	360	360	360				
	P_{d3r}	100,8	124,8	121,6	112,0	100,8	144,0	140,8	124,8	57,6	92,8	94,4	89,6				
Y'	P_{e3r}	248	248	248	248	176	176	176	176	360	360	360	360				
	P_{d3r}	80,0	120,0	118,4	112,0	68,0	131,2	131,2	124,8	49,6	80,0	81,6	83,2				
Z	P_{e3r}	248	248	248	248	176	176	176	176	360	360	360	360				
	P_{d3r}	68,8	97,6	126,4	120,0	80,0	123,2	147,2	126,4	52,8	81,6	96,0	91,2				
Z'	P_{e3r}	248	248	248	248	176	176	176	176	360	360	360	360				
	P_{d3r}	72,0	115,2	115,2	112,0	64,0	123,2	124,8	124,8	59,2	78,4	75,2	78,4				
n	28,1 s ⁻¹				28,1 s ⁻¹				28,0 s ⁻¹				s ⁻¹				
N _{el}	1,8 KW				1,8 KW				1,8 KW				KW				
θ ₃	24 °C				24 °C				24 °C				°C				
θ _a	24 °C				24 °C				24 °C				°C				

OBS.: Nomenclatura:
 P_{e3r} : pressão estática (medida no plano 3 da tubulação) no raio r (Pa)
 P_{d3r} : pressão dinâmica (medida no plano 3 da tubulação) no raio r (Pa)
n : rotação (s⁻¹)
θ₃ : temperatura medida no plano 3 (°C)
θ_a : temperatura medida no ambiente (°C)

Tabela 7: Fokha de cálculo	Posição I do dispositivo DE	Posição II do dispositivo DE	Posição III do dispositivo DE	Posição IV do dispositivo DE
n (número de medições)	24	24	24	24
$P_{e3} = \sum P_{e3r} / n$ (Pa)	544	328	504	320
$P_{d3} = (\sum \sqrt{P_{d3r}} / n)^2$ (Pa)	6,22	18,78	60,5	91,0
θ_3 (°C)	25	25	24	24
B (Pa)	95610	95610	95610	95610
$\rho_3 = 1,293 \times \frac{273}{273 + \theta_3} \times \frac{B + P_{e3}}{103300}$ (kg/m³)	1,1	1,1	1,1	1,1
$Q_3 = \sqrt{P_{d3} \times 2} / \rho_3 \times A_3$ (m/s)	0,66	1,15	2,06	2,53
$\theta_i = \theta_a$ (°C)	24	24	24	24
P_{e1} (Pa)	0	0	0	0
$\rho_1 = 1,293 \times \frac{273}{273 + \theta_1} \times \frac{B + P_{e1}}{103300}$ (kg/m³)	1,1	1,1	1,1	1,1
$Q_v = Q_3 \times \rho_3 / \rho_1$ (m/s)	0,66	1,15	2,06	2,53
$N_{Re} = (Q_3 \times \rho_3 \times \mu) / A_3 \times \mu$	$3,2 \cdot 10^5$	$5,5 \cdot 10^5$	$9,9 \cdot 10^5$	$12,3 \cdot 10^5$
$f = 0,14 \times N_{Re}^{-0,17}$	0,016	0,015	0,013	0,013
Leq. colmeia / D ₃	17,5	17,5	17,5	17,5
$P_2 = P_{e3} + P_{d3} + f \left(\frac{L_{23}}{D_3} + \frac{L_{e1}}{D_3} \right) P_{d3}$ (Pa)	552,8	354,1	585,0	441,8
P_1 (Pa)	0	0	0	0
$P_{dv} = P_{d2} = P_{d3} (A_3/A_2)^2 (P_3/P_2)$ (Pa)	4,9	14,9	47,9	72,1
$P_v = P_2 - P_1$ (Pa)	552,8	354,1	585,0	441,8
$P_{ev} = P_v - P_{dv}$ (Pa)	547,9	339,2	537,1	369,7
n (s ⁻¹)	28,4	28,8	28,2	28,1
N_{el} (kW)	1,9	1,4	1,8	1,9
η_{motor}	0,85	0,85	0,85	0,85
$N_{eixo do motor}$ (kW)	1,62	1,19	1,53	1,62
$\eta_{acionamento}$	1	1	1	1
N_v	1,62	1,19	1,53	1,62

Tabela 7: Folha de cálculo	Posição <u>V</u> do dispositivo DE	Posição <u>VI</u> do dispositivo DE	Posição <u>VII</u> do dispositivo DE	Posição <u>VIII</u> do dispositivo DE
n (número de medições)	24	24	24	
$P_{e3} = \sum P_{e3r} / n$ (Pa)	248	176	360	
$P_{d3} = (\sum \sqrt{P_{d3r}} / n)^2$ (Pa)	105,2	118,3	76,9	
θ_3 (°C)	24	24	24	
B (Pa)	95610	95610	95610	
$\rho_3 = 1,293 \times \frac{273}{273 + \theta_3} \times \frac{B + P_{e3}}{103300}$ (kg/m ³)	1,1	1,1	1,1	
$q_3 = \sqrt{P_{d3} \times 2} / \rho_3 \times A_3$ (m/s)	2,69	2,85	2,30	
$\theta_1 = \theta_3$ (°C)	24	24	24	
P_{e1} (Pa)	0	0	0	
$\rho_1 = 1,293 \times \frac{273}{273 + \theta_1} \times \frac{B + P_{e1}}{103300}$ (kg/m ³)	1,1	1,1	1,1	
$q_v = q_3 \times \rho_3 / \rho_1$ (m ³ /s)	2,69	2,85	2,30	
$N_{Re} = (D_3 \times q_3 \times \rho_3) / \mu$	$4,2 \cdot 10^5$	$4,4 \cdot 10^5$	$3,6 \cdot 10^5$	
$f = 0,14 \times N_{Re}^{-0,17}$	0,016	0,015	0,016	
$L_{eq, colmeia} / D_3$	17,5	17,5	17,5	
$P_2 = P_{e3} + P_{d3} + f \left(\frac{L_{23}}{D_3} + \frac{L_{eq}}{D_3} \right) P_{d3}$ (Pa)	395,6	341,5	468,7	
P_1 (Pa)	0	0	0	
$P_{dv} = P_{d2} = P_{d3} (A_3/A_2)^2 (\rho_3/\rho_2)$ (Pa)	83,3	93,7	60,9	
$P_v = P_2 - P_1$ (Pa)	395,6	341,5	468,7	
$P_{ev} = P_v - P_{dv}$ (Pa)	312,3	247,8	407,8	
n (s ⁻¹)	28,1	28,1	28,0	
N_{el} (kW)	1,8	1,8	1,8	
η_{motor}	0,85	0,85	0,85	
$N_{eixo do motor}$ (kW)	1,53	1,53	1,53	
$\eta_{acionamento}$	1	1	1	
N_v	1,53	1,53	1,53	

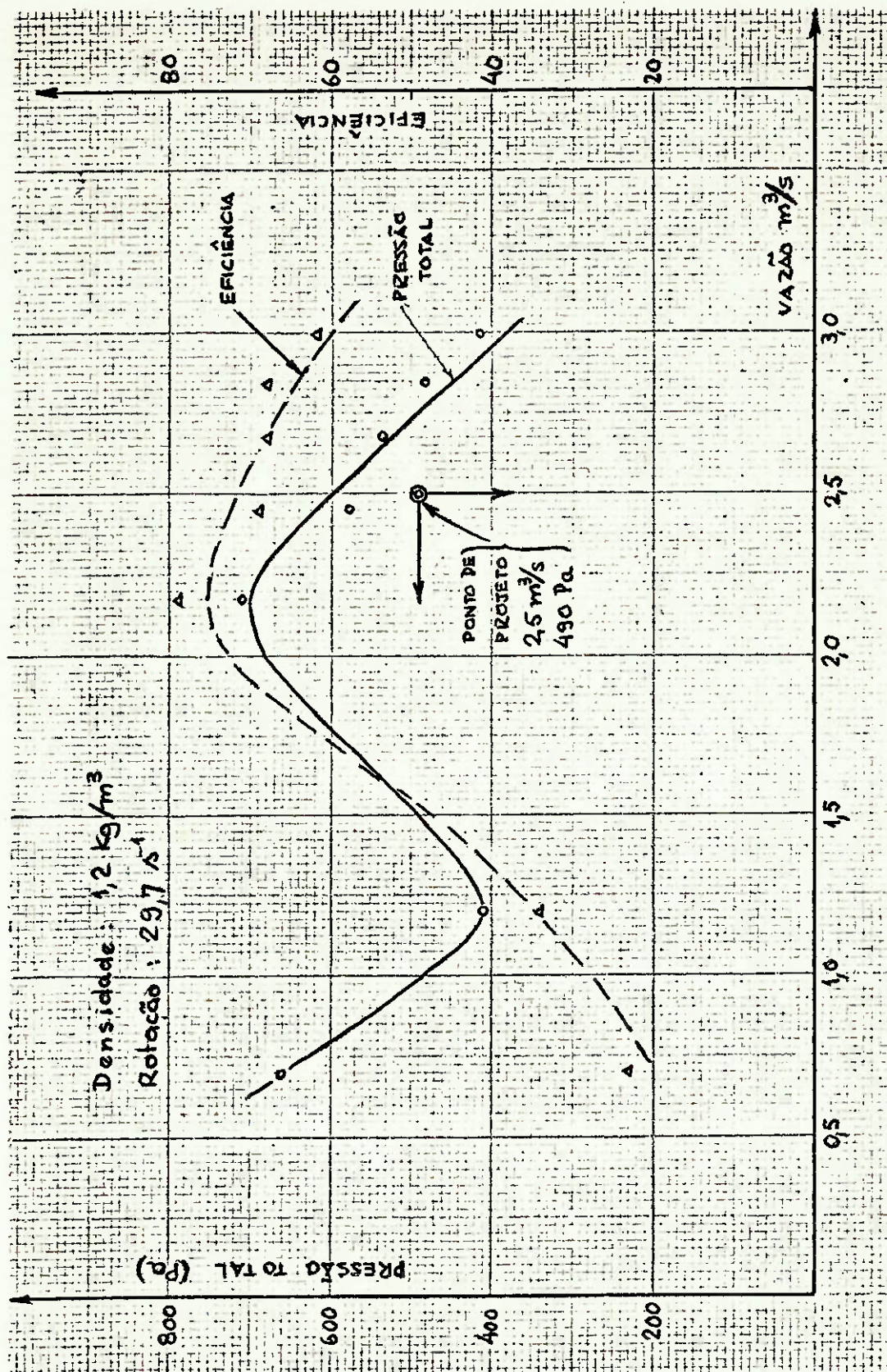
Tabela 8: Valores corrigidos para as condições de projeto

		Posição I do dispositivo DE	Posição II do dispositivo DE	Posição III do dispositivo DE	Posição IV do dispositivo DE
n	(s^{-1})	29,7	29,7	29,7	29,7
ρ_i	(kg/m^3)	1,2	1,2	1,2	1,2
q_v	(m^3/s)	0,69	1,19	2,17	2,67
P_v	(Pa)	659,5	410,7	707,9	538,4
η_v		0,23	0,34	0,79	0,68

Tabela 8: Valores corrigidos para as condições de projeto

		Posição V do dispositivo DE	Posição VI do dispositivo DE	Posição VII do dispositivo DE	Posição IV do dispositivo DE
n	(s^{-1})	29,7	29,7	29,7	
ρ_1	(kg/m^3)	1,2	1,2	1,2	
q_v	(m^3/s)	2,84	3,01	2,44	
P_v	(Pa)	481,1	414,9	574,1	
π_v		0,68	0,62	0,69	

Figura 19 : Curva característica



VII.6) Análise dos resultados do teste

É importante observar que o protótipo foi construído com base em um projeto que deve ser entendido como preliminar. São necessários ajustes para se alcançar o desempenho esperado e melhores eficiências. Sob este ponto de vista é que deve ser interpretada a análise que se segue.

O fato do ponto de projeto estar abaixo da curva característica (fig. 19) foi provavelmente causado pelo uso de valor pequeno (0,7) para a eficiência hidráulica. Assim obteve-se valores maiores que requeridos para c_{2uf} (seção VI.5) e, por consequência, maiores valores para os ângulos de saída da pá (β_2') como se vê pela equação (26). A mudança de direção do escoamento foi portanto maior que a desejada. A providência a ser tomada seria aumentar o valor da eficiência hidráulica. Deverá ocorrer uma queda de pressão e da potência consumida.

A eficiência obtida tem um valor aproximado de 0,7 para o ponto de projeto (fig. 19). Pode-se afirmar que ajustes no projeto e fabricação devem provocar um aumento na eficiência. Os fatores que tiveram influência no valor obtido para a eficiência são discutidos a seguir:

- a) Para se obter o formato desejado da pá, foram necessários ajustes em pontos localizados na superfície da mesma. Com isto ficou prejudicado o acabamento da superfície.
- b) O processo de solda provocou distorções nas pás. As correções foram efetuadas com prejuízo no acabamento da superfície.
- c) A distância entre o rotor e o sistema diretor (fig. 9) é elevada na região da periferia da pá. Isto foi provocado pelo fato de se ter adotado uma forma de construção cilíndrica para as pás diretrizes.

d) Logo após (a jusante) o sistema diretor, ocorre um aumento brusco de seção transversal. A colocação de uma peça cônica, para provocar uma diminuição gradual de seção, deve provocar uma redução das perdas correspondentes.

CAPÍTULO VIII - CONCLUSÕES

- a) Os métodos de projetos tradicionais (escoamento unidimensional e teoria do perfil) continuam sendo muito importantes para o projetista de ventilador. São de tratamento simples e conduzem a resultados seguros ao se projetar um novo equipamento deste tipo. Há que se verificar sempre a conveniência de se utilizar um ou outro método.
- b) Os grupos adimensionais continuam também sendo fundamentais para a determinação da configuração básica do ventilador. Mesmo os resultados de novas pesquisas têm sido agrupados em adimensionais. Deste modo, o tempo necessário para um projeto preliminar é reduzido.
- c) Deve ser entendido que os métodos mencionados permitem o desenvolvimento do projeto preliminar em tempo não longo. Ajustes serão sempre necessários.
- d) Os autores reconhecem a dificuldade de se prever com rigor as perdas. Assim, durante o projeto, são indispensáveis a realização de testes.
- e) A qualidade de fabricação (acabamento de superfícies, folgas entre partes rotativas e estacionárias) é fundamental para se obter elevadas eficiências.

APÊNDICEEQUAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO PARA GRADE DE PÁS (MOVIMENTO RELATIVO)A) Sistema Inercial

Considerando-se um sistema inercial a equação da quantidade de movimento para um volume de controle é dada por (ref. 4):

$$\Sigma \vec{F}_{\text{ext}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho \vec{V} dV + \int_{SC} \rho \vec{V} (\vec{V} \times \vec{n}) dS$$

onde:

$\Sigma \vec{F}_{\text{ext}}$ é a resultante das forças externas aplicadas na superfície de controle

ρ é a densidade do fluido

\vec{V} é a velocidade da partícula em relação ao sistema inercial

\vec{n} é a normal unitária no ponto considerado da superfície de controle

B) Sistema de Referência Móvel

No caso de se utilizar um sistema de referência móvel a equação da quantidade de movimento é dada por (ref. 4):

$$\Sigma \vec{F}_{\text{ext}} - \int_{VC} \rho \vec{a}_{\text{ar}} dV - \int_{VC} \rho \vec{a}_c dV = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho \vec{V}_{\text{rel}} dV + \int_{SC} \rho \vec{V}_{\text{rel}} (\vec{V}_{\text{rel}} \times \vec{n}) dS$$

a_{ar} é a aceleração de arrastamento e é dada por:

$$a_r = \ddot{O} + \dot{\vec{\omega}} \wedge \vec{r} + \vec{\omega} \wedge (\vec{\omega} \wedge \vec{r})$$

"O" é a origem do sistema móvel

P é o centro da partícula em movimento relativo

$$\vec{r} = P - O$$

$\vec{\omega}$ é o vetor de rotação do sistema móvel em relação ao sistema fixo

\vec{a}_C é a aceleração de Coriolis (ou complementar) e é dada por:

$$\vec{a}_C = 2 \vec{\omega} \wedge \vec{v}_{rel}$$

onde $\vec{\omega}$ é o vetor de rotação do sistema móvel em relação ao sistema fixo e \vec{v}_{rel} é a velocidade de P em relação ao sistema móvel.

C) Aplicação para grade de pás

A grade de pás é obtida pelo desenvolvimento de seções cilíndricas concêntricas com o eixo do rotor

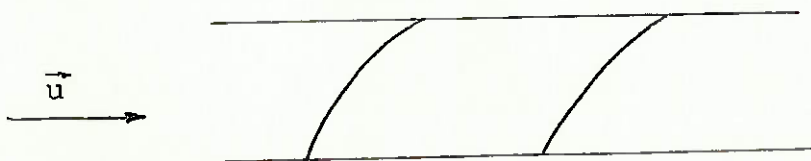
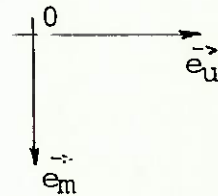


Figura 20: Grade de pás



Embora o movimento do rotor seja de rotação, o estudo das grades em movimento se faz considerando-se este movimento como sendo de translação com velocidade \vec{u} constante.

Adotando-se um sistema de referência móvel $(o, \vec{e}_u, \vec{e}_m)$ fixo à grade, desaparecem os termos correspondentes a aceleração de Coriolis e de arrastamento, uma vez que:

$$\ddot{o} = 0$$

$$\vec{w} = 0 \quad (\text{o movimento é de translação})$$

$$\dot{\vec{w}} = 0$$

A Equação da Quantidade de Movimento fica então:

$$\Sigma \vec{F}_{\text{ext}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho \vec{V}_{\text{rel}} dV + \int_{SC} \rho \vec{V}_{\text{rel}} (\vec{V}_{\text{rel}} \times \vec{n}) dS$$

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. BALJE, O.E. - Turbomachines - A Guide to Design and Theory, John Wiley and Sons, New York, 1981.
2. AMCA - STANDARD 210-74 , Air Movement and Control - Association - USA.
3. DIN - 24163, Ventilatoren; Lufttechnische Anlagen , Leistungsmessung, Normkennlinien.
4. ASSY, T.M. - Mecânica dos Fluidos, Volume II, Grêmio Politécnico, 1975
5. ECK, B. - Fans - Design and Operation of Centrifugal, Axial - Flow Fans, Pergamon Press, 1973.
6. SHEPHERD, D.G. - Principles of Turbomachinery, The Macmillan Company, New York, 1956.
7. PFLEIDERER C; HARTWIG, P. - Máquinas de Fluxo, Livros Técnicos e Científicos Editora S/A., Rio de Janeiro , 1979.
8. WISLICENUS, G.F. - Fluid Mechanics of Turbomachinery, Dover Publications, New York, 1965
9. HORLOCK, J.H. - Axial Flow Compressors, Robert E. Krieger Publishing Company, Huntington , New York , 1973.
10. JORGENSEN, R. - Fan Engineering, Buffalo Forge Company New York, 1970
11. STEPANOFF, A.J. - Turboblowers, John Wiley and Sons, New York, 1955.

12. ABBOTT, I.H. e DOENHOFF, A. - Theory of Wing Sections, Dover Publications, New York , 1959.
13. PRANDTL, L. e TIETJENS, O.G. - Applied Hydro and Aeromechanics, Dover Publications, New York , 1934.
14. SCHLICHTING, H. - Boundary Layer Theory, Mc Graw Hill, New York, 1968.