

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

INFLUÊNCIA DA GEOMETRIA DE ENTRADA E SAÍDA NAS
CURVAS CARACTERÍSTICAS DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS

Dissertação submetida à Universidade Federal
de Santa Catarina para a obtenção do grau de
Mestre em Engenharia

EDSON BAZZO

MAIO - 1979

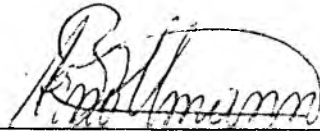
INFLUÊNCIA DA GEOMETRIA DE ENTRADA E SAÍDA NAS
CURVAS CARACTERÍSTICAS DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS

EDSON BAZZO

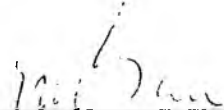
Esta dissertação foi julgada adequada para obtenção do
título de

MESTRE EM ENGENHARIA

especialidade em Engenharia Mecânica e aprovada em sua
forma final pelo programa de Pós-Graduação

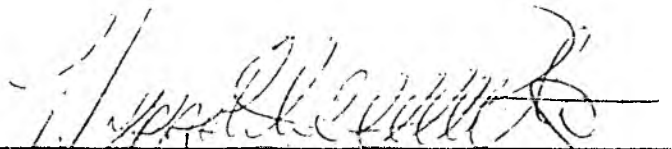


PROF ARNO BOLLMANN, M.sc - ORIENTADOR

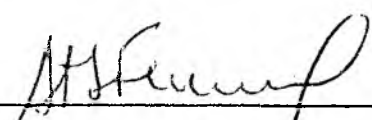


PROF ARNO BLASS, Ph.D - COORDENADOR

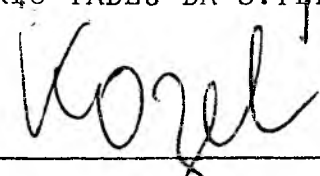
BANCA EXAMINADORA:



PROF HIPPOLITO DO V. PEREIRA Fº, Ph.D



PROF ROGÉRIO TADEU DA S. FERREIRA, Ph.D



PROF JAROSLAV KOZEL, Ph.D

A
meus pais

AGRADECIMENTOS

Ao professor Arno Bollmann pela orientação efetiva; ao professor Arno Blass, coordenador do curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica.

À Aerotécnica Indústria e Comércio Ltda. pela cessão dos ventiladores; à FINEP pelo apoio financeiro concedido através do convênio 394/CT; ao professor Jaroslav Kozel e ao pessoal do laboratório de Medidas Mecânica que, com seu apoio, tornou possível a realização da parte experimental deste trabalho.

Ao professor Rogério Ferreira pela presteza no atendimento, quando solicitado a substituir, temporariamente, o orientador; a todos os colegas, professores e amigos que tiveram participação nos trabalhos.

Ao técnico João Martins pelo eficiente auxílio na montagem da bancada de testes; ao senhor Manoel de Souza pelos serviços prestados na parte de carpintaria; ao pessoal integrante dos laboratórios de Soldagem, Conformação, Máquinas Operatrizes e outros, pela execução dos serviços solicitados.

Í N D I C E

SIMBOLOGIA	i
RESUMO	iv
ABSTRACT	v
1 - INTRODUÇÃO	1
2 - EQUIPAMENTOS E MONTAGEM DA BANCADA DE TESTES	3
2.1 - Testes normalizados-Grandezas medidas	3
2.2 - Medidas de pressão	3
2.3 - Medidas de torque	8
2.4 - Medidas de rotações	9
2.5 - Condições atmosféricas	10
2.6 - Variador de fluxo de ar (Obstrutor)	12
2.7 - Sistemas de fluxo	12
3 - PROCEDIMENTOS	14
3.1 - Sequência e processamento de dados	14
3.2 - Massa específica e viscosidade do ar	14
3.3 - Fluxo de ar	15

3.4 - Perdas de carga	16
3.5 - Potência entregue ao ventilador	18
3.6 - Rendimentos total e estático	18
3.7 - Conversão dos dados nas unidades SI	18
3.8 - Valores característicos nominais	19
4 - LEVANTAMENTO E PROCESSAMENTO DOS DADOS	22
4.1 - Estabilização nas medidas	22
4.2 - Levantamento dos dados	25
4.3 - Listagem final dos resultados	26
5 - CURVAS CARACTERÍSTICAS	31
6 - ESTUDO DOS RESULTADOS	40
6.1 - Comentários	40
6.2 - Dispersão dos resultados	43
6.3 - Análise das diferenças quantitativas	46
7 - CONCLUSÃO	51
8 - REFERÊNCIAS	52
APÊNDICES	
1 - PROJETO DOS DUTOS DE AR	55
1.1 - Forma e dimensões	55
1.2 - Módulos de saída	56
1.3 - Duto de entrada	57
1.4 - Conexões de entrada e saída	57

ABSTRACT

The influence of fan inlet and outlet connections often used in industrial installations is the objective of this work.

A versatile fan testing setup has been designed and properly installed in the laboratory and data has been collected for plotting the fan characteristic curves.

Those characteristic curves were analysed and the fan performance for different connections was estimated.

The emphasis of the work lies on the determination of the qualitative and quantitative differences in those cases where unfavorable flow conditions must be tolerated such as in industrial ventilation systems.

2 - INSTALAÇÃO GERAL DA BANCADA DE TESTES	58
3 - AFERIÇÃO DO TORQUÍMETRO	61
3.1 - Preparação dos elementos de aferição	61
3.2 - Procedimentos	62
3.3 - Avaliação da curva de aferição	63
4 - APLICAÇÃO DOS CÁLCULOS EM COMPUTADOR	66
5 - AMOSTRAGEM DAS MEDIDAS	70
6 - ANÁLISE ESTATÍSTICA	76
6.1 - Análise dos erros de medição	76
6.2 - Ajustamento das curvas pelo MRL	84

SIMBOLOGIA

a	Largura do duto de ar	m
A_d	Área transversal interna do duto de ar	m^2
b	Altura do duto de ar	m
d_a	Densidade do álcool etílico	adim
D_{eq}	Diâmetro equivalente do duto de ar	m
D_h	Diâmetro hidráulico do duto de ar	m
E_p	Erro máximo provável nas medidas de pressão	%
f	Coefficiente de fricção	adim
$g=9,807$	Aceleração da gravidade	m/s^2
H	Potência	kW
k_p	Coefficiente de compressibilidade do ar	adim
L_2	Distância do ventilador aos tubos de Pitot	m
L_e	Comprimento equivalente do regularizador	m
L_{eq}	Comprimento equivalente das conexões	m
m	Fator de correção do torquímetro	adim
N	Rotação	rps
N^*	Rotações medidas	rps
n	Número de pontos ou leituras efetuadas	adim
p_b	Pressão atmosférica	N/m^2
p_e	Pressão de vapor saturado	N/m^2
p_p	Pressão parcial de vapor d'água do ar	N/m^2
p_s	Pressão estática	N/m^2
p_s^*	Pressão estática medida	N/m^2
p_t	Pressão total	N/m^2

p_v	Pressão dinâmica	N/m^2
p_v^*	Pressão dinâmica medida	N/m^2
Q	Vazão de ar no ventilador	m^3/s
Q_d	Vazão de ar no duto	m^3/s
r	Raio de curvatura dos dutos de entrada e saída	m
$R=287,04$	Constante do gás	$J/kg^{\circ}K$
s	Desvio padrão	
t	Correção de Student	adim
t_d	Temperatura do ar no duto	$^{\circ}C$
t_{so}	Temperatura de bulbo seco	$^{\circ}C$
t_{uo}	Temperatura de bulbo úmido	$^{\circ}C$
v_d	Velocidade do ar no duto	m/s
y	Espessura de parede do regularizador	m
α	Inclinação do multimanômetro	grau
γ_a	Peso específico do álcool etílico	N/m^3
γ_{H_2O}	Peso específico da água	N/m^3
ΔH	Variação relativa da potência	kW
Δp_t	Variação relativa da pressão total	N/m^2
Δp_s	Variação relativa da pressão estática	N/m^2
ΔQ	Variação relativa da vazão	m^3/s
$\Delta \tau$	Variação relativa do torque	$N \cdot m$
η_t	Rendimento total do ventilador	%
η_s	Rendimento estático do ventilador	%
μ	Viscosidade do ar	$N \cdot s/m^2$
$\xi=0,42$	Constante característica do tacodínamo	V/rps
ρ	Massa específica do ar no ventilador	kg/m

ρ_d	Massa específica do ar no duto	kg/m^3
ρ_o	Massa específica do ar ambiente	kg/m^3
τ	Torque	$\text{N}\cdot\text{m}$
τ	Torque medido	$\text{N}\cdot\text{m}$
ϕ	Diâmetro externo dos tubos de Pitot	m

Sub-índices:

n	Valores característicos nas CNTP
i	Variáveis independentes

RESUMO

O presente trabalho é orientado ao estudo da influência exercida por algumas formas de entrada e saída de ar em ventiladores centrífugos, frequentemente usadas em instalações industriais.

Com o auxílio de uma bancada de testes, foram levantados dados para elaboração das curvas características de determinado ventilador de fabricação nacional. Dessas curvas são determinadas as diferenças de desempenho entre três formas de instalação, previamente estabelecidas, do ventilador.

Os resultados obtidos, entre outros, mostraram que, para a faixa de maior rendimento do ventilador, ocorre uma redução variável de 1 a 8% na pressão total, nas formas onde condições desfavoráveis de entrada e saída de ar são usadas nos sistemas normais de ventilação industrial.

1- INTRODUÇÃO

Os ventiladores centrífugos são máquinas de fluxo permanente destinadas à movimentação de ar ou outros gases. São construídas unidades com rotores de pás voltadas para trás, pás retas e pás voltadas para a frente. A figura 1 mostra as curvas características correspondentes, plotadas à rotações constantes e resistência ao fluxo variável⁰².

Na forma mais generalizada, a seleção dos ventiladores se faz pelo simples conhecimento da vazão e pressão total requeridas. Para sua instalação, entretanto, o engenheiro projetista deve reunir e analisar todas as informações que, direta ou indiretamente, venham influenciar o desempenho normal dos ventiladores. Os fabricantes mais tradicionais sempre se preocuparam em orientar seus clientes no sentido de obter boas instalações práticas nos sistemas de ventilação. Tais sistemas incluem as conexões de entrada e saída do ventilador. É importante frisar, entretanto, que os fabricantes, apesar de indicarem as melhores disposições, não fornecem quais as diferenças quantitativas para essas disposições⁰⁴.

O objetivo final do presente trabalho é, exatamente, auxiliar na avaliação desses sistemas, determinando os valores qualitativos e quantitativos de algumas configurações, comumente usa-

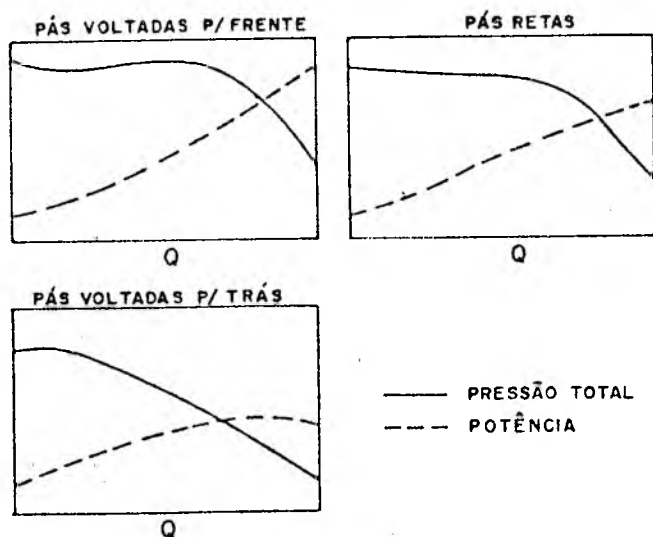


Fig 1- Curvas características de ventiladores centrífugos⁰²

das em projetos de ventilação industrial. Para isso procedeu-se, inicialmente, à montagem da bancada de testes. Todos seus componentes foram construídos dentro das recomendações práticas⁰⁷ e montados junto a um ventilador centrífugo de fabricação nacional. A realização dos experimentos procurou observar e incluir as exigências de norma americana - American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers⁰¹ - relativa à montagem da bancada de testes, precisão e calibração dos instrumentos de medidas.

Finalmente a colocação dos resultados sob a forma de curvas características deve possibilitar uma avaliação clara e segura da variação no desempenho do ventilador com as diferentes geometrias de entrada e saída estudadas.

das em projetos de ventilação industrial. Para isso procedeu-se, inicialmente, à montagem da bancada de testes. Todos seus componentes foram construídos dentro das recomendações práticas⁰⁷ e montados junto a um ventilador centrífugo de fabricação nacional. A realização dos experimentos procurou observar e incluir as exigências de norma americana - American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers⁰¹ - relativa à montagem da bancada de testes, precisão e calibração dos instrumentos de medidas.

2- EQUIPAMENTOS E MONTAGEM DA BANCADA DE TESTES

2.1- TESTES NORMALIZADOS-GRANDEZAS MEDIDAS

A definição e montagem dos elementos que compõem a bancada de testes procurou seguir orientação da AMCA-ASHRAE⁰¹. Desde o início, houve preocupação em selecionar aparelhos com precisão equivalente àquela exigida por norma. Qualquer divergência nos elementos selecionados decorre de limitações impostas pelos aparelhos disponíveis em laboratório. Isto pode ser observado nos diversos sub-ítemns que se seguem, onde estão indicadas as grandezas medidas, aparelhos e exigências de medidas correspondentes.

As grandezas medidas necessárias para determinação dos valores que irão compor as curvas características do ventilador são: rotações, torque, pressão estática, pressão total, pressão dinâmica, pressão barométrica e diversas temperaturas do ar.

O ventilador em estudo é centrífugo com pás voltadas para trás, de fabricação nacional (Gema S/A, mod. ILG.B.311.P) e com um limite máximo na sua rotação de 5300 rpm.

2.2- MEDIDAS DE PRESSÃO

A preparação do sistema de leitura das pressões total, estática e dinâmica, no duto de saída (*fig 2*), é a etapa que exige maiores cuidados nesta fase inicial de montagem da bancada de testes.

Todas as dimensões especificadas na figura 2 devem ser obedecidas de maneira a obter um fluxo de ar relativamente uniforme na secção de localização dos tubos de Pitot. A presença do uniformizador de fluxo reforça essa condição. A figura 3 mostra, em duas vistas, o regularizador de fluxo de ar.

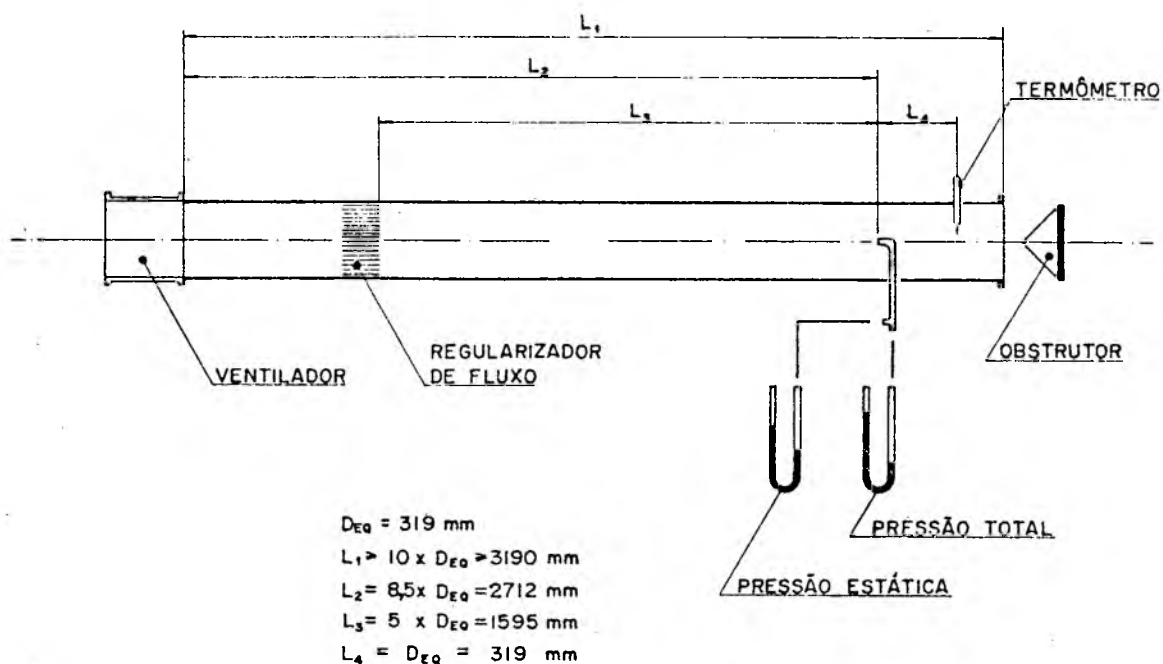


Fig 2- Esquema geral do duto de saída, cfe. norma da AMCA-ASHRAE⁰¹

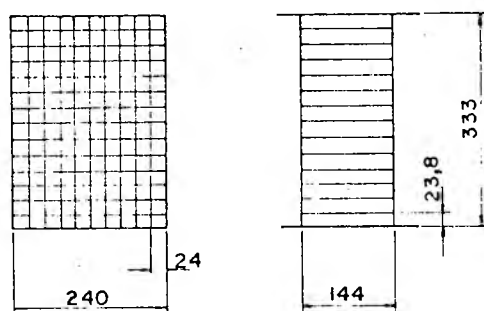


Fig 3- Regularizador do fluxo de ar - chapa $\times 20$

A norma referida⁰¹ prevê a construção de dutos com seção transversal circular ou quadrada. Procurando simplificar sua confecção, decidiu-se usar dutos com seção transversal retangular (apêndice 1) com tomadas de pressões uniformemente distribuídas por dezesseis áreas iguais. Na impossibilidade de tomar as dezesseis medidas simultaneamente, decidiu-se ainda, pela u-

utilização de um conjunto de quatro tubos de Pitot. Os tubos são fixados a um suporte (fig 5) que, movendo-se horizontalmente so-

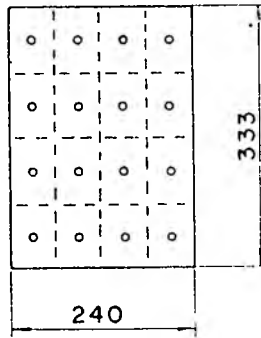


Fig 4- Posicionamento dos tubos de Pitot na secção transversal do duto de ar⁰³

bre pinos guias, cobrem todos os dezesseis pontos de medidas (fig 4).

Os sinais captados são levados, através de quatro pares de mangueiras para o multimanômetro inclinável. A figura 5 mostra a instalação geral dos tubos de Pitot e multimanômetro inclinável.

O posicionamento adequado dos tubos de Pitot é assegurado por dois fixadores que prendem o suporte aos pinos guias.

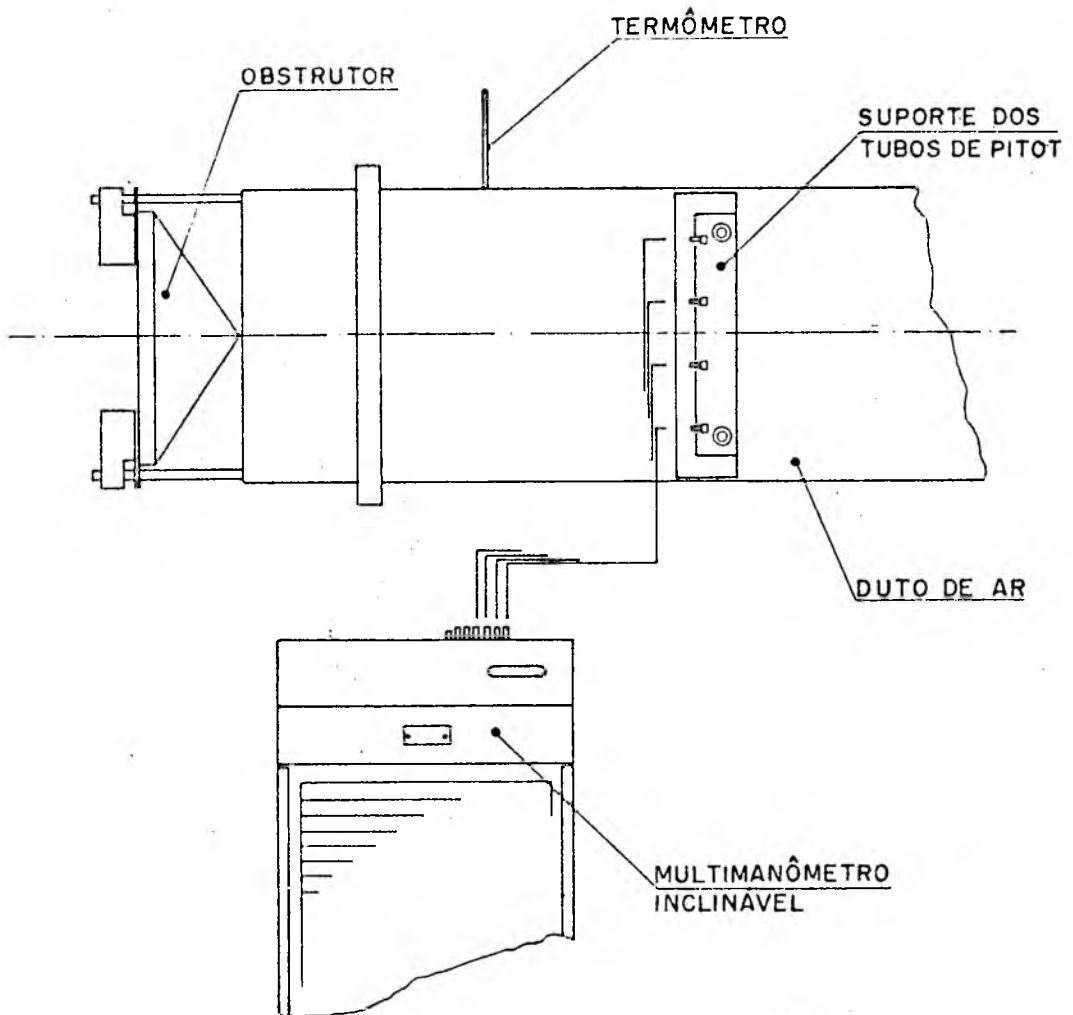


Fig 5- Instalação geral de tomada de pressão

- Tubos de Pitot

Fabricante: Wilh. Lambrecht KG - Göttingen

Tipo: 630b ($\phi_{ext} = 3 \text{ mm}$)

Recomendação: $2,54 \text{ mm} < \phi_{ext} < 1/30 D_{eq}$
 inclinação com eixo do duto $< \pm 1^\circ$

- Multimanômetro inclinável

Fabricante: T.E.M. Engineering Limited

Série: M352

Líquido manométrico: Álcool etílico

Resolução: 1 mm ($\alpha = 90^\circ$)

Recomendação: Erro máximo de 1% do máximo valor observado ou 0,16 mm álcool (adotar maior valor)

A norma indica que as correções nas leituras manométricas são desprezadas para temperaturas entre 14,5 e 25,5 °C e altitudes menores de 1500 m.

É importante salientar que a sensibilidade do multimanômetro é influenciada, diretamente, pela sua inclinação. Com base, portanto, nas escalas de pressão e de inclinação do multimanômetro, tem-se como erro máximo provável

$$E_p = \pm \left[\frac{x_1}{x_2} + \frac{\text{sen } \alpha - \text{sen } \alpha_1}{\text{sen } \alpha} \right] \cdot 100 \quad (\%) \quad (2.1)$$

onde

$x_1 = 1/2$ parte da menor divisão na escala de pressão ($x_1 = 1 \text{ mmal} \hat{=} 7,8 \text{ N/m}^2$)

$x_2 =$ valor medido na escala de pressão (N/m^2)

α = inclinação do multimanômetro (em graus)

$$\alpha_1 = \alpha \pm \alpha_2$$

α_2 = 1/2 parte da menor divisão na escala de ângulos ($\alpha_2 = 0,5^\circ$)

Outros fatores interferem no conjunto medidor de pressão. O sinal captado sofre interferências, desde o tubo de Pitot, até o multimanômetro. A forma e o alinhamento do tubo de Pitot com as linhas de corrente, o amortecimento do sinal flutuante¹⁷, a própria flutuação nas medidas e, finalmente, a variação da temperatura ambiente, são fatores que contribuem para reduzir o grau de precisão das medidas do aparelho.

- Líquido Manométrico

Com a intenção de verificar a densidade obtida por tabelas foram realizadas experiências adicionais com o líquido manométrico. A densidade do líquido manométrico - álcool etílico com anilina - foi obtida no laboratório de Química desta Universidade.

- Álcool etílico

Fabricante: Merck-Ind. Química S/A.

Considerando que o peso específico γ_a é calculado por

$$\gamma_a = \frac{\text{Peso álcool}}{\text{Volume álcool}}$$

peso e volume do álcool foram determinados, respectivamente, com o auxílio de uma balança de precisão e um balão volumétrico.

- Balança

Fabricante: Mettler Instrument AG, Switzerland

Tipo: P1210

Sensibilidade: 10 mg

- Balão volumétrico

Volume: 25 ml (20 °C)

Massa: 19,10 g

O peso do balão volumétrico cheio é 39,14 gf, correspondendo ao peso específico de 802 kgf/m³.

Finalmente,

$$d_a = 0,802$$

é a densidade relativa para o álcool etílico, acima especificado.

2.3- MEDIDAS DE TORQUE

Existe uma variada gama de medidores de torque. Neste trabalho, decidiu-se pela utilização de um torquímetro que inclui em seu mecanismo os, já bastante difundidos, extensômetros de resistência (strain gages).

Normalmente o torquímetro é instalado entre o ventilador e o motor de acionamento. Como o ventilador necessitou de um sistema de ampliação de rotações, o torquímetro foi instalado entre o eixo do ventilador e o eixo de transmissão (*fig 6*). Um esquema mais detalhado pode ser visto na figura 5 do apêndice 2.

Todo o conjunto medidor de torque é alimentado por uma fonte de corrente contínua (*9 volts*). Os extensômetros são interligados, através um cabo elétrico, ao indicador de tensão da ponte de Wheatstone.

- Torquímetro

Fabricante: Kyowa Electronic Instruments Co. Ltd., Japan

Tipo: TP-2KMA

Capacidade: 2 kgm

- Ponte amplificadora

Fabricante: Kyowa Electronic Instruments Co. Ltd., Japan

Tipo: SM-60B

Resolução: 5 gfm

Precisão: (apêndice 3)

Recomendação: precisão exigida de 2%

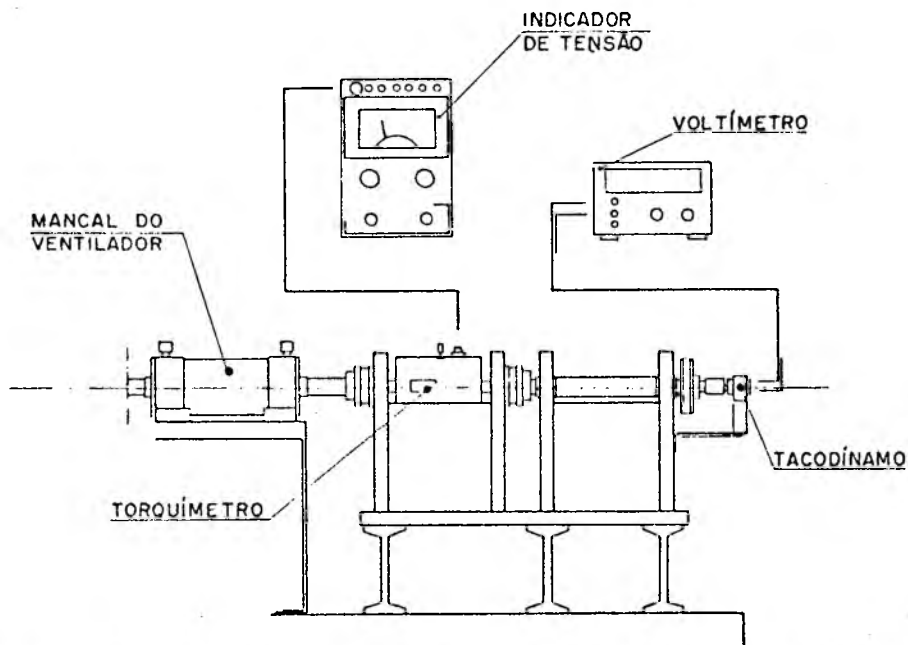


Fig 6- Instalação dos medidores de torque e rotações

2.4- MEDIDAS DE ROTAÇÕES

A escolha do medidor de rotações não se constituiu em problema, uma vez que grande número de medidores são relativamente confiáveis para altas rotações. O sistema adotado por este trabalho utiliza um tacodínamo, acoplado diretamente ao eixo, e um voltímetro digital (fig 6). Ao mesmo tempo, encontra-se instalado ou-

tro medidor de rotações, próprio do variador de velocidades, o qual possibilitou, no andamento dos testes de laboratório, eventuais conferências.

- Tacodínamo

Fabricante: Beckman, USA

Modelo: 9150

Constante característica: 7 V/1000 rpm ($\xi=0,42$ V/rps)

- Voltímetro digital

Fabricante: Systron-Donner Corporation, USA

Modelo: 7000A

Resolução: 10^{-2} V

Recomendação: precisão exigida de 0,5%

Uma aferição aproximada na leitura de rotações foi efetuada, partindo-se de valores antecipadamente conhecidos. O tacodínamo foi acoplado ao eixo de um motor trifásico de quatro polos, o qual apresenta uma rotação média de 1735 rpm. A leitura média verificada foi de 12,11 V, o que corresponde a uma rotação de 1730 rpm. O erro relativo calculado sobre 1735 rpm, portanto, é igual a 0,28%.

2.5- CONDIÇÕES ATMOSFÉRICAS

O desempenho real da instalação é dependente, tanto da massa específica do ar, quanto do projeto do ventilador ou da resistência imposta pelos dutos.

As medições das temperaturas de bulbo úmido e de bulbo seco, da pressão atmosférica e da temperatura interna do duto de ar, se processaram durante os testes normais do ventilador.

Novamente, procurando-se garantir a obtenção de resultados mais precisos, foram escolhidos os melhores aparelhos disponíveis em laboratório. Para determinação das temperaturas de bulbo úmido e seco, optou-se pelo psicrômetro giratório; para determinação da pressão atmosférica, optou-se pelo barômetro de coluna de mercúrio.

- Psicrômetro giratório

Fabricante: Wilh. Lambrecht KG - Göttingen

Modelo: 740

Resolução: 0,2 °C

Precisão: 0,2 °C

Velocidade do ar: 0 a 320 m/min

Recomendação: legibilidade de 0,30 °C; precisão de 0,55 °C; velocidade do ar no bulbo úmido de 213 a 610 m/min

- Barômetro de coluna de mercúrio

Fabricante: Wilh. Lambrecht KG - Göttingen

Modelo: 604

Resolução: 0,1 mmHg

Precisão: 0,2 mmHg

Recomendação: legibilidade de 0,25 mmHg; precisão exigida de 1,26 mmHg

- Termômetro de mercúrio

Fabricante: Apex Japan

Resolução: 0,5 °C

A figura 2 identifica o posicionamento do termômetro de mercúrio para tomada da temperatura interna do ar no duto.

2.6- VARIADOR DE FLUXO DE AR (OBSTRUTOR)

Objetivando cobrir, para as rotações pré-fixadas, toda a faixa de funcionamento do ventilador, foi convenientemente instalado um variador de fluxo ao final do duto de ar.

De formato piramidal e simétrico, com relação ao eixo axial do duto, o variador de fluxo desliza sobre pinos guias, de maneira a variar as perdas de carga e, conseqüentemente, a vazão. A instalação e posição do obstrutor estão mostradas nas figuras 2 e 5.

2.7- SISTEMAS DE FLUXO

A introdução de elementos que modificam a configuração livre (sistema 1) e, em consequência, seu desempenho, é uma imposição das instalações práticas concernentes ao meio industrial. Este trabalho se propõe a estudar apenas algumas dessas configurações (*fig 7*). As setas na figura 7 indicam a orientação do fluxo de ar.

O sistema 1 corresponde à configuração livre, como indicam as normas empregadas nos estudos de ventiladores.

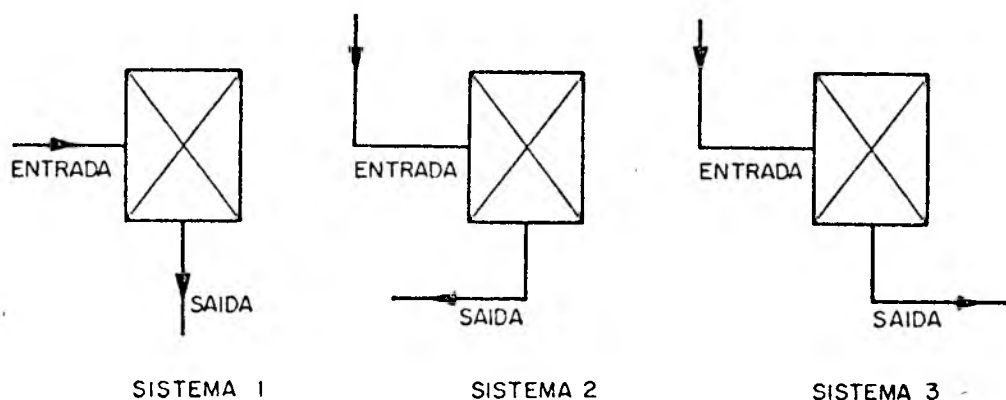


Fig 7- Sistemas de ventilação em estudo

A escolha dos sistemas 2 e 3 é consequência de análises de dados bibliográficos⁰⁶ e de sugestões do fabricante do ventilador.

3- PROCEDIMENTOS

3.1- SEQUÊNCIA E PROCESSAMENTO DE DADOS

A sequência de cálculos, apresentada a seguir, é baseada integralmente na norma anteriormente especificada⁰¹. Para efeito de simplificação, esta sequência foi codificada na linguagem Fortran e aplicada ao computador. (apêndice 4), o qual procede os cálculos nas Condições Normais de Temperatura e Pressão (CNTP). Desta maneira os valores experimentais são medidos e, em seguida, transferidos aos cartões de dados.

3.2- MASSA ESPECÍFICA E VISCOSIDADE DO AR

A massa específica do ar ambiente ρ_0 é calculada analiticamente em função da pressão atmosférica p_b , pressão parcial do vapor p_p e temperatura de bulbo seco t_{s0} por

$$\rho_0 = \frac{(p_b - 0,378 p_p)}{R \cdot (t_{s0} + 273,2)} \quad (\text{kg/m}^3) \quad (3.1)$$

onde R é a constante do gás e tomado como 287,04 J/kg⁰K.

A pressão parcial do vapor d'água;

$$p_p = p_e - p_b \cdot \left[\frac{t_{s0} - t_{u0}}{1500} \right] \quad (3.2)$$

depende da pressão de vapor saturado p_e , pressão atmosférica, temperatura de bulbo úmido t_{u0} e temperatura de bulbo seco.

A pressão de vapor saturado,

$$p_e = 3,25 \cdot t_{uo}^2 + 18,6 \cdot t_{uo} + 692 \quad (\text{N/m}^2) \quad (3.3)$$

é suficientemente exata desde que a temperatura de bulbo úmido não seja inferior a 5 °C ou superior a 32 °C.

A massa específica do ar interna ao duto ρ_d , corrigida em função da pressão estática e temperatura do ar no plano dos tubos de Pitot t_d , é calculada por

$$\rho_d = \rho_o \cdot \left[\frac{t_{so} + 273,2}{t_d + 273,2} \right] \cdot \left[\frac{p_s + p_b}{p_b} \right] \quad (3.4)$$

Finalmente, considerando-se a pressão efetiva do ar na entrada do ventilador nula e sua temperatura igual àquela medida na região próxima aos tubos de Pitot, tem-se

$$\rho = \rho_o \quad (3.5)$$

onde ρ é a massa específica do ar no ventilador.

Por outro lado, a viscosidade do ar é calculada por

$$\mu = (17,23 + 0,048 t_d) \cdot 10^{-6} \quad (\text{N.s/m}^2) \quad (3.6)$$

e pode ser usada para temperaturas na faixa de 5 a 38 °C.

3.3- FLUXO DE AR

O fluxo de ar é calculado a partir da pressão dinâmica p_v , tomada nos tubos de Pitot.

Baseando-se nas dezesseis leituras correspondentes, procede

se, inicialmente, ao cálculo da pressão média quadrática,

$$p_v = \left[\frac{\sum \sqrt{p_{vi}}}{n} \right]^2 \quad (3.7)$$

onde n representa o número de medidas efetuadas.

A velocidade do ar no duto v_d é função da massa específica e pode ser calculada por

$$v_d = \sqrt{\frac{2 p_v}{\rho_d}} \quad (3.8)$$

Considerando a área transversal A_d , chega-se ao valor da vazão do ar no duto

$$Q_d = v_d \cdot A_d \quad (3.9)$$

Finalmente, pela equação da continuidade, calcula-se a vazão do ventilador

$$Q = Q_d \frac{\rho_d}{\rho} \quad (3.10)$$

3.4- PERDAS DE CARGA

As perdas de carga são calculadas para o duto e o regularizador de fluxo, entre ventilador e plano dos tubos de Pitot.

A determinação do coeficiente de fricção,

$$f = \frac{0,14}{Re^{0,17}} \quad (3.11)$$

envolve o número de Reynolds, calculado pela equação

$$Re = \frac{D_h \cdot v_d \cdot \rho}{\mu} \quad (3.12)$$

onde o diâmetro hidráulico D_h é função das dimensões da secção transversal do duto de ar e calculado por

$$D_h = \frac{2 a \cdot b}{(a + b)} \quad (3.13)$$

O comprimento equivalente L_e do regularizador de fluxo é calculado por

$$L_e = \left[\frac{15,04}{\{1 - 26,65(y/D_h) + 184,6(y/D_h)^2\}^{1,83}} \right] \cdot D_h \quad (3.14)$$

onde y é a espessura de parede do regularizador de fluxo de ar.

Finalmente, calcula-se a pressão total na saída do ventilador por

$$p_t = p_s + p_v + f \cdot \left[\frac{L_2 + L_e}{D_h} \right] \cdot p_v \quad (3.15)$$

onde L_2 representa o comprimento do duto entre o ventilador e o plano de localização dos tubos de Pitot.

3.5- POTÊNCIA ENTREGUE AO VENTILADOR

A potência entregue ao ventilador é calculada a partir do torque τ e da rotação N , usando

$$H = \frac{2\pi \cdot \tau \cdot N}{1000} \quad (3.16)$$

3.6- RENDIMENTOS TOTAL E ESTÁTICO

O rendimento total η_t é calculado em função da pressão total por

$$\eta_t = \frac{Q \cdot p_t \cdot k_p}{10 H} \quad (\%) \quad (3.17)$$

O rendimento estático η_s é calculado em função da pressão estática por

$$\eta_s = \frac{Q \cdot p_s \cdot k_p}{10 H} \quad (\%) \quad (3.18)$$

Para pressões menores de 3000 N/m^2 , k_p é maior que 0,99 e, portanto, de influência desprezível.

3.7- CONVERSÃO DOS DADOS NAS UNIDADES SI

Todos os resultados deste trabalho são listados nas unidades do Sistema Internacional (SI).

As pressões, tomadas em mmálcool, são convertidas pelas expressões

$$p_s = d_a \cdot g \cdot p_s^* \cdot \text{sen} \alpha \quad (\text{N/m}^2) \quad (3.19)$$

$$p_v = d_a \cdot g \cdot p_v^* \cdot \text{sen} \alpha \quad (\text{N/m}^2) \quad (3.20)$$

onde p_s^* e p_v^* são as leituras efetuadas nos testes de laboratório.

O torque, tomado em gf·m, é convertido pela expressão

$$\tau = m \cdot 10^{-3} \cdot g \cdot \tau^* \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (3.21)$$

onde τ^* é a leitura efetuada e m é o fator de correção encontrado na aferição do torquímetro (*apêndice 3*).

A rotação, tomada em Volts, é convertida pela expressão

$$N = \xi \cdot N^* \quad (\text{rps}) \quad (3.22)$$

onde N^* é a leitura efetuada e ξ a constante característica do tacodínamo ($\xi = 0,42 \text{ V/rps}$).

A pressão atmosférica, tomada em mmHg, também é convertida para N/m^2 , enquanto que as temperaturas, tomadas em $^{\circ}\text{C}$, já se encontram nas unidades SI.

3.8- VALORES CARACTERÍSTICOS NOMINAIS

A presença de um variador contínuo de velocidades na banca da de testes pode significar, no decorrer de seu funcionamento pequenas flutuações na sua rotação de saída. Da mesma maneira a

a massa específica do ar não é uma constante em todas as séries de medidas.

É fato conhecido que as curvas características do ventilador são influenciadas pelas condições climáticas ambientais, ou pelas variações nas rotações impostas ao ventilador, na ocasião dos testes. A figura 8 mostra a influência exercida pelas variações das rotações e massa específica do ar⁰².

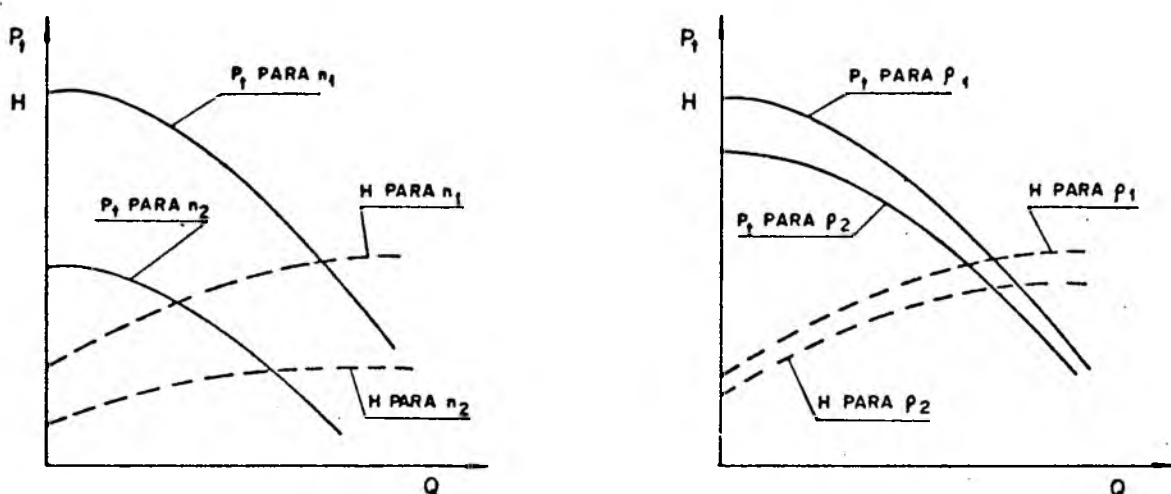


Fig 8- Influência da rotação e massa específica do ar nas curvas características do ventilador⁰²

Os resultados obtidos dos testes podem ser normalizados desde que sejam respeitados os limites de 10% para a massa específica do ar e 5% para a rotação. As seguintes equações são recomendadas:

$$Q_n = Q \cdot \left[\frac{N_n}{N} \right] \quad (3.23)$$

$$P_{tn} = P_t \cdot \left[\frac{N_n}{N} \right]^2 \cdot \left[\frac{\rho_n}{\rho} \right] \quad (3.24)$$

$$p_{vn} = p_v \cdot \left[\frac{N_n}{N} \right]^2 \cdot \left[\frac{\rho_n}{\rho} \right] \quad (3.25)$$

$$p_{sn} = p_{tn} - p_{vn} \quad (3.26)$$

$$H_n = H \cdot \left[\frac{N_n}{N} \right]^2 \cdot \left[\frac{\rho_n}{\rho} \right] \quad (3.27)$$

$$\eta_{tn} = \eta_t \quad (3.28)$$

$$\eta_{sn} = \eta_{tn} \cdot \left[\frac{p_{sn}}{p_{tn}} \right] \quad (3.29)$$

4- LEVANTAMENTO E PROCESSAMENTO DOS DADOS

4.1- ESTABILIZAÇÃO NAS MEDIDAS

Antes de dar início aos testes em definitivo, foram realizadas experiências de avaliação do comportamento, em especial ao das flutuações, nas medidas de rotações, torque e pressão. Para a verificação do seu comportamento, foram realizadas duas experiências: na primeira (*tab 1*), as leituras foram efetuadas já a partir dos primeiros instantes de funcionamento da bancada de testes; na segunda experiência (*tab 2*), as leituras foram efetuadas também a partir dos primeiros instantes de funcionamento, mas já com os elementos da bancada de testes devidamente aquecidos.

TEMPO (min)	ROTAÇÃO (Volts)	TORQUE (gf.m)	PRESSÃO (mmal)	
			TOTAL	DINAM
0	20,69	530	264	27,5
1	20,72	510	266	28,2
2	20,79	500	268	28,2
3	20,83	500	269	28,2
4	20,90	485	270	28,2
5	20,92	480	271	28,5
6	20,94	485	272	28,7
7	20,98	485	272	28,6
8	20,98	490	272	28,6
10	21,03	500	274	29,1
12	21,08	500	274	28,9
15	21,16	500	277	29,6
18	21,22	500	277	28,9
21	21,29	505	279	29,4
24	21,31	505	278	29,1
27	21,35	505	281	29,4
30	21,36	510	282	29,9
35	21,39	510	283	30,0
40	21,42	510	283	29,4
45	21,43	505	285	30,6
50	21,43	510	284	29,7
55	21,44	510	284	30,0
60	21,43	510	285	30,1

Tabela 1- Avaliação do tempo de aquecimento dos elementos que compõem a bancada de testes (rotação= 50 rps)

Na tabela 1 estão listadas as medidas que deverão avaliar o tempo necessário a ser dado para aquecimento dos elementos que compõem a bancada de testes.

Na tabela 2, da mesma maneira, estão listadas as medidas que deverão avaliar o tempo de estabilização dos instrumentos de medidas. Neste caso a bancada de testes tem os seus elementos, previamente equilibrados, na sua temperatura de funcionamento.

TEMPO (min)	ROTAÇÃO (Volts)	TORQUE (gf.m)	PRESSÃO (mmal)	
			TOTAL	DINAM
0	20,80	495	268	28,7
1	20,82	480	269	28,9
2	20,84	475	268	28,2
3	20,85	475	269	28,5
4	20,84	475	269	28,2
5	20,85	480	269	28,4
6	20,86	475	269	28,6
7	20,85	480	269	28,5
8	20,86	480	269	28,5
10	20,86	485	269	28,6
12	20,86	485	269	28,6
15	20,87	490	269	28,5
18	20,87	490	269	28,5
21	20,86	490	269	28,6

Tabela 2- Avaliação do tempo de estabilização dos aparelhos de medidas (rotação ajustada de ensaio = 50 rps)

nômetro inclinado no ângulo de 20° . As medidas de rotação foram tomadas em Volts e as medidas de torque em gf.m.

Em ambas as experiências, a rotação ajustada de ensaio foi de 50 rps.

A representação gráfica das medidas listadas na tabela 1 é apresentada na figura 9. As unidades de leitura foram mantidas para todas as grandezas. É necessário registrar, ainda, que as medidas de pressão foram tomadas em milímetros de álcool (mmal) e com o multima

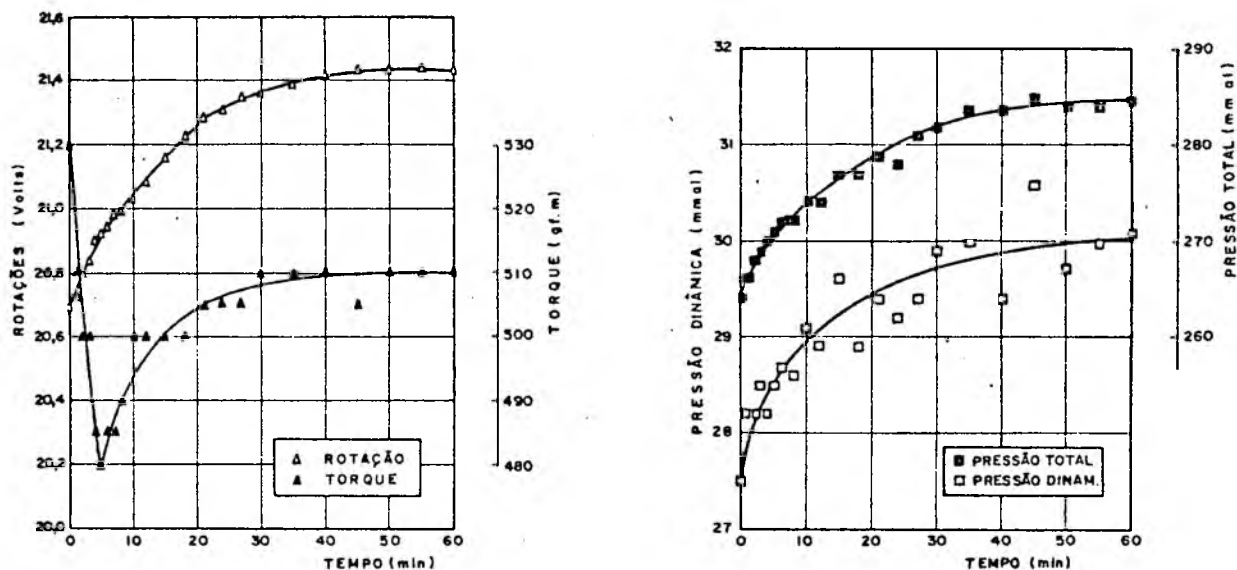


Fig 9- Curvas de estabilização dos elementos da bancada de testes (aquecimento): rotação, torque, pressão total e pressão dinâmica - Rotação ajustada de ensaio = 50 rps

A representação gráfica das medidas listadas na tabela 2 é mostrada na figura 10. Da figura 10 verifica-se que já aos cinco minutos de funcionamento, os erros prováveis que ocorrem são da ordem de 0,1% para a rotação, 2% para o torque, 1% para a pressão dinâmica e, praticamente, 0% para a pressão total.

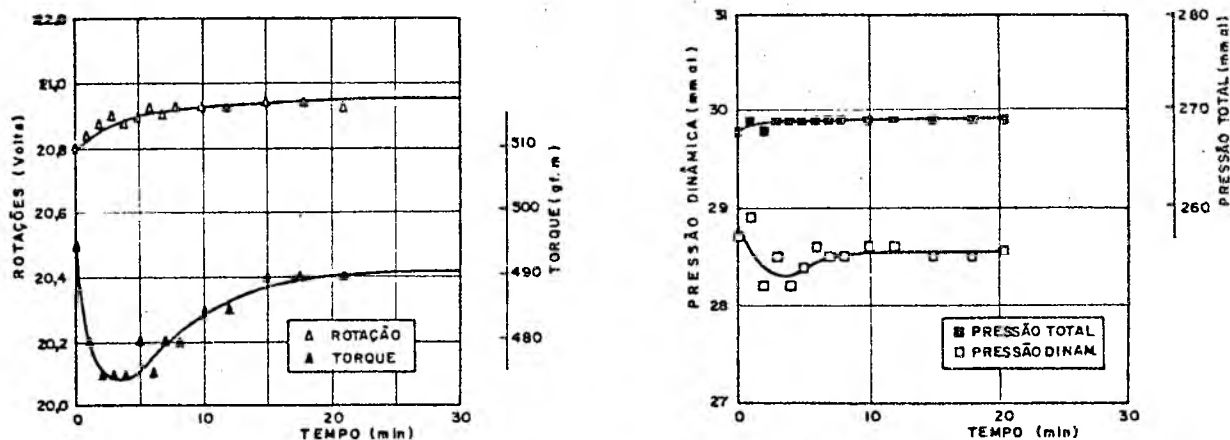


Fig 10- Curvas de estabilização dos instrumentos de medidas de rotação, torque, pressão total e pressão dinâmica Rotação ajustada de ensaio - 50 rps

Atenção especial foi dispensada, ainda, às medidas de torque. Completados alguns testes, constatou-se demasiada dispersão nas leituras efetuadas, o que exigiu um estudo mais detalhado no comportamento do conjunto medidor de torque. Foram realizados experimentos com o sistema de acionamento acoplado e, intermitentemente, desacoplado do ventilador. Portanto dois grupos de medidas foram reunidos e plotados em um gráfico para visualização e interpretação dos resultados. Desta maneira, observou-se que, independentemente da carga imposta ao ventilador, ocorrem flutuações em ambos os grupos de medidas e que, a diferença entre tais grupos permanece praticamente constante em determinados intervalos de tempo requeridos para a realização de, pelo menos, uma série de medidas. Conclui-se, enfim, a necessidade de se medir o torque em vazio (ventilador desacoplado) antes e depois de cada série de medidas, durante os ensaios normais no ventilador.

4.2- LEVANTAMENTO DOS DADOS

Os ensaios de ventiladores, quando completos, devem abranger toda a faixa de vazão e rotações.

O motor selecionado para a bancada de testes, o maior disponível no laboratório, não atingiu o limite máximo de funcionamento do ventilador. Valores próximos a este limite, entretanto, não são estritamente necessários, pois o objetivo básico deste trabalho é, fundamentalmente, determinar as influências caracterizadas pelas conexões de entrada e saída do ventilador. Assim, dentro das necessidades e possibilidades da bancada de testes, foram pré-fixadas as seguintes rotações de ensaio: 2400, 2700, 3000, 3600 e 3900 rpm.

A etapa seguinte foi definir, para cada rotação de ensaio, o número e as posições mais adequadas do obstrutor, desde a vazão nula (obstrutor fechado), até a vazão máxima (obstrutor aberto).

Para os primeiros testes efetuados considerou-se um número de cinco posições do obstrutor. Constatada sua insuficiência nas zonas de maior curvatura, nas curvas características, elevou-se, mais tarde, esse número para sete posições do obstrutor.

Ao dar início às medidas, para as diversas combinações de rotação e vazão (séries), os testes de laboratório respeitaram as observações feitas no ítem 4.1.

No apêndice 5 estão listadas algumas medidas efetuadas durante os ensaios. Excetuando-se as pressões estática e dinâmica, cada valor numérico representa uma média aritmética de, pelo menos, quatro leituras.

As medidas de pressão são tomadas em mmálcool (mmal) e são funções da inclinação do multimanômetro. As medidas de torque e rotação são tomadas, respectivamente, em gf·m e Volts. Finalmente, a pressão atmosférica e as temperaturas são tomadas, respectivamente, em mmHg e em °C.

4.3- LISTAGEM FINAL DOS RESULTADOS

Processados em computador (IBM-360/40, c/256 K bytes na memória principal) do Centro Tecnológico, os resultados são expressos nas unidades SI e nas CNTP. Para qualquer condição de rotação ou fluxo de ar, foram repetidos diferentes testes. Esta repetibilidade de culminou na apresentação, a seguir, de diferentes blocos de resultados. A primeira coluna de cada bloco refere-se à condição imposta ao ventilador: o primeiro dígito representa a rotação e o segundo, a posição do obstrutor.

4.3.1- SISTEMA DE MONTAGEM 1

- PRIMEIRO BLOCO DE RESULTADOS

SÉRIE	ROT (rps)	POT (kW)	PRESSÃO (N/m ²)			VELOC (m/s)	VAZÃO (m ³ /s)	REDTO (%)	
			TOTAL	EST	DINAM			TOTAL	EST
1.1	40	0,40	886,5	886,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1.2	40	0,65	904,7	901,1	3,6	2,44	0,19	26,9	26,8
1.4	40	0,80	796,7	775,6	21,1	5,94	0,47	46,8	45,5
1.6	40	0,93	476,3	422,0	54,2	9,51	0,75	38,5	34,1
1.7	40	0,91	250,3	171,4	79,0	11,46	0,91	25,0	17,1
2.1	45	0,65	1120,1	1120,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2.2	45	0,85	1142,5	1138,4	4,1	2,62	0,21	27,9	27,8
2.4	45	1,14	1002,5	975,2	27,3	6,76	0,54	47,0	45,7
2.6	45	1,33	611,7	542,7	69,1	10,74	0,85	39,0	34,6
2.7	45	1,34	326,9	224,7	102,3	13,05	1,03	25,2	17,3
3.1	50	0,89	1377,8	1377,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
3.2	50	1,28	1418,0	1412,8	5,2	2,94	0,23	25,9	25,8
3.4	50	1,56	1250,1	1217,6	32,6	7,39	0,59	46,9	45,7
3.6	50	1,83	766,4	679,9	86,5	12,02	0,95	39,9	35,4
3.7	50	1,79	423,0	289,4	133,6	14,90	1,18	27,9	19,1
4.1	60	1,61	1963,1	1963,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4.2	60	2,46	2024,9	2017,6	7,2	3,49	0,28	22,7	22,6
4.4	60	2,68	1766,4	1717,0	49,4	9,11	0,72	47,6	46,3
4.6	60	3,06	1154,1	1024,8	129,2	14,71	1,16	44,0	39,1
4.7	60	2,98	637,2	437,1	200,1	18,24	1,44	30,9	21,2
5.1	65	1,63	2267,5	2267,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5.2	65	2,63	2356,2	2347,5	8,7	3,83	0,30	27,2	27,1
5.4	65	3,53	2159,5	2103,0	56,5	9,76	0,77	47,3	46,0
5.6	65	3,93	1382,7	1228,9	153,8	16,05	1,27	44,7	39,7
5.7	65	3,69	745,5	508,8	236,7	19,83	1,57	31,7	21,7

- SEGUNDO BLOCO DE RESULTADOS

SÉRIE	ROT (rps)	POT (kW)	PRESSÃO (N/m ²)			VELOC (m/s)	VAZÃO (m ³ /s)	REDTO (%)	
			TOTAL	EST	DINAM			TOTAL	EST
1.1	40	0,45	883,9	883,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1.2	40	0,57	945,1	941,7	3,4	2,37	0,19	31,3	31,2
1.3	40	0,73	942,7	931,6	11,1	4,32	0,34	44,4	43,9
1.4	40	0,84	844,9	822,1	22,8	6,18	0,49	49,1	47,8
1.5	40	0,79	676,8	641,4	35,5	7,70	0,61	52,2	49,5
1.6	40	0,83	478,2	424,2	54,0	9,49	0,75	43,1	38,2
1.7	40	0,83	251,3	173,4	77,9	11,39	0,90	27,4	18,9
2.1	45	0,52	1118,5	1118,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2.2	45	0,76	1152,3	1147,3	5,1	2,91	0,23	35,0	34,9
2.3	45	0,96	1140,0	1127,3	12,7	4,62	0,37	43,6	43,1
2.4	45	1,05	1006,9	979,2	27,7	6,79	0,54	51,6	50,2
2.5	45	1,15	845,9	801,6	44,4	8,61	0,68	50,3	47,6
2.6	45	1,18	610,9	541,5	69,5	10,77	0,85	44,0	39,0
2.7	45	1,17	327,4	224,3	103,1	13,10	1,04	28,9	19,8
3.1	50	0,86	1459,3	1459,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
3.2	50	1,14	1481,9	1476,5	5,4	3,01	0,24	31,0	30,9
3.3	50	1,29	1408,6	1392,6	16,0	5,18	0,41	44,9	44,4
3.4	50	1,47	1304,3	1268,4	36,0	7,77	0,62	54,7	53,1
3.5	50	1,47	1051,7	995,0	56,7	9,74	0,77	55,0	52,1
3.6	50	1,61	767,0	679,0	88,0	12,12	0,96	45,9	40,6
3.7	50	1,62	419,3	287,2	132,1	14,83	1,17	30,5	20,9
4.1	60	1,24	2079,2	2079,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4.2	60	1,91	2116,5	2108,6	7,9	3,65	0,29	32,0	31,9
4.3	60	2,14	2044,5	2020,9	23,6	6,30	0,50	47,6	47,1
4.4	60	2,35	1778,7	1731,8	47,0	8,88	0,70	53,3	51,9
4.5	60	2,61	1532,6	1451,5	81,0	11,66	0,92	54,2	51,3
4.6	60	2,84	1184,9	1052,4	132,5	14,88	1,18	49,1	43,6
4.7	60	2,89	652,3	448,2	204,1	18,43	1,46	32,9	22,6
5.1	65	1,50	2278,2	2278,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5.2	65	2,11	2355,5	2345,9	9,6	4,02	0,32	35,5	35,4
5.3	65	2,72	2363,5	2337,5	26,0	6,62	0,52	45,6	45,1
5.4	65	2,94	2094,5	2040,1	54,4	9,56	0,76	53,9	52,5
5.5	65	3,26	1827,8	1732,2	95,6	12,67	1,00	56,2	53,3
5.6	65	3,62	1424,2	1259,5	164,6	16,60	1,31	51,7	45,7
5.7	65	3,44	736,3	506,3	230,0	19,54	1,55	33,1	22,8

- TERCEIRO BLOCO DE RESULTADOS

SÉRIE	ROT (rps)	POT (kW)	PRESSÃO (N/m ²)			VELOC (m/s)	VAZÃO (m ³ /s)	REDTO (%)	
			TOTAL	EST	DINAM			TOTAL	EST
1.1	40	0,42	915,0	915,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1.2	40	0,57	908,5	904,2	4,3	2,68	0,21	33,7	35,5
1.3	40	0,73	918,4	908,0	10,4	4,17	0,33	41,8	41,3
1.4	40	0,77	800,0	778,7	21,3	5,98	0,47	48,9	47,6
1.6	40	0,82	487,0	433,0	54,0	9,49	0,75	44,5	39,6
1.7	40	0,81	248,0	170,0	77,9	11,39	0,90	27,5	18,9
2.2	45	0,85	1206,9	1201,9	5,0	2,89	0,23	32,5	32,4
3.1	50	0,81	1365,4	1365,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
3.2	50	1,18	1484,5	1479,2	5,3	2,99	0,24	29,6	29,5
3.4	50	1,39	1297,6	1261,1	35,6	7,73	0,61	57,1	55,5
3.6	50	1,58	774,0	686,0	88,0	12,12	0,96	47,0	41,7
3.7	50	1,59	421,0	289,0	132,1	14,83	1,17	31,0	21,3
4.1	60	1,15	1950,8	1950,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4.2	60	1,90	2031,3	2023,9	7,3	3,49	0,28	29,6	29,5
4.4	60	2,36	1840,0	1793,0	47,0	8,88	0,70	54,5	53,1

- QUARTO BLOCO DE RESULTADOS

SÉRIE	ROT (rps)	POT (kW)	PRESSÃO (N/m ²)			VELOC (m/s)	VAZÃO (m ³ /s)	REDTO (%)	
			TOTAL	EST	DINAM			TOTAL	EST
3.3	50	1,40	1455,3	1439,4	15,8	5,16	0,41	42,4	41,9
3.4	50	1,54	1311,8	1278,5	33,3	7,48	0,59	50,5	49,2
3.5	50	1,58	1092,4	1033,6	58,8	9,92	0,79	54,3	51,4
4.3	60	2,27	2076,1	2053,6	22,5	6,15	0,49	44,5	44,1
4.4	60	2,41	1851,8	1801,0	50,8	9,24	0,73	56,2	54,7
4.5	60	2,71	1594,5	1512,8	81,8	11,71	0,93	54,5	51,7

4.3.2- SISTEMA DE MONTAGEM 2

- PRIMEIRO BLOCO DE RESULTADOS

SÉRIE	ROT (rps)	POT (kW)	PRESSÃO (N/m ²)			VELOC (m/s)	VAZÃO (m ³ /s)	REDTO (%)	
			TOTAL	EST	DINAM			TOTAL	EST
3.1	50	0,80	1450,6	1450,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
3.2	50	1,09	1476,2	1470,2	5,9	3,15	0,25	33,9	33,8
3.3	50	1,30	1450,7	1434,4	16,3	5,25	0,41	46,1	45,6
3.4	50	1,44	1299,0	1264,6	34,5	7,59	0,60	54,3	52,9
3.5	50	1,53	1072,4	1015,9	56,5	9,71	0,77	53,9	51,1
3.6	50	1,57	769,8	682,4	87,3	12,06	0,96	46,9	41,6
3.7	50	1,60	399,7	274,9	124,8	14,39	1,14	28,5	19,6
4.1	60	1,28	2044,1	2044,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4.2	60	1,78	2087,0	2079,3	7,7	3,60	0,28	33,3	33,2
4.3	60	2,16	2066,4	2043,8	22,6	6,16	0,49	46,7	46,2
4.4	60	2,40	1865,1	1815,3	49,8	9,14	0,72	56,2	54,7
4.5	60	2,52	1553,0	1472,9	80,1	11,58	0,92	56,5	53,6
4.6	60	2,66	1132,3	1006,2	126,1	14,50	1,15	48,9	43,5
4.7	60	2,69	609,3	417,4	191,9	17,85	1,41	31,9	21,9

- SEGUNDO BLOCO DE RESULTADOS

SÉRIE	ROT (rps)	POT (kW)	PRESSÃO (N/m ²)			VELOC (m/s)	VAZÃO (m ³ /s)	REDTO (%)	
			TOTAL	EST	DINAM			TOTAL	EST
3.2	50	1,13	1448,4	1443,0	5,4	3,01	0,24	30,4	30,3
3.3	50	1,24	1427,6	1411,8	15,8	5,14	0,41	46,7	46,2
3.4	50	1,45	1275,6	1241,6	34,1	7,55	0,60	52,5	51,1
3.5	50	1,51	1057,6	1001,8	55,8	9,66	0,76	53,6	50,8
4.2	60	1,85	2063,0	2054,7	8,3	3,72	0,29	32,8	32,6
4.3	60	2,23	2039,0	2016,0	23,0	6,21	0,49	45,0	44,5
4.4	60	2,45	1822,3	1773,1	49,2	9,08	0,72	53,6	52,1
4.5	60	2,60	1523,0	1443,7	79,3	11,52	0,91	53,4	50,6

- TERCEIRO BLOCO DE RESULTADOS

SÉRIE	ROT (rps)	POT (kW)	PRESSÃO (N/m ²)			VELOC (m/s)	VAZÃO (m ³ /s)	REDTO (%)	
			TOTAL	EST	DINAM			TOTAL	EST
3.3	50	1,33	1415,9	1400,0	15,9	5,16	0,41	43,4	42,9
3.4	50	1,41	1272,6	1238,1	34,5	7,60	0,60	54,5	52,9
3.5	50	1,59	1048,7	993,3	55,4	9,62	0,76	50,4	47,7
4.3	60	2,12	2030,6	2008,4	22,1	6,10	0,48	46,3	45,8
4.4	60	2,40	1817,3	1768,1	49,2	9,08	0,72	54,5	53,1
4.5	60	2,59	1519,9	1440,7	79,2	11,51	0,91	53,5	50,8

4.3.3- SISTEMA DE MONTAGEM 3

- PRIMEIRO BLOCO DE RESULTADOS

SÉRIE	ROT (rps)	POT (kW)	PRESSÃO (N/m ²)			VELOC (m/s)	VAZÃO (m ³ /s)	REDTO (%)	
			TOTAL	EST	DINAM			TOTAL	EST
3.1	50	0,77	1443,4	1443,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
3.2	50	1,08	1471,6	1466,1	5,5	3,03	0,24	32,8	32,7
3.3	50	1,30	1438,4	1423,3	15,1	5,04	0,40	44,2	43,7
3.4	50	1,41	1284,3	1250,9	33,4	7,48	0,59	53,9	52,5
3.5	50	1,55	1056,8	1002,4	54,4	9,54	0,76	51,6	49,0
3.6	50	1,58	756,6	671,7	84,9	11,91	0,94	45,1	40,1
3.7	50	1,54	394,5	274,1	120,4	14,15	1,12	28,6	19,9
4.1	60	1,32	2030,8	2030,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4.2	60	1,74	2072,9	2065,4	7,5	3,56	0,28	33,6	33,5
4.3	60	2,13	2049,1	2027,4	21,7	6,03	0,48	46,1	45,6
4.4	60	2,38	1829,3	1781,5	47,8	8,96	0,71	54,6	53,2
4.5	60	2,53	1514,3	1436,4	78,0	11,43	0,91	54,1	51,3
4.6	60	2,64	1117,0	993,2	123,8	14,38	1,14	48,1	42,8
4.7	60	2,78	615,5	425,6	189,9	17,77	1,41	31,2	21,6

- SEGUNDO BLOCO DE RESULTADOS

SÉRIE	ROT (rps)	POT (kW)	PRESSÃO (N/m ²)			VELOC (m/s)	VAZÃO (m ³ /s)	REDTO (%)	
			TOTAL	EST	DINAM			TOTAL	EST
3.2	50	1,18	1471,8	1466,5	5,3	2,98	0,24	29,4	29,3
3.3	50	1,27	1430,4	1415,6	14,8	4,98	0,39	44,4	43,9
3.4	50	1,57	1280,0	1245,3	34,7	7,63	0,60	49,3	47,9
3.5	50	1,57	1049,4	994,5	54,9	9,59	0,76	50,9	48,2
4.2	60	1,81	2094,1	2086,5	8,0	3,66	0,29	33,5	33,4
4.3	60	2,16	2049,1	2026,0	23,1	6,23	0,49	46,8	46,3
4.4	60	2,45	1829,4	1780,5	48,9	9,06	0,72	53,7	52,3
4.5	60	2,65	1531,0	1451,8	79,2	11,52	0,91	52,7	50,0

5- CURVAS CARACTERÍSTICAS

A apresentação dos resultados na forma de curvas características, como afirmado anteriormente, é fundamental na avaliação das influências qualitativas e quantitativas, concernentes às variações na geometria de entrada e saída do ventilador, e também é objetivo do presente trabalho.

As curvas características, para as diversas rotações especificadas, são mostradas, a seguir, e nelas foram incluídos todos os pontos obtidos nos ensaios de laboratório, possibilitando, assim, uma visualização bastante clara na flutuação dos valores medidos. Apenas os pontos correspondentes à potência e ao rendimento total do primeiro bloco de medidas não foram plotados, por apresentarem pequena margem de erro, devido a problemas no mecanismo interno do torquímetro. Já a partir do segundo bloco, o torquímetro foi substituído por outro, devidamente, aferido. Todas as curvas apresentadas são ajustadas manualmente. Tal procedimento mostrou ser objetivo e prático, principalmente por atender ao aspecto qualitativo das curvas. Entretanto outros métodos foram aplicados. Para efeito de informação, o apêndice 7 apresenta o método da regressão linear, onde é aplicado sobre as curvas de potência e pressão total, correspondentes ao sistema 1 e à rotação de 60 rps.

Visando facilitar a interpretação dos resultados, são adotados sinais diferentes para blocos de medidas diferentes. Abaixo se encontram listados os sinais adotados nos gráficos:

PRESSÃO TOTAL (N/m ²)	POTÊNCIA (kW)	RENDIMENTO TOTAL (%)	BLOCO DE MEDIDAS
□	△	○	primeiro
■	▲	●	segundo
▣	▴	⊙	terceiro
▢	▵	⊘	quarto

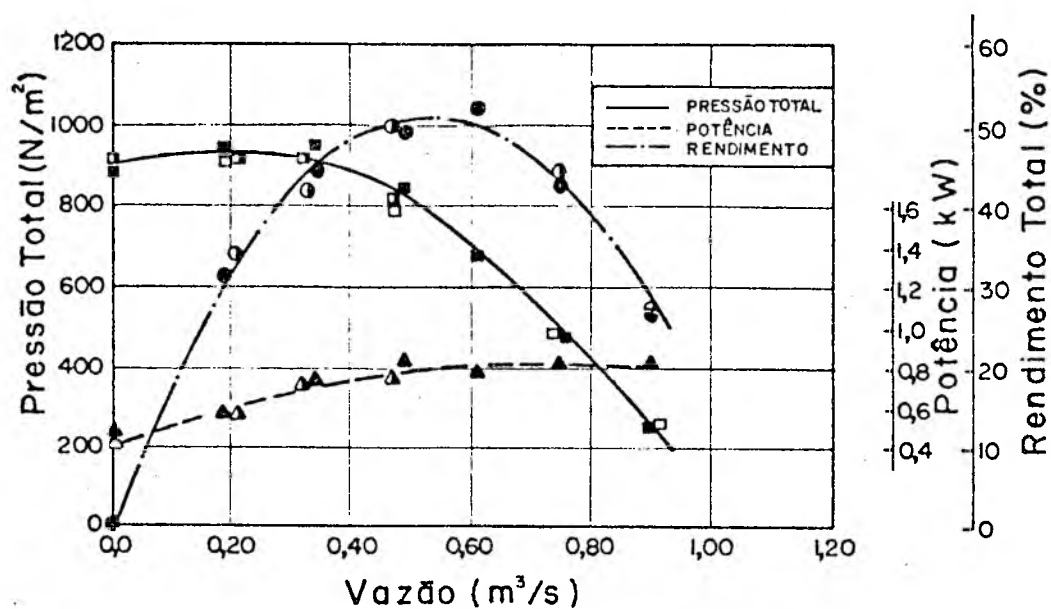


Fig 11- Curvas características de Potência Pressão e Rendimento total - Sistema 1 Rotação de ensaio do ventilador = 40 rps

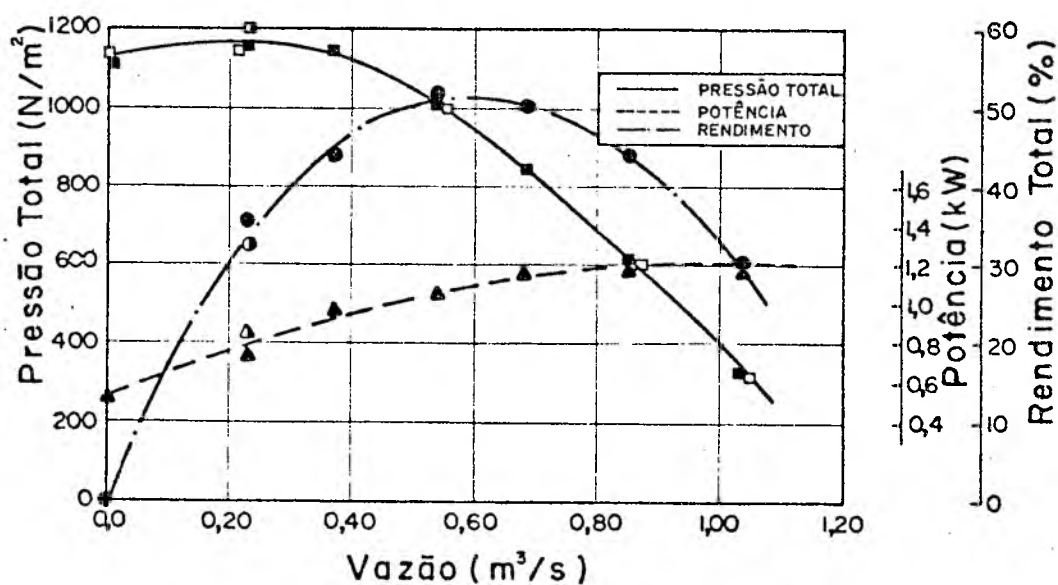


Fig 12- Curvas características de Potência Pressão e Rendimento total - Sistema 1 Rotação de ensaio do ventilador = 45 rps

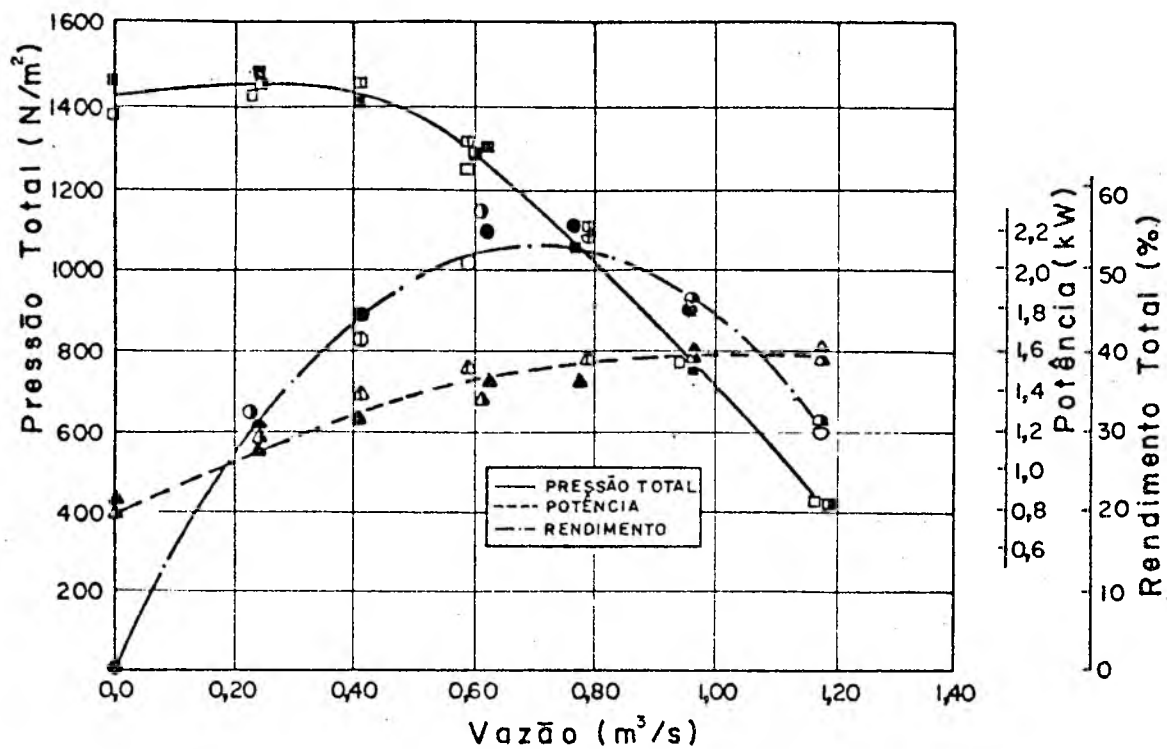


Fig 13- Curvas características de Potência Pressão e Rendimento total - Sistema 1
Rotação de ensaio do ventilador = 50 rps

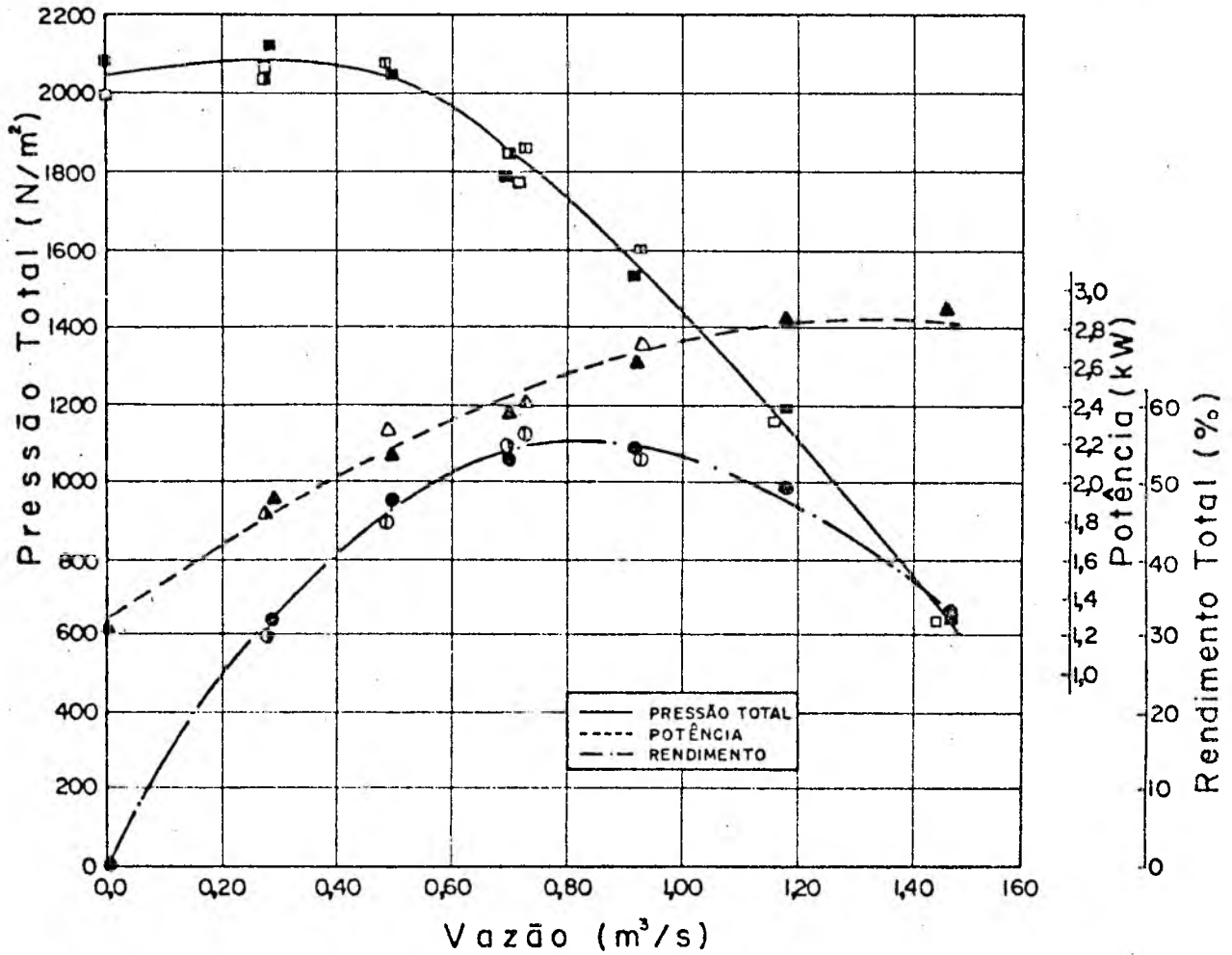


Fig 14- Curvas características de Potência
Pressão e Rendimento total - Sistema 1
Rotação de ensaio do ventilador = 60 rps

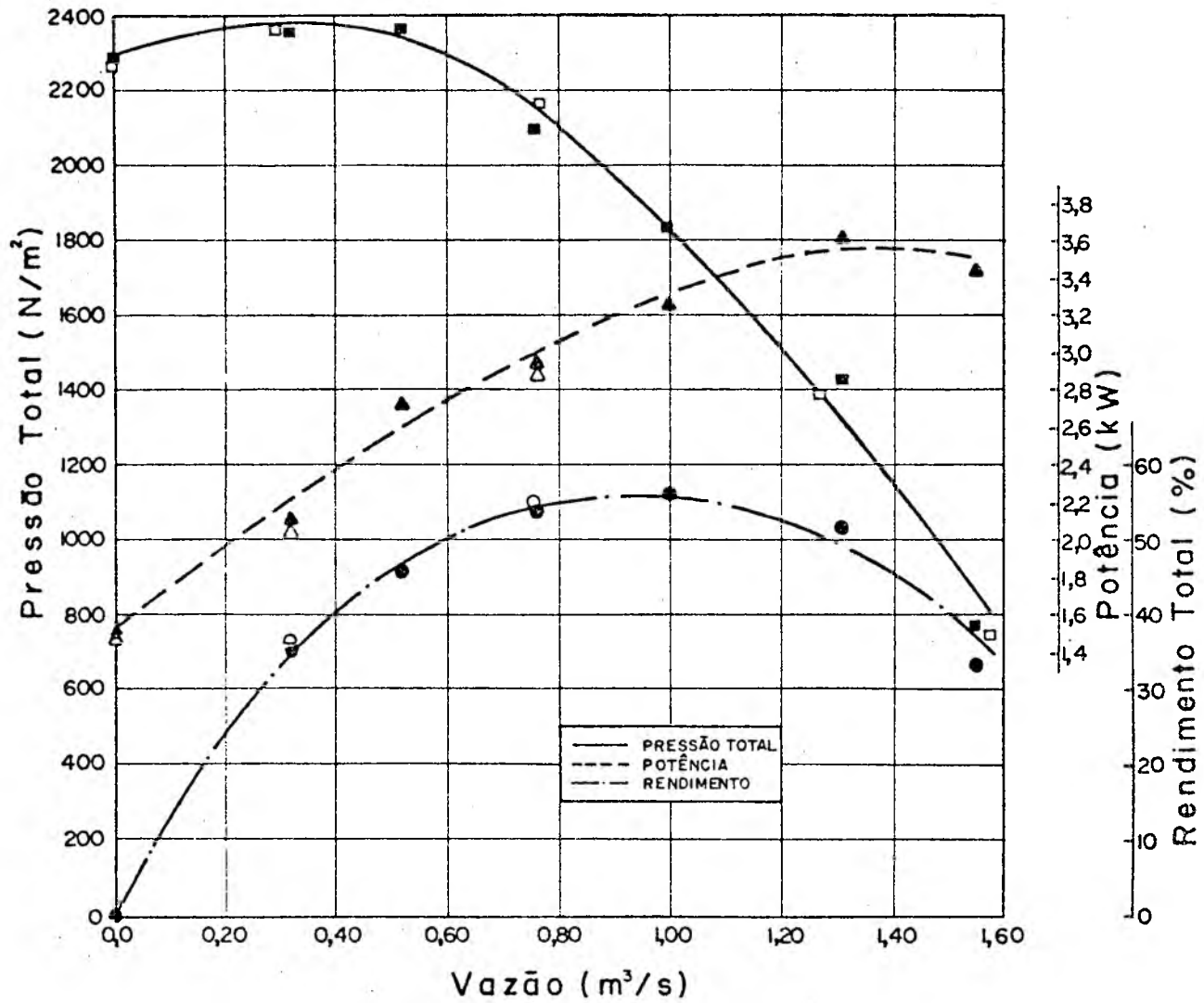


Fig 15- Curvas características de Potência Pressão e Rendimento total - Sistema 1
Rotação de ensaio do ventilador = 65 rps

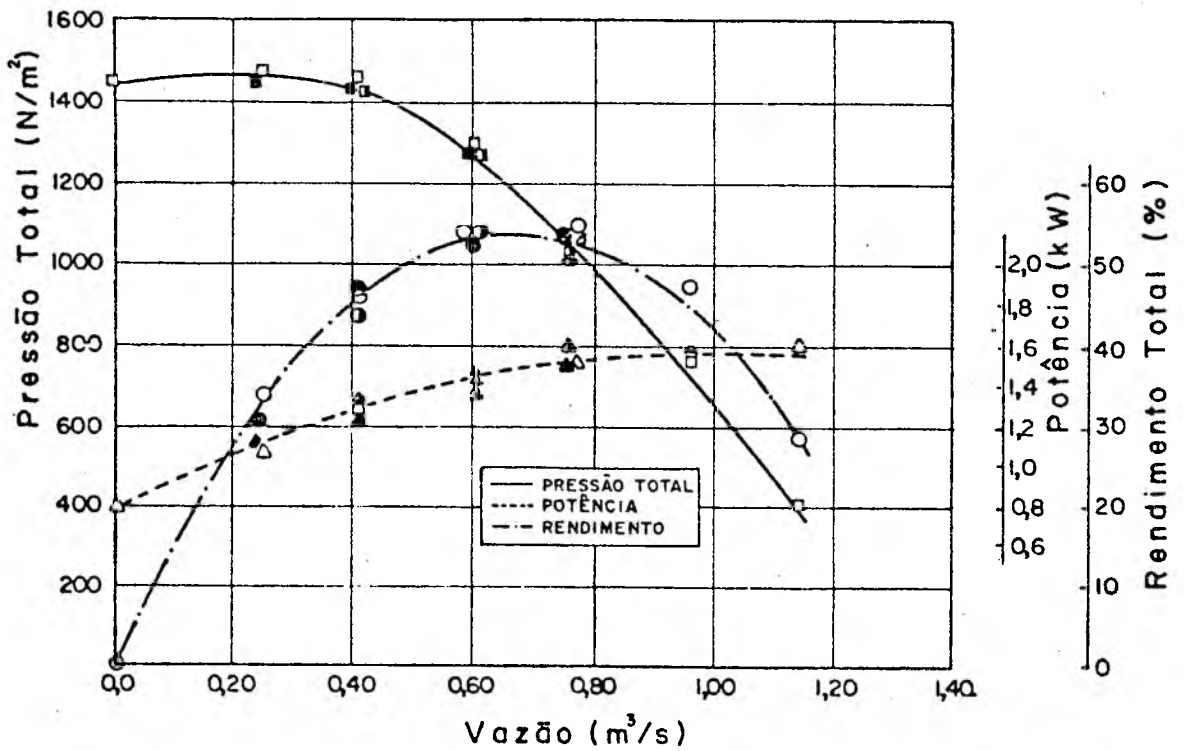


Fig 16- Curvas características de Potência Pressão e Rendimento total - Sistema 2
Rotação de ensaio do ventilador = 50 rps

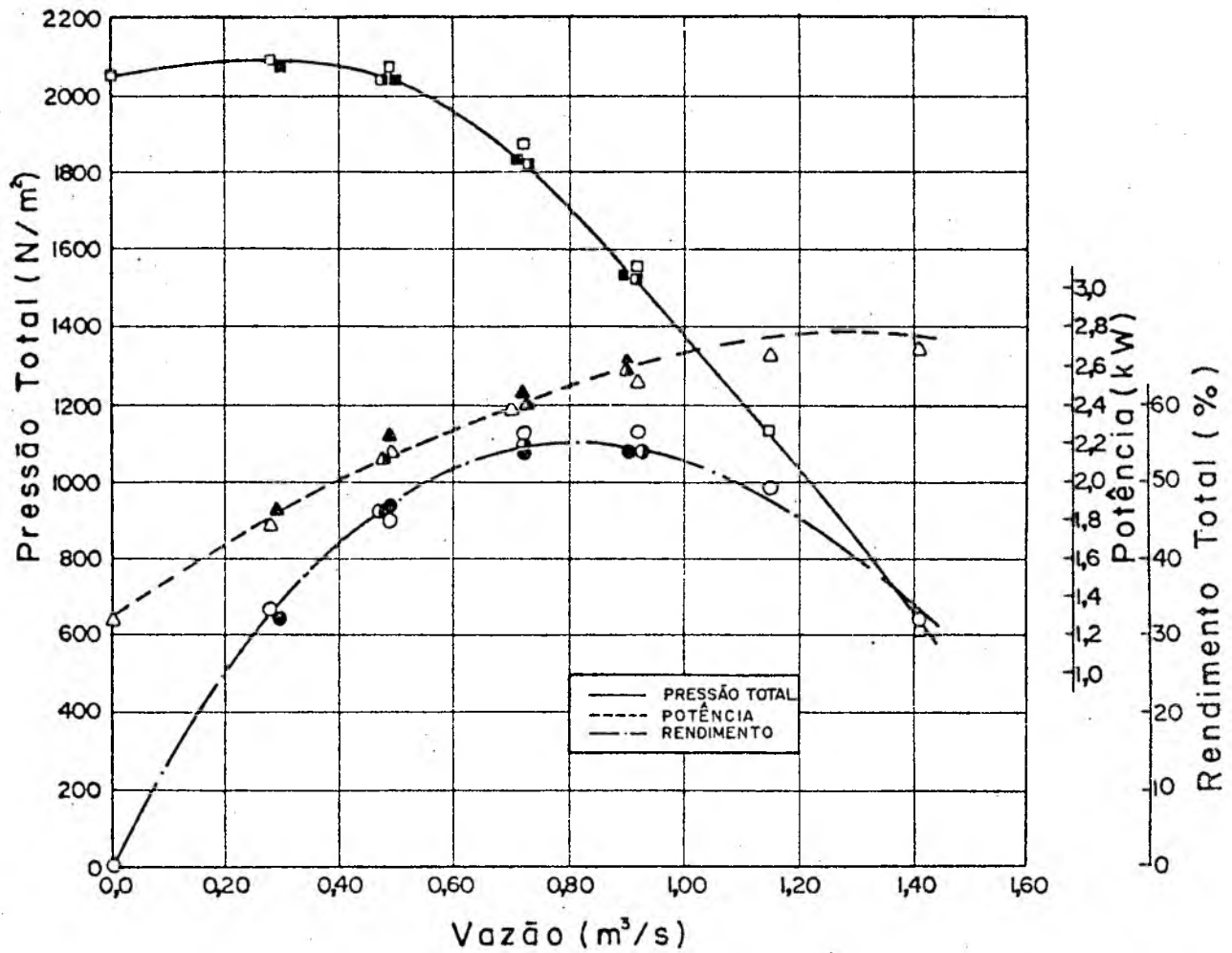


Fig 17- Curvas características de Potência
Pressão e Rendimento total - Sistema 2
Rotação de ensaio do ventilador = 60 rps

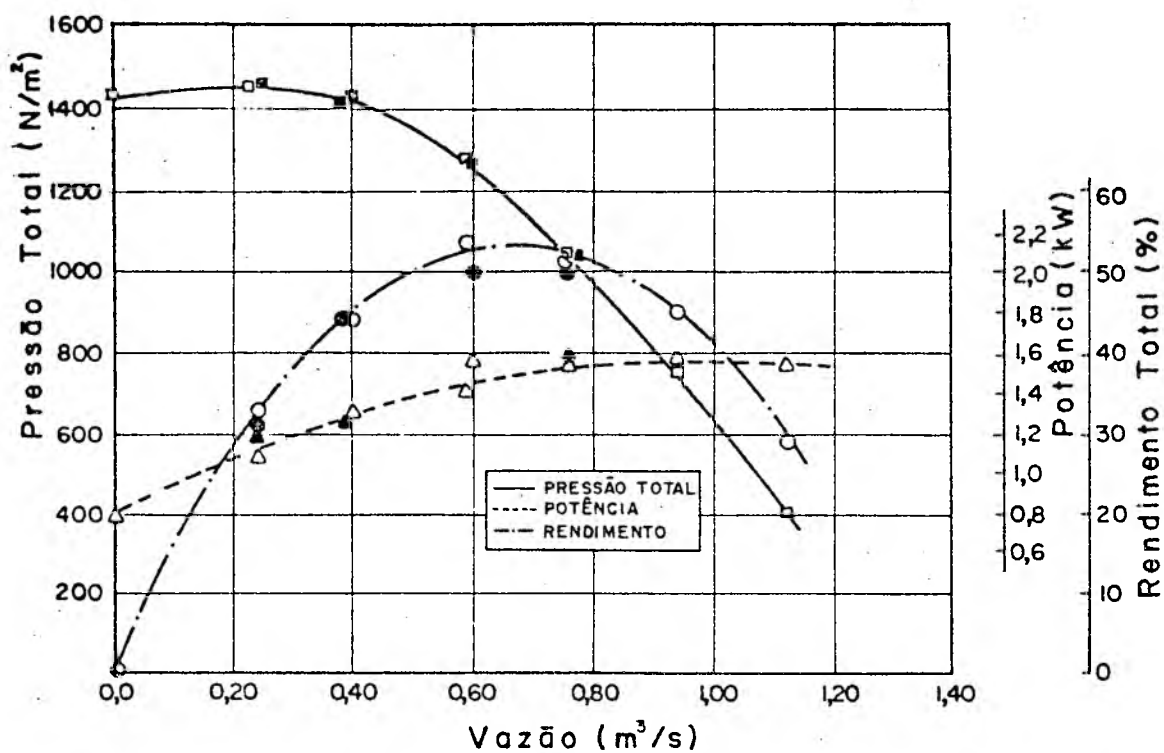


Fig 18- Curvas características de Potência Pressão e Rendimento total - Sistema 3
Rotação de ensaio do ventilador = 50 rps

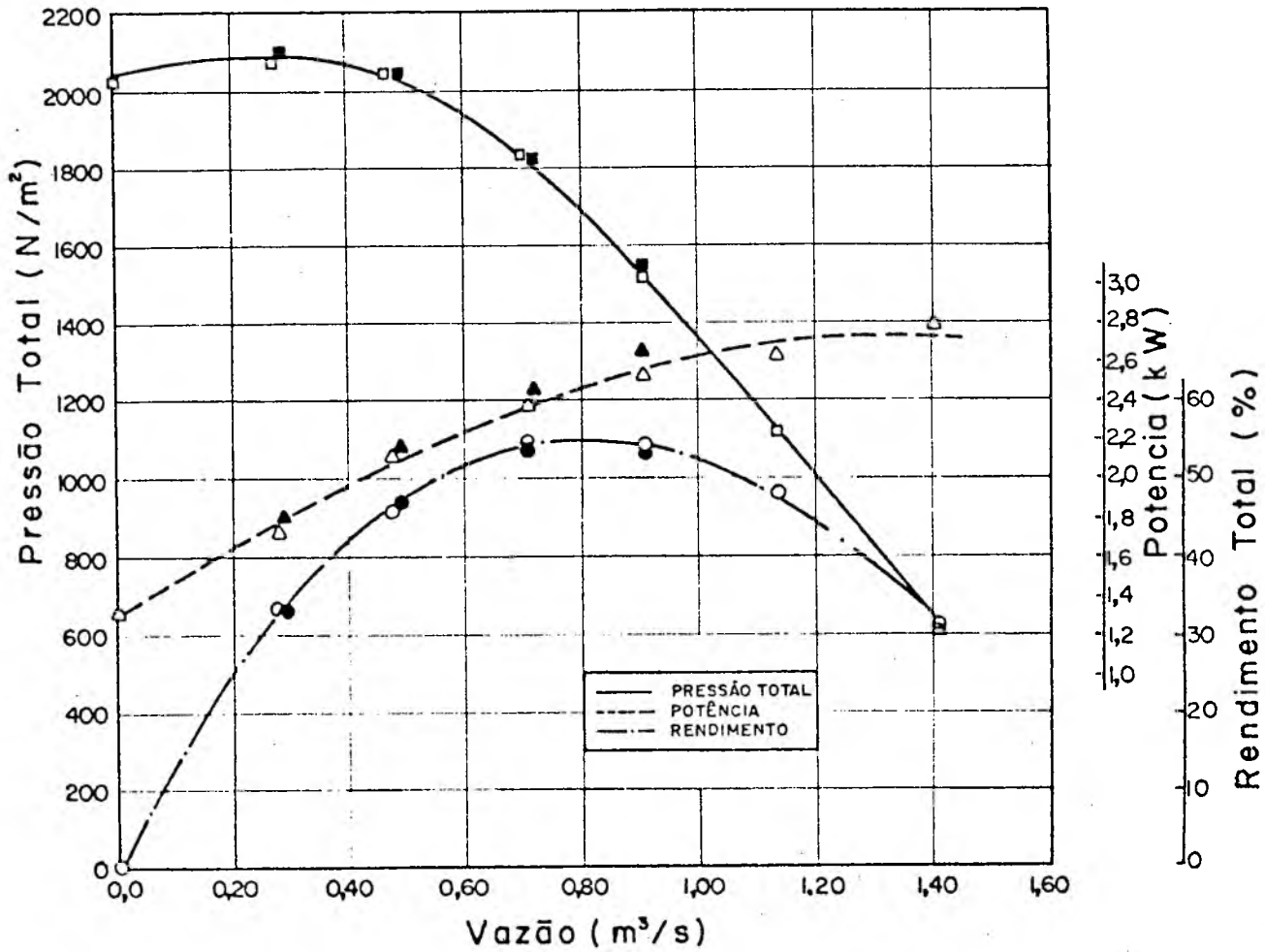


Fig 19- Curvas características de Potência Pressão e Rendimento total - Sistema 3 Rotação de ensaio do ventilador = 60 rps

6- ESTUDO DOS RESULTADOS

6.1- COMENTÁRIOS

As curvas características obtidas, como era de se esperar, têm o comportamento dos ventiladores centrífugos de pás voltadas para trás. Tal comportamento se mantém sob todas as rotações ensaiadas, notando-se porém, que o rendimento calculado em torno de 55%, se situa bem abaixo do rendimento teórico próprio desses ventiladores (73 a 83%)⁰². Embora esta análise não faça parte das proposições iniciais deste trabalho, dispensou-se atenção especial ao desempenho apresentado pelo ventilador para cada uma das rotações ensaiadas. A figura 20 apresenta todas as curvas de rendimento correspondentes às rotações de 40, 45, 50, 60 e 65 rps. Suas formas revelam pequenos acréscimos com o aumento das rotações, pressupondo que a rotação ideal de trabalho do ventilador ultrapassa 65 rps.

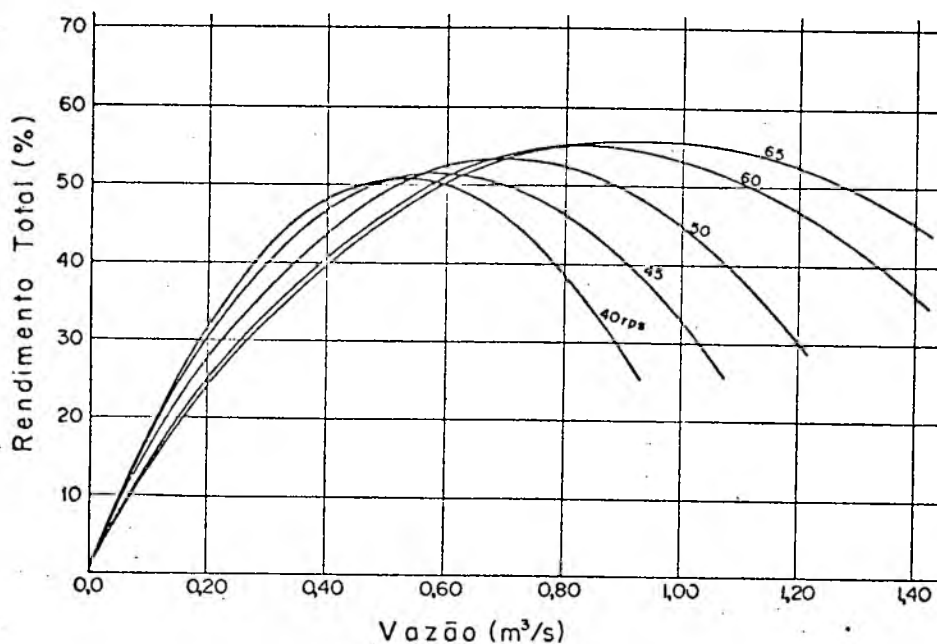


Fig 20- Curvas de rendimento do ventilador

Por outro lado, da análise das curvas características, observa-se considerável dispersão nos pontos plotados. As tentativas para minimizar essa dispersão foram inúmeras. É exemplo, a instalação de um estabilizador de voltagem (apêndice 2) na entrada do variador de velocidades.

O apêndice 3 apresenta, com detalhes, a curva de aferição do torquímetro. Os valores correspondentes à precisão dos demais aparelhos de medidas, por sua vez, são especificados já no capítulo 2.

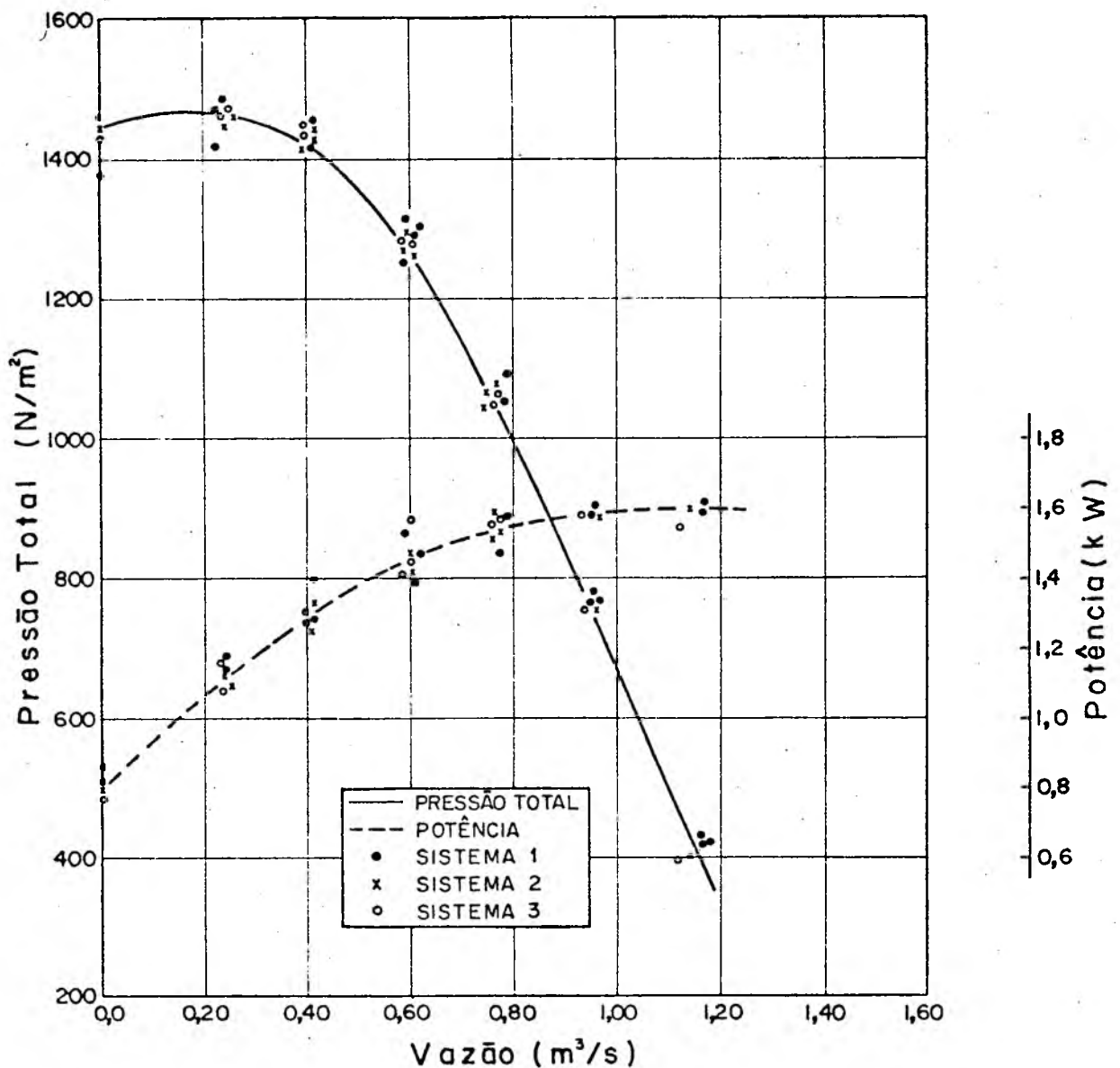


Fig 21- Curva média característica do ventilador para os sistemas 1, 2 e 3 - (Rotação - 50 rps)

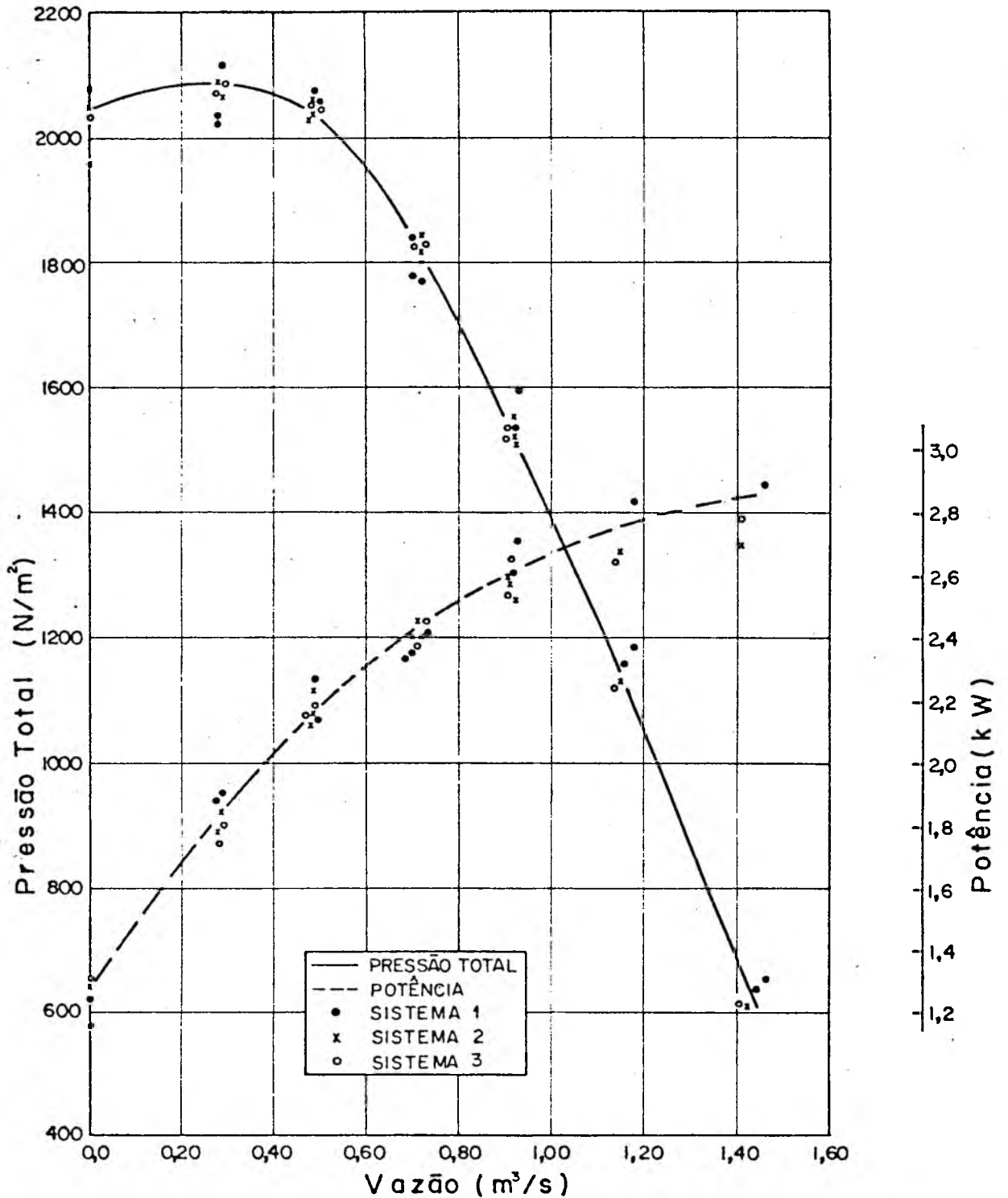


Fig 22- Curva média característica do ventilador para os sistemas 1, 2 e 3 - (Rotação - 60 rps)

Esta análise revela, para os resultados obtidos, a dificuldade de se estabelecer com boa precisão as diferenças quantitativas apresentadas pelos sistemas 2 e 3, relativamente ao sistema 1. Entretanto, para uma mesma rotação, plotando todos os pontos correspondentes sobre um único gráfico, é possível verificar a tendência das curvas características dos três sistemas. Tal procedimento visa obter, por antecipação, uma comparação qualitativa dos três sistemas.

Assim, reunindo-os sobre cada gráfico, correspondente à rotação ensaiada, as figuras 21 e 22 mostram as curvas, respectivamente para 50 e 60 rps.

Da análise das figuras 21 e 22, observa-se que, praticamente, inexistem diferenças significativas entre os sistemas 2 e 3. Observa-se, ainda, para as vazões maiores do ventilador, diferenças significativas entre os sistemas 2 e 3, relativamente ao sistema 1.

Finalmente, pode-se afirmar com antecipação, que os resultados diferem da referência bibliográfica [06], onde o sistema 2 é tomado como boa instalação e o sistema 3, como uma má instalação do ventilador. Ambos os sistemas se equivalem e podem representar, sem grandes diferenças, instalações satisfatórias do ventilador. No ítem 6.3 são calculados, estudados e representados, na forma de tabelas ou gráficos, os valores representativos das diferenças qualitativas e quantitativas dos sistemas 1, 2 e 3.

6.2- DISPERSÃO DOS RESULTADOS

A dispersão dos resultados foi analisada sob três aspectos distintos: primeiramente foi apresentada uma análise estatística aplicada, diretamente, às medidas efetuadas no laboratório, em pontos arbitrariamente escolhidos das curvas correspondentes ao sistema 1 e 60 rps (*apêndice 6*); na sequência é aplicado o

método da regressão linear aos pontos de potência e pressão total referentes, também, ao sistema 1 e 60 rps (*apêndice 6*); finalmente, neste ítem, é calculada a dispersão máxima dos valores obtidos de potência e pressão total, relativamente à curva média ajustada manualmente (*capítulo 5*).

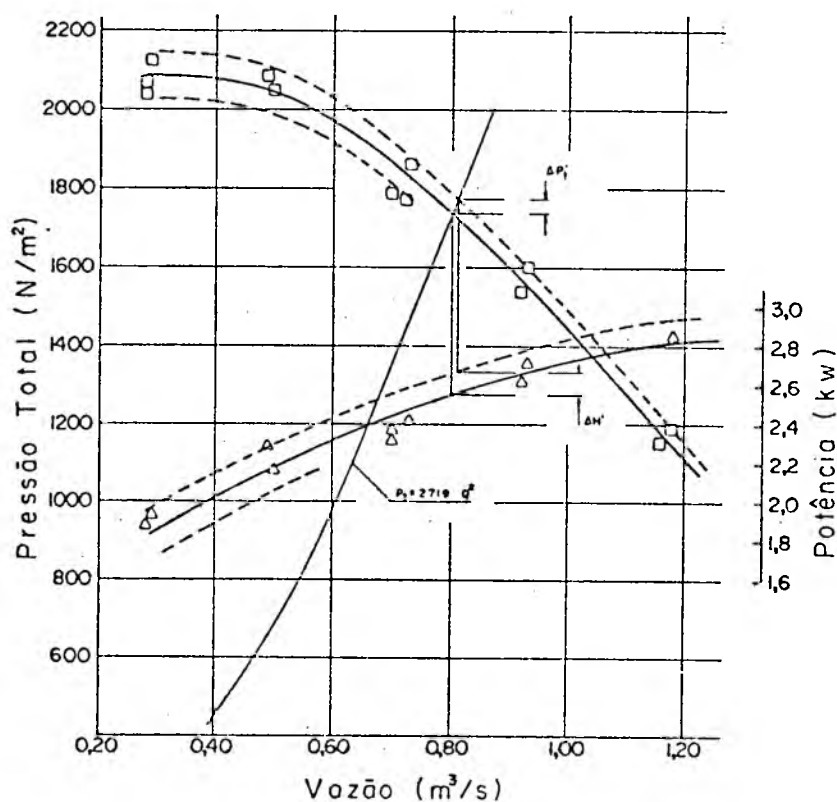


Fig 23- Dispersão sobre as curvas de potência e pressão total (Sistema 1 - Rotação 60 rps)

Os valores representativos desta dispersão são avaliados para as curvas características correspondentes ao sistema 1 e rotação de 60 rps (*fig 23*).

A definição e o traçado das linhas que limitam a dispersão máxima nos valores de potência e pressão total, foi precedida de

estudo de todas as curvas características apresentadas no capítulo 5. Com base, portanto, na figura 23, são tabelados valores médios ajustados de potência e pressão total (tab 3) e a dispersão ocorrida correspondente (tab 4).

ROTAÇÃO (rps)	VAZÃO (m ³ /s)	POTENCIA (kW)	PRESSÃO (N/m ²)
60	0,40	2,02	2075
60	0,60	2,31	1970
60	0,80	2,54	1740
60	1,00	2,72	1445
60	1,20	2,82	1110

Tab 3- Valores característicos médios ajustados de potência e pressão total - (sistema 1)

é definido pela intersecção entre a curva de pressão total e a curva de perda de carga da instalação, qualquer variação na pressão total implica em variação na vazão do ventilador. A norma referida no início deste trabalho⁰¹, inclusive, sugere que se determine os erros decorrentes da dispersão a partir do ponto de funcionamento do ventilador. Assim sendo novos valores podem ser calculados considerando se as perdas de carga de toda uma instalação. O comportamento das curvas de perdas de carga, relativamente ao fluxo de ar, é equivalente ao de uma parábola com vértice na origem (ver figura 24 : $P_t = 2719 \cdot Q^2$).

Para determinação das diferenças especificadas na tabela 4, foram pré-fixados valores constantes de vazão. Tais valores cobrem a faixa de maior rendimento do ventilador.

Nas instalações normais de ventilação industrial, onde o ponto de funcionamento do ventilador

VAZÃO (m ³ /s)	POTÊNCIA		PRESSÃO	
	(kW)	(%)	(N/m ²)	(%)
0,40	±0,12	5,9	±60	2,9
0,60	±0,12	5,2	±60	3,0
0,80	±0,12	4,7	±50	2,9
1,00	±0,12	4,4	±45	3,1
1,20	±0,12	4,3	±50	4,5

Tab 4- Dispersão máxima ocorrida nos valores ajustados de potência e pressão total - (Sistema 1)

Procurando exemplificar os novos valores de erros, a figura 23 apresenta uma parábola, arbitrariamente escolhida, que intercepta a curva de pressão total na abscissa correspondente à vazão de $0,80 \text{ m}^3/\text{s}$. Da figura 23, portanto, para a vazão referencial de $0,80 \text{ m}^3/\text{s}$, as diferenças relativas para a potência e pressão total assumem, respectivamente, $\Delta H'/H = \pm 4,7\%$ (contra $\pm 4,7\%$ especificado na tabela 4) e $\Delta p_t'/p_t = \pm 2,0\%$ (contra $\pm 2,9\%$ especificado na tabela 4). Há de se registrar, ainda, que o fluxo de ar, neste caso, sofreria uma variação calculada em $\pm 1,2\%$, que pode ser comprovado pela figura 23.

6.3- ANÁLISE DAS DIFERENÇAS QUANTITATIVAS

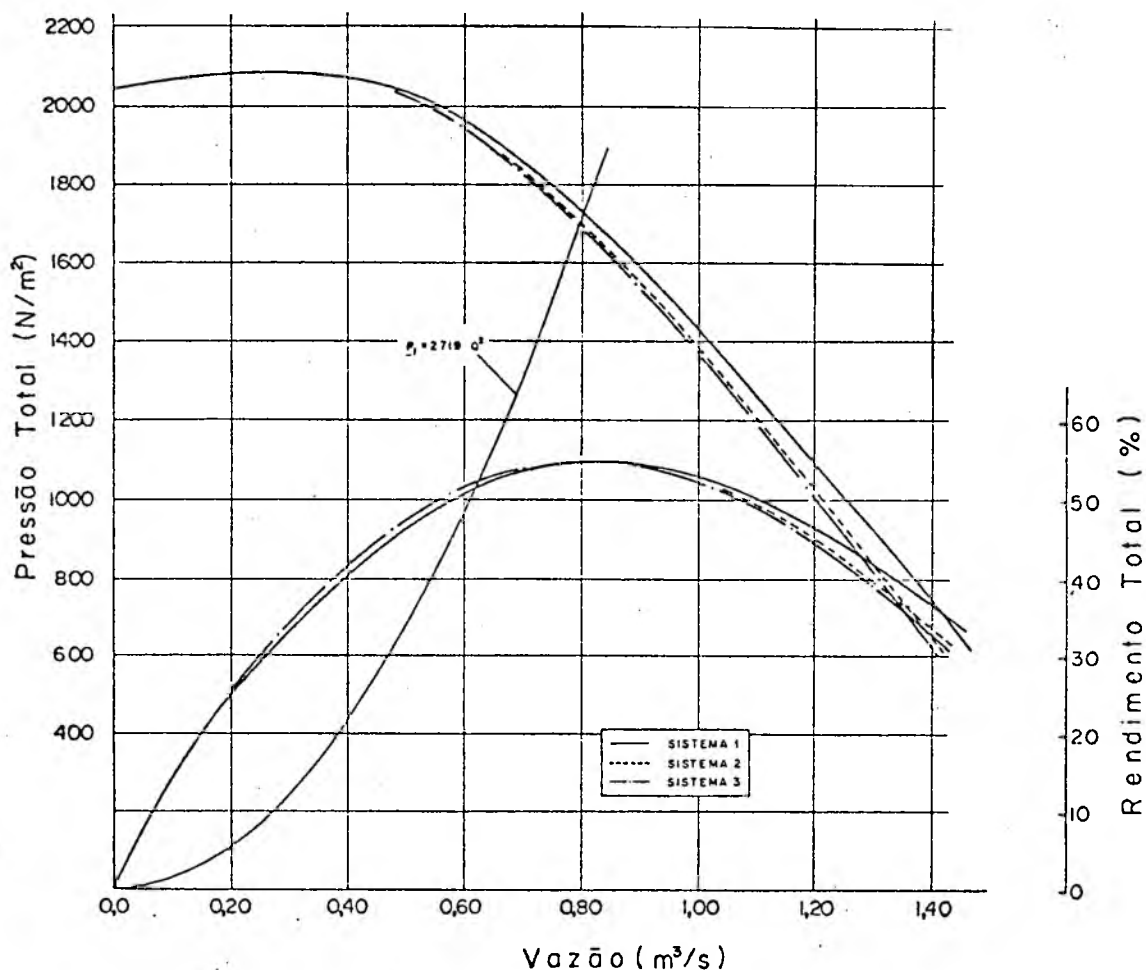


Fig 24- Curvas características correspondentes aos três sistemas em estudo - (Rotação: 60 rps)

A figura 24 reúne as curvas de pressão e rendimento total, para os sistemas 1, 2 e 3. As diferenças procuradas são avaliadas, apenas, sobre a região de maior rendimento (região nobre) das

VAZÃO (m ³ /s)	PRESSÃO TOTAL (N/m ²)			RENDIMENTO (%)		
	SIST 1	SIST 2	SIST 3	SIST 1	SIST 2	SIST 3
0,60	1970	1960	1950	51,2	51,7	52,0
0,80	1740	1710	1700	54,8	55,0	54,8
1,00	1445	1385	1375	53,1	52,8	52,6
1,20	1105	1030	1020	47,0	45,5	44,6

Tab 5- Valores característicos correspondentes aos três sistemas propostos - (Rotação: 60 rps)

curvas. A tabela 5 apresenta os valores obtidos da figura 24. Observa-se, nos valores obtidos, que a pressão total dos sistemas 2 e 3 é sempre menor que a do sistema 1. As diferenças dos sistemas 2 e 3, relativamente ao sistema 1, na sua pressão total, são especificadas na tabela 6.

VAZÃO (m ³ /s)	DIFERENÇA NA PRESSÃO TOTAL			
	SISTEMA 2		SISTEMA 3	
	(N/m ²)	(%)	(N/m ²)	(%)
0,60	-10	0,5	-20	1,0
0,80	-30	1,7	-40	2,3
1,00	-60	4,2	-70	4,8
1,20	-75	6,8	-85	7,7

Tab 6- Diferenças quantitativas dos sistemas 2 e 3, relativamente ao sistema 1.

As curvas de rendimento, por sua vez, se mantêm a valores praticamente iguais, mas tem sua forma deslocada mais para a esquerda, como pode ser comprovado, com clareza, na figura 24.

Embora não apresentadas aqui, diferenças quantitativas também foram calculadas para as curvas correspondentes à rotação de 50 rps. Tais diferenças, como era de se esperar, para as mesmas vazões, confirmam os valores especificados na tabela 6.

Finalmente, procurando avaliar a discrepância causada pela dispersão nos resultados obtidos (ver figuras 21 e 22), todos os pontos da tabela 6 são plotados juntamente com os pontos correspondentes aos da tabela 4 na figura 25.

Da análise da figura, conclui-se que as diferenças encontradas nos sistemas 2 e 3, relativamente ao sistema 1, são confiáveis para vazões acima de $0,9 \text{ m}^3/\text{s}$.

Com base na figura 25, ainda, observa-se a impossibilidade de definição das diferenças quantitativas do sistema 2, relativamente ao sistema 3, pois tais vazões se revelariam inferiores à dispersão ocorrida.

Novamente, considerando-se o modelo proposto pela norma⁰¹, novos valores podem ser calculados a partir de parábolas que representem, hipoteticamente, perdas de carga em instalações normais de ventilação industrial. Procurando exemplificar os novos valores, a figura 24 apresenta a mesma parábola da figura 23, isto é, com o ponto de intersecção localizado sobre a abscissa correspondente à vazão de $0,8 \text{ m}^3/\text{s}$. As diferenças, então, dos sistemas 2 e 3, relativamente ao sistema 1 (pressão total de 1740 N/m^2), valem, respectivamente, $-1,2\%$ (contra $-1,7\%$ da tabela 6) e $-1,7\%$ (contra $-2,3\%$ da tabela 6).

Como extensão aos objetivos do presente trabalho, as perdas de carga nos joelhos de entrada e saída do ventilador são calculadas para posterior comparação com as diferenças quantitativas encontradas (tab 6).

Assim, para o cálculo analítico das perdas de carga, considera-se a equação de Darcy,

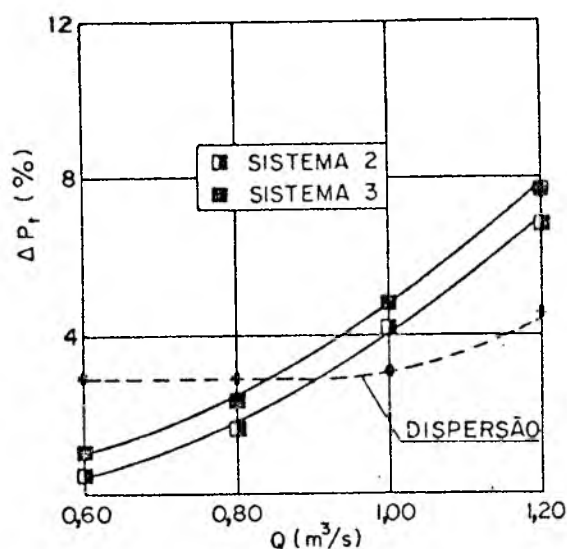


Fig 25- Comparação entre valores da dispersão nos resultados e diferenças quantitativas apresentadas pelos sistemas 2 e 3

$$\Delta p_t = f \cdot \frac{L_{eq}}{D_h} \cdot p_v \quad (6.1)$$

onde Δp_t e L_{eq} representam, respectivamente, perda de carga e comprimento equivalente, adicionais ao sistema.

VAZÃO (m ³ /s)	PRESSÃO TOTAL (N/m ²)	PERDA DE CARGA	
		(N/m ²)	(%)
0,60	1970	5,1	0,2
0,80	1740	8,5	0,5
1,00	1445	12,6	0,9
1,20	1105	18,1	1,6

Tab 7- Perdas de carga calculadas analiticamente pela fórmula de Darcy nas conexões de entrada e saída do ventilador

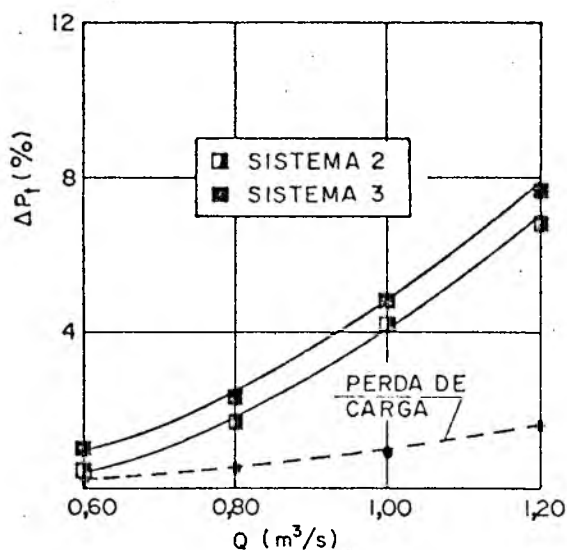


Fig 26- Comparação entre as diferenças quantitativas e perdas de carga calculadas analiticamente pela fórmula de Darcy

O comprimento equivalente depende da forma das conexões de entrada e saída de ar do ventilador. Para a forma utilizada ($r/a = 1,25$), vale a relação⁰⁷

$$\frac{L_{eq}}{a} = 7 \quad (6.2)$$

Com base nestas equações, são calculadas as perdas de carga correspondentes à faixa de maior rendimento da curva característica do ventilador.

A figura 26 apresenta as curvas representativas das perdas de carga (tab 7) e das diferenças quantitativas (tab 6).

Da análise da tabela 7, conclui-se que as perdas de carga representam, em média, 20% das diferenças quantitativas dos sistemas 2 e 3, relativamente ao sistema 1. Portanto a presença do ventilador, entre as duas conexões estudadas, tem grande influência nas diferenças obtidas.

Novos testes experimentais poderiam ser realizados para a a valiação, individual, das diferenças quantitativas correspondentes à influência só da conexão de entrada ou só da conexão de saíí da do ventilador. Desta maneira poder-se-iam avaliar quantitativamente os efeitos do joelho de entrada sobre o triângulo de velocidades na entrada do rotor, ou os efeitos de turbulência do fluxo de ar sobre o joelho de saída do ventilador. Assim, registra-se aqui como sugestão, que em estudos futuros se procedam testes experimentais variando-se, separadamente, as geometrias de entrada e saída do ventilador.

7- CONCLUSÃO

A apresentação dos resultados na forma de curvas características, como ficou demonstrado, é fundamental para comparação do desempenho entre os três sistemas estudados. De sua análise observou-se que a interferência de erros, principalmente aleatórios, foi significativa. A dispersão nos resultados mostrou-se ampla e, nas menores vazões, superior às diferenças quantitativas calculadas. De modo geral, são as seguintes as conclusões obtidas dos testes:

- 1- Os sistemas 2 e 3 se equivalem sob qualquer regime de rotações. Ambos os sistemas apresentam, praticamente, o mesmo desempenho e, pode-se dizer, são de uso satisfatório.
- 2- Na região nobre das curvas características do ventilador as diferenças quantitativas dos sistemas 2 e 3, relativamente ao sistema 1, representam uma redução, variável, de 1 a 8% na sua pressão total.
- 3- As perdas de carga nas conexões dos sistemas 2 e 3, comumente calculadas em situações de fluxo normal, representam, a penas, 20% das diferenças quantitativas calculadas.

8- REFERENCIAS

- (01) AMCA-ASHRAE, AMCA Standard 21-74, Air Moving and Conditioning Association-ASHRAE Standard 51-75, American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, New York, 1st edition, 1975.
- (02) OSBORNE, W.C., Fans, Pergamon Press Ltd., Glasgow, 1st edition, 1966.
- (03) VENTILATION, Industrial Ventilation, American Conference of Governmental Industrial Hygienists, Michigan, 11th edition, 1970.
- (04) GRAHAM, J.B., Methods of Selecting and Rating Fans, Ashrae Journal, New York, January 1972, pgs. 46-52
- (05) PRO-TEC, Prontuário do Projetista de Máquinas, Pro-Tec, São Paulo, quarta edição, 1970.
- (06) AABC, Associated Air Balance Council, Engineer's Project, Design Check List, Los Angeles, volume one Nr 52970, 1970.
- (07) CARRIER, Handbook of Air Conditioning System Designs, Mc Graw-Hill Book Company, New York, 1st edition, 1965.
- (08) KYOWA, Strain Gage Instrumentation, Kyowa Electronic Instruments Co. Ltd., Tokyo, Kat Nr SMB/B, 1971.
- (09) KYOWA, Strain Gage Instrumentation, Kyowa Electronic Instruments Co. Ltd., Tokyo, Kat Nr TP/C, 1971.
- (10) LAMBRECHT, Wilh. Lambrecht KG, Pr.Nr 628-631, Göttingen, 1970.
- (11) LAMBRECHT, Wilh. Lambrecht KG, Pr.Nr 604, Göttingen, 1971.

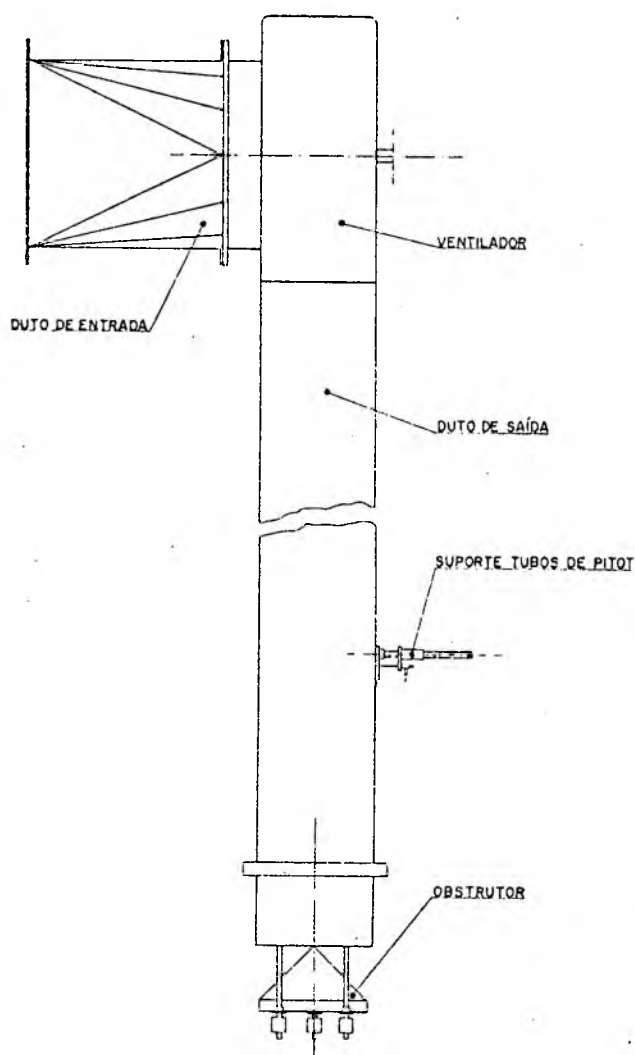
- (12) LAMBRECHT, Wilh. Lambrecht KG, Pr.Nr 740, Göttingen, 1969.
- (13) SYSTRON-DONNER, Instruction Manual, Systron-Donner Corporation, Concord, 1970.
- (14) BERRY, C.H., Flow and Fan, The Industrial Press, New York, second edition, 1963.
- (15) MASSARANI, G., Introdução ao Cálculo Numérico, Ao Livro Técnico S.A., Rio de Janeiro, 1967.
- (16) DOEBELIN, E.O., Measurement Systems, Mc Graw-Hill Kogakusha Ltd., Tokyo, revised edition, 1975.
- (17) WUEST, W., Strömungsmeßtechnik, Verlag Friedr. Vieweg & Sohn GmbH, Braunschweig, 1969.
- (18) BULCH-HUANG, Multivariate Statistical Methods for Business and Economics, Prentice-Hall, Inc., New Jersey, 1974.
- (19) BRINKWORTH, B.J., An Introduction to Experimentation, The English Universities Press Ltd., Elliott Bross & Yeoman Ltd., Liverpool, second edition, 1973.
- (20) LAMBE, C.G., Elements of Statistics, William Clowes and Sons, Limited, London, second edition, 1969.

A P Ê N D I C E S

1- PROJETO DOS DUTOS DE AR

1.1- FORMA E DIMENSÕES

Os dutos de ar têm a forma retangular da boca de saída do ventilador. A forma circular, como sugerido pela norma⁰¹, não foi adotada para garantir maior precisão no trabalho de conformação das chapas.



Inicialmente os dutos foram todos confeccionados em chapas de aço galvanizado; mas verificou-se, mais tarde, acentuada irregularidade na secção de tomada de pressão. Justamente para obter maior uniformidade no local de instalação dos tubos de Pitot, a parte final foi substituída por um duto de madeira com revestimento interno de fôr mica.

As dimensões internas dos dutos são relacionados, diretamente, à boca de saída do ventilador. A espessura das chapas, bem como o comprimento total do duto é função do diâmetro equivalente, abaixo calculado:

$$D_{eq} = \sqrt{\frac{4 a \cdot b}{\pi}} = 319 \text{ mm}$$

Fig 1- Esquema geral da linha de fluxo de ar - sistema 1
 espessura da chapa = 0,8 mm
 comprimento total > 3200 mm

1.2- MÓDULOS DE SAÍDA

A montagem do duto de saída em módulos visou facilitar a sua mobilização para os diversos sistemas propostos.

Cada módulo é resultado da conformação de uma única folha com suas duas extremidades encaixadas através da união Pittsburg.

A montagem do duto seguiu um método bastante prático, como mostrado na figura 3. Espumas e massas de vedação foram utilizadas, de maneira a evitar qualquer vazamento de ar. O procedimento é idêntico para o módulo de madeira. O duto de madeira foi cuidadosamente revestido de fôrmica,

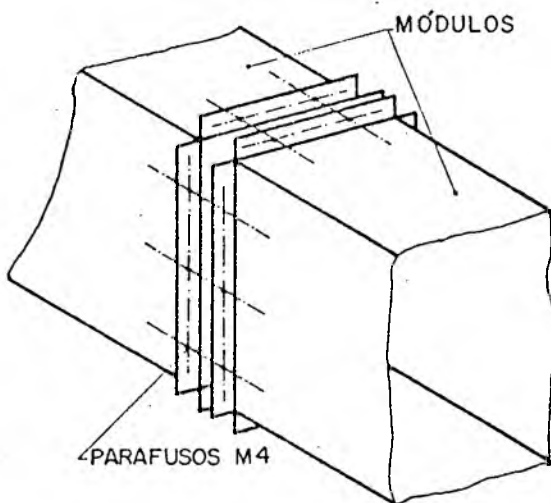


Fig 3- Esquema representativo da fixação dos módulos

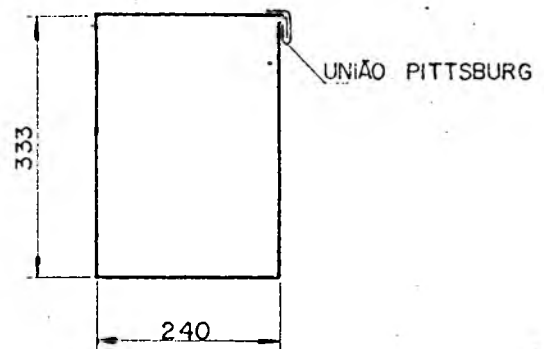


Fig 2- União Pittsburg

de forma a aproximar seu coeficiente interno de fricção, com o de chapa de aço galvanizado e tem o comprimento igual a 1730 mm. Sua área transversal interna foi medida em todo seu perímetro para verificação final com a área da boca de saída do ventilador (Área= 0,0792 m²):

Área do duto: 0,0802 m²

Diferença: - 1,3%

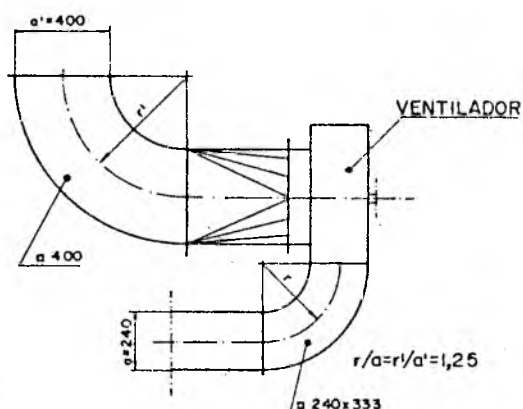
Erro admitido: ±5%

1.3- DUTO DE ENTRADA

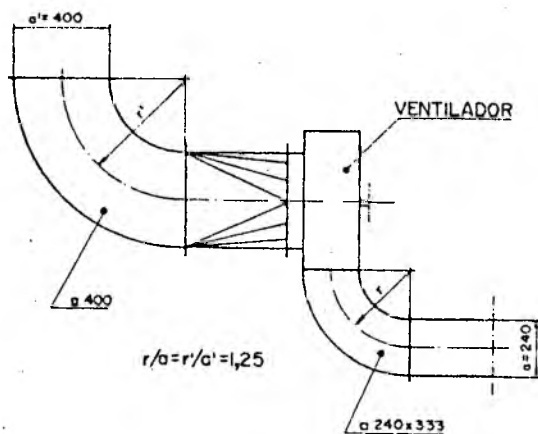
A boca de sucção do duto de entrada tem a forma quadrada e seu lado é igual ao diâmetro da boca do ventilador (*Fig 1*). A derivação de secção quadrada para circular seguiu recomendações de ordem prática⁰⁵. O material utilizado para sua confecção é chapa 22 e sua fixação ao ventilador é semelhante à utilizada nos dutos de saída.

1.4- CONEXÕES DE ENTRADA E SAÍDA

A análise de sugestões feitas pelo fabricante do ventilador e material bibliográfico existente⁰⁶ resultou na escolha dos sistemas 2 e 3 (*Fig 4*). Confeccionadas em chapa 22 elas atenderam recomendações de ordem prática⁰⁷.



Tanto a conexão curva de entrada, como a de saída, tiveram, no seu projeto a relação $r/a = 1,25$, relação esta padronizada para joelhos onde a perda de carga, relativamente ao fluxo, é praticamente a mesma, com ou sem guias⁰⁷.



A conexão curva de saída, única para os sistemas 2 e 3, tem o valor de $a = 240$ mm. A conexão curva de entrada tem o valor de $a = 400$ mm (*Fig 4*).

Fig 4- Conexões curvas de entrada e saída - sistemas de montagem 2 e 3

2- INSTALAÇÃO GERAL DA BANCADA DE TESTES

Sobre uma base, construída de perfis de ferro, foram fixados o ventilador e sistema de acionamento (Fig 5).

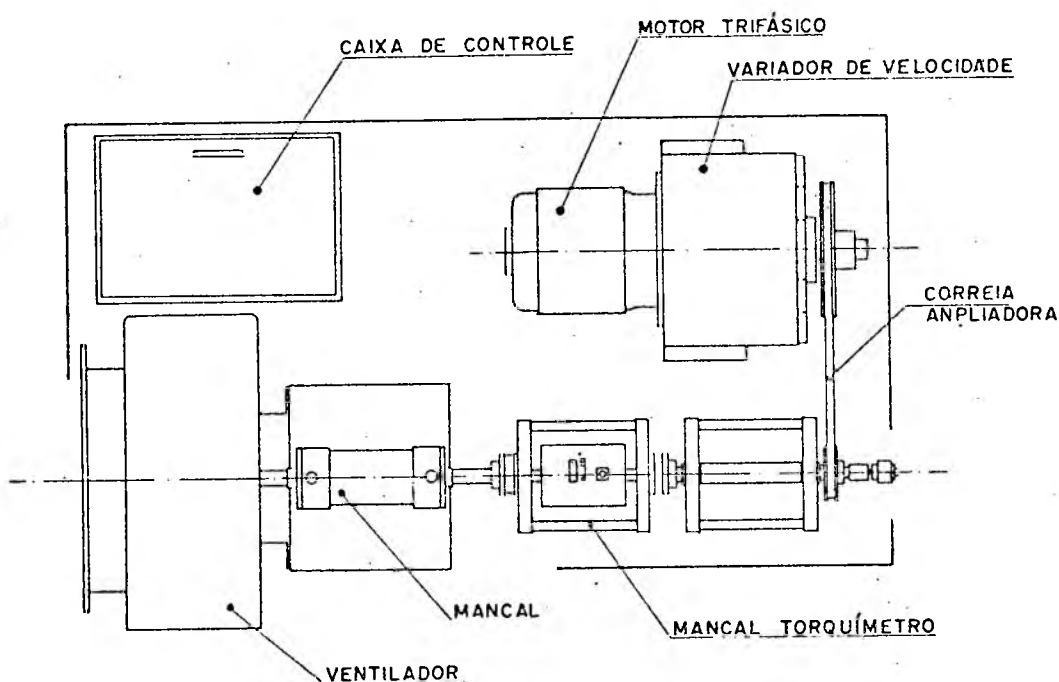


Fig 5- Esquema geral da base e componentes da bancada de testes - Vista superior

O motor de acionamento é trifásico e vem acompanhado de um variador de velocidades. Em razão de serem, ele e todos os motores disponíveis em laboratório, de baixa rotação, houve necessidade de um sistema de ampliação.

Cálculos adequados foram realizados para a seleção da quantidade e tipo de correia que perfizesse um sistema de ampliação por polias. Os diâmetros das polias motoras e motriz, respectivamente,

$$D_1 = 281 \text{ mm}$$

$$D_2 = 100 \text{ mm}$$

determinam a relação de transmissão

$$i = \frac{D_1}{D_2} = 2,81$$

As altas rotações atingidas na linha de eixo torquímetro e ventilador provocaram vibrações no seu conjunto devido à pequenas excentricidades nos acoplamentos. Tais excentricidades foram reduzidas a um mínimo, mas o problema ficou realmente solucionado após a instalação de um mancal próprio e reforçado para o torquímetro.

Especial atenção foi dada, ainda, à interligação dos eixos. Selecionados em função do torque, os acoplamentos possuem características elásticas que permitem leves desvios durante seu funcionamento. E para garantir um alinhamento correto foram usados, na montagem dos mancais, aparelhos óticos de alta precisão.

Foram os seguintes os principais elementos usados para acionamento do ventilador:

- Motor trifásico

Fabricante: Motores Bufalo S/A - Ind.e Com.

Potência: 5 cv

Rotação: 1750 rpm

- Variador de velocidades

Fabricante: Varimot S/A - Equipamentos Industriais

Potência: 5 cv

Faixa de rotação: 0 a 1750 rpm

Tipo: VAF-A4

- Polias de ampliação

- Correia de ampliação
Capacidade: 6,8 cv
Quantidade: 1

- Mancais

- Estabilizador automático de voltagem
Fabricante: Televolt Static
Voltagem: 220 V
Tipo: STC-4 (núcleo saturado)

A instalação do estabilizador de voltagem na entrada da ca
xa de controle do variador de velocidades foi necessária para com
pensar a flutuação da tensão na rede.

3- AFERIÇÃO DO TORQUÍMETRO

3.1- PREPARAÇÃO DOS ELEMENTOS DE AFERIÇÃO

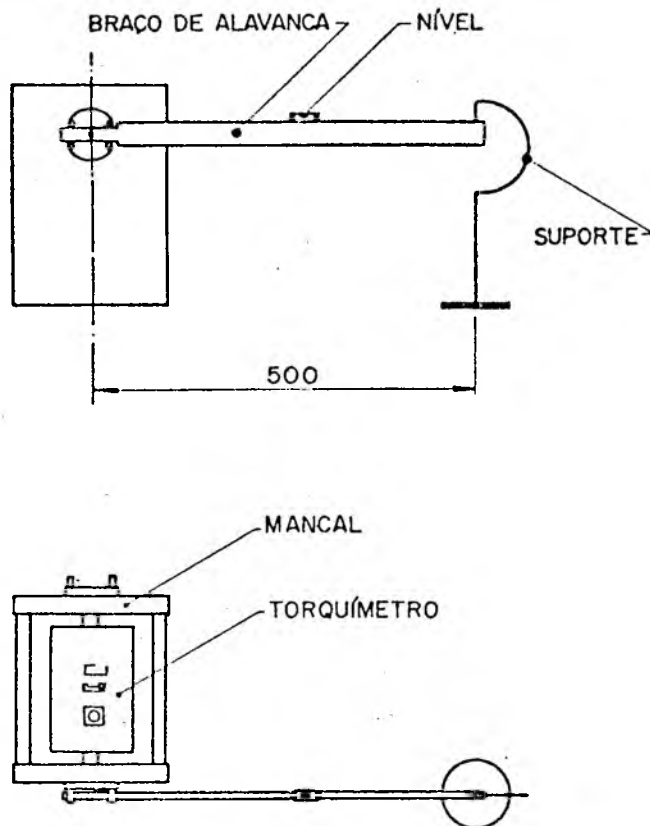


Fig 6- Procedimento para aferição do torquímetro

A curva de aferição do torquímetro foi obtida através uma calibração estática e segue orientação da norma adotada⁰¹. Para realização da calibração estática, são necessários um braço de alavanca, um suporte e pesos, todos rigorosamente dentro das tolerâncias exigidas.

A aferição (*fig 6*) foi realizada com o torquímetro instalado diretamente no seu mancal.

Foi considerado o peso próprio, tanto do braço de alavanca, como do suporte dos pesos. Obviamente que, para o braço de alavanca, é tomado o valor equivalente

na extremidade de apoio dos pesos. O nível, como mostrado na figura 6, é utilizado para manter o braço de alavanca na sua posição horizontal. Abaixo estão relacionados os elementos usados na aferição:

- Suporte dos pesos

Peso: 43,08 g

Erro admitido: $\pm 0,09$ g ($\pm 0,2\%$)

Medidor: Balança Mettler P1210

- Braço de alavanca
Comprimento: 500 mm
Erro admitido: ± 1 mm ($\pm 0,2\%$)
Medidor: Paquímetro
Peso equivalente: 568,83 g
Erro admitido: $\pm 1,14$ g ($\pm 0,2\%$)
Medidor: Balança Mettler P1210

- Balança Mettler P1210
Capacidade: 1200 g
Precisão: 10 mg

Para os cálculos definitivos, o valor total tomado do conjunto braço de alavanca e suporte foi 612g. Os pesos adotados para o carregamento do torquímetro foram devidamente aferidos.

3.2- PROCEDIMENTOS

Logrando atingir boa precisão na curva final de aferição, um total de 14 séries de medidas foram tomadas. Os pontos de medidas foram definidos baseados nos pesos adotados, ou seja:

- 1º ponto: ausente de peso
- 2º ponto: 612 g
- 3º ponto: (612 + 500) g
- 4º ponto: (612 + 1000) g
- 5º ponto: (612 + 1500) g
- 6º ponto: (612 + 2000) g

As leituras efetuadas foram reduzidas a valores médios e representadas na tabela 1. A coluna referente ao erro relativo avalia em dados percentuais, para cada ponto, o máximo erro ocorrido nas 14 séries de medidas. O ítem 3.3 apresenta, com detalhes,

PESO (gf)	TORQUE REAL (gf.m)	TORQUE MEDIDO (gf.m)	ERRO MÁXIMO (gf.m)	ERRO MAX RELATIVO (%)
-	-	371	- 9	- 0,5
612	306	633	- 7	- 2,7
1112	556	851	- 18	- 3,9
1612	806	1088	13	1,8
2112	1056	1323	8	0,8
2612	1306	1518	3	0,3

Tab 1- Aferição do torquímetro

o tratamento estatístico dos erros. A zeragem do torquímetro, como pode ser comprovado pela tabela, apresentou, relativamente ao máximo valor da sua faixa útil (2000 gf.m), um erro de 0,5%, concordando plenamente com o valor sugerido pela norma ($\pm 0,5\%$).

No ítem seguinte é determinada a equação que define a curva de aferição, bem como, a avaliação dos erros e desvio padrão dos valores médios apresentados na tabela 1.

3.3- AVALIAÇÃO DA CURVA DE AFERIÇÃO

A determinação da equação que representa a curva de aferição segue orientação de cálculos estatísticos apropriados¹⁶. Os pontos correspondentes aos valores medidos estão plotados na figura 7.

Sejam as equações

$$\tau = m \tau^* + b \quad (3.1)$$

$$m = \frac{n \sum \tau \tau^* - (\sum \tau^*) \cdot (\sum \tau)}{n \sum \tau^{*2} - (\sum \tau^*)^2} \quad (3.2)$$

$$b = \frac{(\sum \tau) \cdot (\sum \tau^{*2}) - (\sum \tau \tau^*) \cdot (\sum \tau^*)}{n \sum \tau^{*2} - (\sum \tau^*)^2} \quad (3.3)$$

onde τ e τ^* são, respectivamente, o torque real e o torque medido; e n é o número de pontos tabelados, ou medidas efetuadas na aferição.

Computando m e b , vem

$$\tau = 1,12 \tau^* - 410 \quad (3.4)$$

que é a equação que caracteriza o comportamento linear do aparelho medidor.

O desvio padrão, correspondente aos valores calculados de m e b , pode ser encontrado por

$$s_m^2 = \frac{n \cdot s_\tau^2}{n \sum \tau^{*2} - (\sum \tau^*)^2} \quad (3.5)$$

$$s_b^2 = \frac{s_\tau^2 \sum \tau^{*2}}{n \sum \tau^{*2} - (\sum \tau^*)^2} \quad (3.6)$$

onde

$$s_\tau^2 = \frac{1}{n} \sum (m \tau^* - b - \tau)^2 \quad (3.7)$$

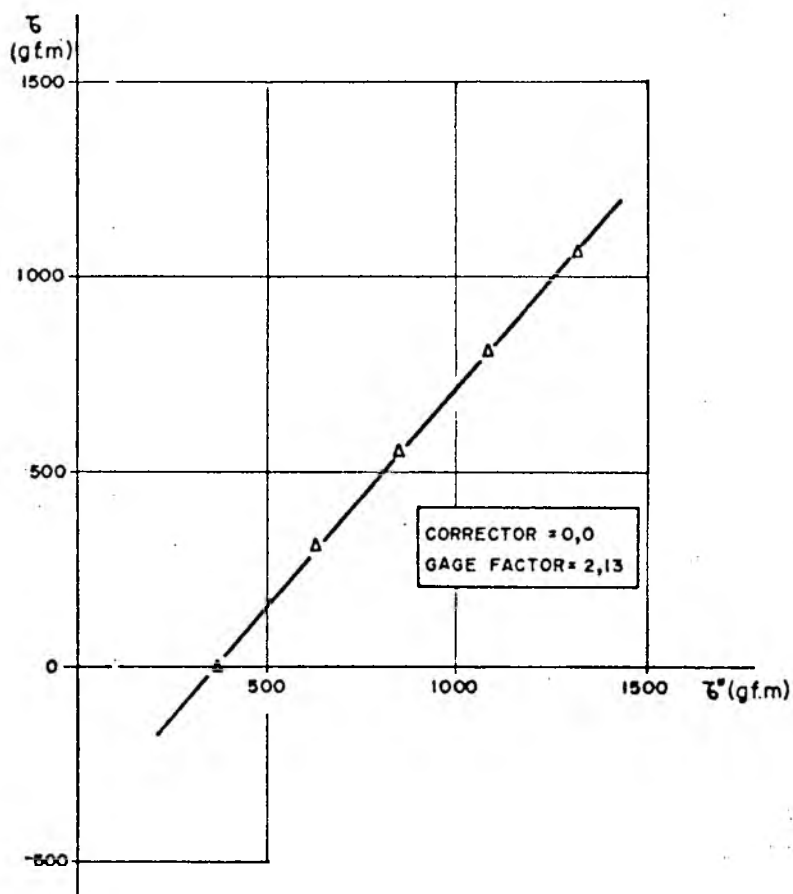


Fig 7- Curva de aferição do torquímetro

Calculando os valores de desvio padrão, vem

$$s_{\tau} = 11,2 \text{ gf.m}$$

$$s_m = 1,2 \times 10^{-2}$$

$$s_b = 12,1$$

Assim, se for assumido o intervalo de confiabilidade de 95%, pela distribuição de Student, vem

$$m = 1,12 \pm 0,03 \quad (\pm 2,6 s_m)$$

$$b = 410 \pm 31 \quad (\pm 2,6 s_b)$$

4- APLICAÇÃO DOS CÁLCULOS EM COMPUTADOR

Abaixo segue a listagem do programa para aplicação em computador do Centro Tecnológico (IBM-360/40, c/256 K bytes na memória principal):

```

C   PRGFAMA PRINCIPAL
    DIMENSION PE(16),PV(16),A1(7,9),A2(7,9),B1(7,9),B2(7,9),B3(7,9),B4
1(7,9),C(7,9),D(7,9),E(7,9),F(7,9),G(7,9),H(7,9),ROD(7,9),PDE(7,9)
    IR=1
    IW=3
    N=5
    M=7
    TBU=0.
    TBS=0.
    PATM=0.
    RD=0.
    VI=0.
    DO 20K=1,N
    DJ 20J=1,M
    READ(IR,31)TBUX,TBSX,PB,TBSD
    READ(IR,32)RPM,TQ,FL
    READ(IR,33)(PE(I),I=1,16),(PV(L),L=1,16),ALFA
    WRITE(IW,41)TBUX,TBSX,PB,TBSD
    WRITE(IW,42)RPM,TQ
    WRITE(IW,43)(PE(I),I=1,16),(PV(L),L=1,16),ALFA
    DH=0.279
    AREA=0.0802
    R=287.04
    PBX=PB*3386.4/25.4
    PEX=3.25*TBUX**2+18.6*TBUX+692
    PPX=PEX-PBX*((TBSX-TBUX)/1500)
    ROX=(PBX-0.378*PPX)/(R*(TBSX+273.2))
    ALFA=ALFA*3.1416/180
    PED=0
    PVD=0
    DO 10I=1,16
    PE(I)=PE(I)*SIN(ALFA)
    PV(I)=PV(I)*SIN(ALFA)
    PE(I)=0.8*9.807*PE(I)
    PV(I)=0.8*9.807*PV(I)
    PED=PED+(PE(I))
10  PVD=PVD+SQRT(PV(I))
    PED=(PED/16)
    PVD=(PVD/16)**2
    PTD=PED+PVD
    ROD=ROX*((TBSX+273.2)/(TBSD+273.2))*((PED+PBX)/PBX)
    ROV=ROX
    VISC=(17.23+0.048*TBSD)*1.E-6
    WRITE(IW,46)VISC
    V=SQRT(2*PVD/ROD)
    VAZAO=V*AREA
    VAZV=VAZAO*(ROD/ROV)
    AREAV=0.0792
    PVV=PVD*((AREA/AREAV)**2)

```

```

CALL FLA(DH,V,ROD,VISC,PEV,PVD,PTSV,FL)
PTEV=0.
PTV=PTSV-PTEV
PEV=PTV-PVV
RPM=RPM/0.007
TQ=(0.6/530)*9.80665*TQ
RPS=RPM/60
CV=(2*3.1416/1000)*TQ*RPS
RENDT=(VAZV*PTV)/(10*CV)
RENDE=RENDT*(PEV/PTV)
A1(K,J)=TBUX
A2(K,J)=TBSX
B1(K,J)=PBX
B2(K,J)=PVV
B3(K,J)=PTV
B4(K,J)=PEV
C(K,J)=ROV
D(K,J)=V
E(K,J)=VAZV
F(K,J)=RPS
G(K,J)=TQ
H(K,J)=CV
RDT(K,J)=RENDT
RDE(K,J)=RENDE
TBU=TBU+TBUX
TBS=TBS+TBSX
PATM=PATM+PBX
RO=RO+ROV
VI=VI+VISC
20 CONTINUE
TBU=TBU/(M*N)
TBS=TBS/(M*N)
PATM=PATM/(M*N)
RO=RO/(M*N)
VI=VI/(M*N)
WRITE(IW,44)=L
WRITE(IW,45)((A1(K,J),A2(K,J),B1(K,J),C(K,J),F(K,J),G(K,J),H(K,J),
1B3(K,J),B4(K,J),B2(K,J),D(K,J),E(K,J),RDT(K,J),RDE(K,J),J=1,M),K=1
2,N)
CALL CNTP(TBU,TBS,PATM,RO,VI,F,E,B3,B2,H,RDT,FL,M,N,C)
31 FORMAT(1X,2F5.2,F6.2,F5.2)
32 FORMAT(F5.2,2F5.0)
33 FORMAT(16F5.1,/,16F5.1,/,F3.0)
41 FORMAT(///,10X,'TBU=',F6.2,' C',3X,'TBS=',F6.2,' C',3X,'PB=',F7.2,
1' MMHG',3X,'TEMP AR DUTO=',F6.2,' C')
42 FORMAT(/,10X,'ROTACOES=',F6.2,' V ',5X,'TORQUE=',F8.0,' UNIDS KIOW
1A')
43 FORMAT(/,10X,'PRESSAO EST (MM ALCOOL)',3X,16F6.1,/,10X,'PRESSAO VE
1L (MM ALCOOL)',3X,16F6.1,/,10X,'INCLINACA=',F3.0,' GRAJS')
44 FORMAT(1H1,/////,8X,'LISTAGEM FINAL DOS RESULTADOS',/,8X,'SISTEMA
1DE MONTAGEM',F3.0,///,8X,'TEMP TEMP PRESSAO DEVS ROT TORQUE
2 POT PRESSAO PRESSAO PRESSAO VEL VAZAO RENDT RENDT',/,8X,
3' BU BS ATM AR',24X,'TJAL EST VEL',20X,'TJAL
4EST',/,8X,'( C) ( C) (N/M2) (KG/M3) (RPS) (NM) (KW) (N/M2)
5 (N/M2) (N/M2) (M/S) (M3/S)',///)
45 FORMAT(/,7X,2F5.1,2X,F8.1,2X,F5.3,2X,F5.1,2F6.2,1X,2F8.1,F7.1,3X,2
1F7.2,F7.1,F6.1)
46 FORMAT(/,10X,'VISCOSIDADE=',E13.3,2X,'N-SEG/M2')
STOP
END

```

```

SUBROUTINE CNTP(TBU,TBS,PATM,RO,VI,F,E,B3,B2,H,RENDT,FL,M,N,C)
C  RESULTADOS FINAIS NAS CNTP
  DIMENSION F(7,9),E(7,9),B3(7,9),B2(7,9),H(7,9),RENDT(7,9),FN(7),EN
1(7,9),BN3(7,9),BN2(7,9),BN4(7,9),HN(7,9),RDTN(7,9),RDEN(7,9),VN(7,
29),C(7,9)
  IW=3
  RON=1.202
  FN(1)=40
  FN(2)=45
  FN(3)=50
  FN(4)=60
  FN(5)=65
  WRITE(IW,40)TBU,TBS,PATM,RO,VI
  WRITE(IW,41)
  WRITE(IW,42)FL
  DO 20K=1,N
  DO 10J=1,M
    FNF=FN(K)/F(K,J)
    RONFO=(RON/C(K,J))
    EN(K,J)=E(K,J)*FNF
    BN3(K,J)=B3(K,J)*(FNF**2)*RONRO
    BN2(K,J)=B2(K,J)*(FNF**2)*RONRO
    BN4(K,J)=BN3(K,J)-BN2(K,J)
    HN(K,J)=H(K,J)*(FNF**3)*RONRO
    RDTN(K,J)=RENDT(K,J)
    RDEN(K,J)=RDTN(K,J)*(BN4(K,J)/BN3(K,J))
    VN(K,J)=EN(K,J)/0.0792
10  CONTINUE
    WRITE(IW,43)(L, FN(K),HN(K,L),BN3(K,L),BN4(K,L),BN2(K,L),VN(K,L),EN
1(K,L),RDTN(K,L),RDEN(K,L),L=1,M)
    WRITE(IW,44)
20  CONTINUE
40  FORMAT(1H1,////,10X,'CONDICOES ATMOSFERICAS REAIS',//,10X,'TBU=',
1F6.2,' C',5X,'TBS=',F6.2,' C',5X,'PATM=',F9.1,' N/M2',//,10X,'DENS
2IDADE=',E13.4,' KG/M3',//,10X,'VISCOSIDADE=',E11.4,' N-SEG/M2')
41  FORMAT(////,10X,'CONDICOES NORMAIS DE TEMPERATURA E PRESSAO',//,10
1X,'TBU= 17.20 C',5X,'TBS= 20.00 C',5X,'PATM= 101325.3 N/M2',//,10X
2,'DENSIDADE= 0.1202E 01 KG/M3',//,10X,'VISCOSIDADE= 0.1814E-04 N
3-SEG/M2')
42  FORMAT(1H1,////,10X,'LISTAGEM FINAL DOS RESULTADOS(CNTP)',//,10X,'S
1ISTEMA',F4.0,////,10X,'FIX',5X,'ROT  POT  PRESSAO PRESSAO PRESSAO
2  VEL  VAZAO  RENDT  RENDT',/,32X,'TOTAL  EST  VEL',20X
3,' TOTAL  EST ',/,18X,'(RPS) (KW) (N/M2) (N/M2) (N/M2) (
4M/S) (M3/S)',////)
43  FORMAT(10X,I2,6X,F4.0,3X,F4.2,3F8.1,3X,2F7.2,2F8.2,/)
44  FORMAT(//)
  RETURN
  END

```



```
SUBROUTINE FLA(DH,V,RDD,VISC,PED,PVD,PTSV,FL)
SUBROTINA PARA CALCULO DA PERDA DE CARGA NOS DUTOS
RE=(DH*V*RDD)/VISC
IF(RE=0)18,18,12
12 F=0.14/RE**0.17
Y=0.001
YDH=(1-26.65*(Y/DH)+184.6*(Y/DH)**2)**1.83
LE=DH*(15.04/YDH)
LVP=2.76
PTEV=0
PTSV=PED+PVD+F*((LVP+LE)/DH)*PVD
WRITE(3,15)RE
RETURN
18 PTSV=PED+PVD
15 FORMAT(/,10X,'N. REYNOLDS=',E13.3)
RETURN
END
```

5- AMOSTRAGEM DAS MEDIDAS

O elevado número de medidas efetuadas nos testes de laboratório constitui-se em importante núcleo de informações na interpretação das curvas características resultantes do ventilador. Entretanto, procurando simplificar sua apresentação, a listagem se faz de forma reduzida, apenas o suficiente para fornecer eventuais esclarecimentos, que se fizerem necessários.

Os seguintes dados são levantados nos testes:

TBU - temperatura de bulbo úmido ($^{\circ}\text{C}$)
 TBS - temperatura de bulbo seco ($^{\circ}\text{C}$)
 PRATM- pressão atmosférica (mmHg)
 TBSD- temperatura do ar no duto ($^{\circ}\text{C}$)
 ROTAÇÃO- (volt)
 TORQUE- (gf.m)
 ALFA- inclinação no multimanômetro (grau)
 PRESSÃO ESTÁTICA- (mmal)
 PRESSÃO DE VELOCIDADE - (mmal)

Na sequência, duas tabelas perfazem o quadro de medidas. Ambas identificam dados correspondentes ao segundo bloco de resultados do sistema 1 (*item 4.3*).

A primeira coluna refere-se à condição imposta à bancada de testes: o primeiro dígito representa, simbolicamente, a rotação e o segundo, a posição do obstrutor. Ainda, com relação à posição dos tubos de Pitot, os dígitos da segunda coluna, da segunda tabela, são correlacionados às letras A, B, C e D (*fig 8*).

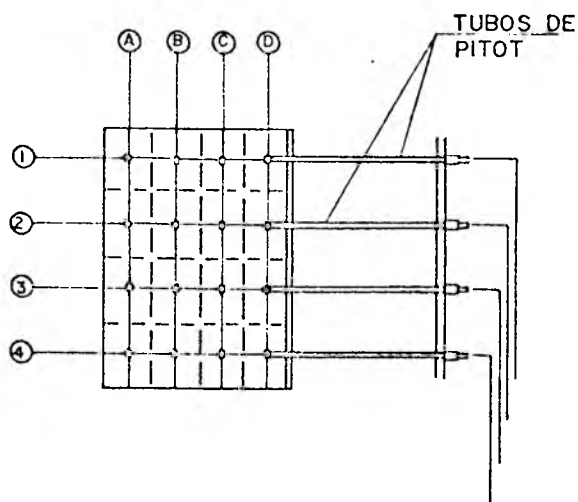


Fig 8- Posições dos tubos de Pitot - (16 medidas)

- SEGUNDO BLOCO DE MEDIDAS (SISTEMA 1)

SÉRIE	TBU (°C)	TBS (°C)	PR ATM (mmHg)	TBSD (°C)	ROTAÇÃO (V)	TORQUE (gf.m)
1.1	21,0	26,4	763,7	29,8	16,85	157
1.2	23,9	28,2	759,5	30,0	16,80	196
1.3	24,1	28,8	759,2	30,0	16,80	250
1.4	24,0	28,7	759,3	29,8	16,80	290
1.5	19,3	24,4	767,1	25,0	16,80	280
1.6	17,7	21,8	759,2	22,5	16,88	298
1.7	17,8	21,6	259,2	21,9	16,85	295
2.1	20,8	24,6	763,6	28,1	18,91	164
2.2	17,6	22,5	762,5	24,5	18,94	240
2.3	20,6	25,4	763,0	26,8	18,95	300
2.4	19,2	25,0	762,5	27,0	18,93	329
2.5	20,4	25,1	763,0	26,0	18,94	360
2.6	20,3	24,6	765,3	25,2	19,01	376
2.7	20,4	25,3	765,3	25,9	18,93	369
3.1	21,8	28,1	766,6	32,1	21,04	240
3.2	21,8	28,0	766,6	30,2	21,04	320
3.3	20,7	26,4	763,8	28,2	20,99	360
3.4	21,1	27,2	766,6	28,5	21,08	415
3.5	20,6	26,8	763,8	28,0	21,01	413
3.6	18,6	24,5	758,0	25,4	21,00	450
3.7	18,5	24,8	758,0	25,3	21,05	455
4.1	23,9	27,9	759,5	32,0	25,20	285
4.2	22,5	28,8	764,2	32,1	25,14	440
4.3	21,0	25,0	764,5	27,5	25,22	503
4.4	20,2	24,8	768,0	26,8	25,21	555
4.5	21,1	25,4	764,5	27,0	25,15	609
4.6	22,4	29,0	764,3	30,5	25,13	655
4.7	22,7	28,9	764,3	30,0	25,11	665
5.1	21,2	25,0	763,6	34,0	27,34	325
5.2	19,1	23,0	760,8	26,8	27,35	460
5.3	19,1	23,5	767,3	26,1	27,20	590
5.4	17,4	20,2	759,0	22,8	27,26	643
5.5	19,1	24,0	767,1	26,2	27,25	710
5.6	22,2	28,4	766,6	30,0	27,24	775
5.7	23,5	29,0	765,4	31,0	27,30	735

SÉRIE	TUBO PITOT	ALFA	PRESSÃO EST (mmal)	PRESSÃO VELOCIDADE (mmal)			
				A	B	C	D
1.1	1	20	325,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	2		325,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	3		321,5	0,0	0,0	0,0	0,0
	4		324,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1.2	1	20	338,0	1,3	1,2	1,0	0,9
	2		337,5	1,4	1,0	0,8	0,8
	3		337,5	1,8	1,3	1,0	1,0
	4		337,5	2,0	1,5	1,2	1,0
1.3	1	20	331,5	4,0	3,8	3,5	3,5
	2		332,0	4,3	3,8	3,5	4,0
	3		332,5	4,5	3,9	3,0	4,2
	4		331,5	5,0	4,0	3,5	4,0
1.4	1	20	291,0	8,0	7,5	6,3	5,0
	2		291,0	9,8	9,0	6,4	5,2
	3		291,5	10,5	9,5	8,0	6,5
	4		290,5	10,2	10,4	9,0	8,0
1.5	1	20	231,5	12,0	12,9	11,5	10,0
	2		230,0	14,3	13,0	10,1	11,7
	3		230,5	14,3	12,0	11,8	14,3
	4		231,0	15,0	15,0	14,8	12,1
1.6	1	20	148,5	18,3	18,0	17,0	17,0
	2		149,5	20,0	18,0	19,8	17,2
	3		150,0	23,5	19,8	21,4	18,3
	4		149,0	24,0	23,8	22,5	16,1
1.7	1	20	53,0	23,8	23,9	24,6	23,0
	2		52,5	28,9	25,7	28,0	27,9
	3		53,5	35,0	26,4	26,0	30,0
	4		51,5	39,2	36,8	31,0	23,3
2.1	1	20	410,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	2		409,5	0,0	0,0	0,0	0,0
	3		410,5	0,0	0,0	0,0	0,0
	4		410,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2.2	1	20	430,0	1,8	1,6	1,0	1,4
	2		420,5	2,2	1,9	1,6	1,9
	3		422,0	2,4	2,0	1,7	2,0
	4		424,0	2,4	2,0	1,9	1,7
2.3	1	20	411,0	5,4	4,8	4,0	4,1
	2		411,5	5,3	4,4	3,9	4,5
	3		412,5	5,0	4,2	3,9	4,9
	4		411,5	5,8	4,9	4,0	4,1

SÉRIE	TUBO PITOT	ALFA	PRESSÃO EST (mmal)	PRESSÃO VELOCIDADE (mmal)			
				A	B	C	D
2.4	1	20	359,0	10,2	9,8	7,3	7,0
	2		358,5	12,5	11,0	7,9	5,9
	3		352,5	15,2	11,7	9,3	9,0
	4		349,0	13,0	11,6	10,2	9,0
2.5	1	20	287,5	15,8	17,2	13,9	11,9
	2		287,0	17,8	16,7	13,0	13,9
	3		287,0	19,0	15,2	14,0	15,8
	4		287,5	19,0	19,0	18,0	15,0
2.6	1	20	189,5	23,6	21,0	20,9	20,0
	2		190,0	28,3	23,3	25,0	22,5
	3		191,0	30,9	24,6	27,0	24,2
	4		191,5	32,3	30,2	28,4	22,0
2.7	1	20	68,0	30,8	30,5	32,3	28,7
	2		67,5	39,0	32,2	36,3	37,7
	3		67,0	45,9	35,0	33,4	38,6
	4		67,0	51,8	48,6	39,9	35,0
3.1	1	20	533,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	2		532,5	0,0	0,0	0,0	0,0
	3		532,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	4		532,0	0,0	0,0	0,0	0,0
3.2	1	20	537,0	2,0	1,5	1,2	1,8
	2		538,0	2,1	2,0	1,7	2,0
	3		538,0	2,2	2,0	1,8	2,0
	4		538,0	2,5	2,2	2,0	2,0
3.3	1	20	502,0	7,2	5,9	4,8	5,0
	2		503,5	6,3	5,2	4,0	5,9
	3		504,0	6,5	5,6	4,3	6,0
	4		507,0	7,3	6,2	5,4	5,8
3.4	1	20	461,0	12,2	12,0	9,5	8,2
	2		459,0	15,0	15,0	10,5	9,7
	3		462,0	16,0	14,6	11,8	12,0
	4		459,0	17,0	17,0	15,0	13,0
3.5	1	20	355,0	29,3	21,9	17,5	14,8
	2		354,0	22,3	20,1	15,2	17,3
	3		354,0	23,4	18,2	16,9	21,8
	4		352,0	23,0	22,5	22,0	18,3
3.6	1	-20	234,0	29,0	27,5	27,0	25,4
	2		233,5	35,0	29,0	30,0	27,0
	3		235,0	37,5	30,5	34,0	29,8
	4		235,5	39,5	38,0	35,0	28,5

SÉRIE	TUBO PITOT	ALFA	PRESSÃO EST (mmal)	PRESSÃO VELOCIDADE (mmal)			
				A	B	C	D
3.7	1	20	86,5	38,0	40,0	41,5	37,0
	2		85,5	47,8	41,5	44,8	46,8
	3		87,0	55,0	44,0	41,8	49,8
	4		86,5	66,4	62,5	51,9	49,9
4.1	1	25	605,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	2		605,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	3		605,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	4		605,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4.2	1	25	613,0	2,0	1,8	1,5	1,9
	2		612,5	2,9	2,0	1,5	2,0
	3		611,5	2,9	2,2	2,0	2,0
	4		612,5	3,7	3,6	2,4	2,2
4.3	1	30	503,5	6,3	5,9	5,4	5,0
	2		505,5	7,3	6,0	4,3	6,0
	3		504,0	7,0	5,3	4,1	6,0
	4		504,0	6,3	6,0	5,8	5,9
4.4	1	25	509,0	13,4	12,5	9,8	8,3
	2		511,0	17,0	15,5	11,0	10,5
	3		511,0	17,3	16,5	12,0	12,0
	4		511,5	18,5	12,8	16,0	13,9
4.5	1	25	418,5	23,8	25,0	21,2	17,5
	2		418,0	27,3	23,2	18,5	20,0
	3		419,5	28,0	22,8	18,1	23,0
	4		417,0	28,3	28,2	26,2	23,7
4.6	1	20	360,5	42,7	43,0	41,5	39,0
	2		359,5	52,0	44,5	47,0	41,5
	3		360,0	55,7	45,0	49,5	42,5
	4		360,0	56,5	54,3	51,5	39,2
4.7	1	20	135,0	61,5	62,8	66,5	59,5
	2		134,0	77,5	62,0	66,8	73,9
	3		132,5	89,5	63,3	59,5	74,0
	4		132,0	100,0	95,5	74,0	68,0
5.1	1	45	404,5	0,0	0,0	0,0	0,0
	2		403,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	3		404,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	4		405,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5.2	1	35	514,0	1,9	1,5	1,0	1,6
	2		514,0	2,4	2,0	1,8	1,9
	3		515,0	2,8	2,6	2,0	1,9
	4		515,0	3,5	2,4	2,2	2,0

SÉRIE	TUBO PITOT	ALFA	PRESSÃO EST (mmal)	PRESSÃO VELOCIDADE (mmal)			
				A	B	C	D
5.3	1	35	510,0	6,3	5,5	4,8	5,1
	2		508,5	6,9	5,8	4,0	5,7
	3		509,0	6,0	5,2	4,5	5,9
	4		508,5	6,4	5,9	5,5	5,7
5.4	1	30	510,0	13,9	13,5	9,0	8,0
	2		509,5	15,0	15,3	10,0	9,5
	3		508,0	16,5	15,6	11,8	12,0
	4		509,0	18,2	17,5	16,0	13,8
5.5	1	25	505,5	28,9	29,8	24,5	21,0
	2		503,0	32,5	28,7	21,4	23,0
	3		504,5	33,9	25,2	22,6	28,6
	4		504,0	33,8	33,5	31,0	28,8
5.6	1	20	434,5	53,5	52,0	50,0	47,8
	2		430,5	63,5	54,0	56,0	49,5
	3		432,0	70,5	54,2	56,0	53,5
	4		433,5	75,0	72,5	65,3	59,5
5.7	1	20	153,0	70,0	70,0	75,0	69,0
	2		153,0	33,0	69,0	76,0	85,5
	3		151,0	100,0	72,5	67,5	82,5
	4		152,0	113,0	107,5	83,5	81,0

6- ANÁLISE ESTATÍSTICA

6.1- ANÁLISE DOS ERROS DE MEDIÇÃO

O tratamento estatístico das medidas efetuadas em laboratório é apresentado, neste apêndice, de forma reduzida.

Três séries de medidas foram convenientemente escolhidas do bloco mostrado no apêndice 5, de maneira a melhor representarem as condições de fluxo do ventilador:

- SÉRIE DE MEDIDAS 4.2

TBU (°C)	TBS (°C)	PR ATM (mmHg)	TBSD (°C)	ROTAÇÃO (V)	TORQUE (gf.m)
22,5	29,0	764,2	32,0	25,16	435
22,6	28,8	764,2	32,0	25,17	440
22,5	28,8	764,2	32,0	25,13	435
22,4	28,8	764,2	32,0	25,14	445
				25,13	445
				25,13	440

TUBO PITOT	ALFA	PRESSÃO EST (mmal)	PRESSÃO DINÂMICA (mmal)			
			A	B	C	D
1	25	613,0	2,0	1,8	1,5	1,9
2		612,5	2,9	2,0	1,5	2,0
3		611,5	2,9	2,2	2,0	2,0
4		612,5	3,7	3,6	2,4	2,2

- SÉRIE DE MEDIDAS 4.4

TBU (°C)	TBS (°C)	PR ATM (mmHg)	TBSD (°C)	ROTAÇÃO (V)	TORQUE (gf.m)
20,2	24,7	768,0	26,5	25,20	560
20,2	24,9	768,0	27,0	25,21	555
20,1	24,8	768,0	27,0	25,22	550
20,2	24,8	768,0	27,0	25,21	555

TUBO PITOT	ALFA	PRESSÃO EST (mmal)	PRESSÃO DINÂMICA (mmal)			
			A	B	C	D
1	25	509,0	13,4	12,5	9,8	8,3
2		511,0	17,0	15,5	11,0	10,5
3		511,0	17,3	16,5	12,0	12,0
4		511,5	18,5	12,8	16,0	13,9

- SÉRIE DE MEDIDAS 4.6

TBU (°C)	TBS (°C)	PR ATM (mmHg)	TBSD (°C)	ROTAÇÃO (V)	TORQUE (gf.m)
22,4	28,9	764,3	30,5	25,13	660
22,4	29,0	764,3	30,5	25,15	645
22,4	29,0	764,3	30,5	25,14	655
22,4	29,0	764,3	30,5	25,12	660
				25,14	655
				25,12	655

TUBO PITOT	ALFA	PRESSÃO EST (mmal)	PRESSÃO DINÂMICA (mmal)			
			A	B	C	D
1	20	360,5	42,7	43,0	41,5	39,0
2		359,5	52,0	44,5	47,0	41,5
3		360,0	55,7	45,0	49,5	42,5
4		360,0	56,5	54,3	51,5	39,2

Todas as variáveis medidas influem na determinação final de potência e pressão total. Com exceção das variáveis medidas de pressão estática e pressão dinâmica, os cálculos para determinação do valor médio, desvio padrão e erro absoluto seguem as equações

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum x_i \quad (6.1)$$

$$s = \sqrt{\frac{\sum (x - x_i)^2}{n}} \quad (6.2)$$

$$\Delta x = t \cdot s \quad (6.3)$$

onde t define a distribuição de Student para o número n de leituras efetuadas.

Os cálculos de erros são efetuados considerando-se o intervalo de confiabilidade de 95%. Para as três séries consideradas, vem:

- SÉRIE DE MEDIDAS 4.2

t_{u0}	$= 22,5 \pm 0,3 \text{ } ^\circ\text{C}$	$(n=4; s=0,08; p=95\%)$
t_{s0}	$= 28,8 \pm 0,4 \text{ } ^\circ\text{C}$	$(n=4; s=0,12; p=95\%)$
p_b	$= 764,0 \pm 0,0 \text{ mmHg}$	$(n=4; s=0,0 ; -)$
t_d	$= 32,0 \pm 0,0 \text{ } ^\circ\text{C}$	$(n=4; s=0,0 ; -)$
N	$= 25,14 \pm 0,05 \text{ V}$	$(n=6; s=0,02; p=95\%)$
τ	$= 440,0 \pm 11,7 \text{ gf.m}$	$(n=6; s=4,50; p=95\%)$

- SÉRIE DE MEDIDAS 4.4

$t_{u0} =$	$20,2 \pm 0,2$	$^{\circ}\text{C}$	$(n=4; s=0,06; p=95\%)$
$t_{s0} =$	$24,8 \pm 0,3$	$^{\circ}\text{C}$	$(n=4; s=0,08; p=95\%)$
$p_b =$	$768,0 \pm 0,0$	mmHg	$(n=4; s=0,0; -)$
$t_d =$	$26,8 \pm 0,8$	$^{\circ}\text{C}$	$(n=4; s=0,26; p=95\%)$
$N =$	$25,21 \pm 0,03$	V	$(n=4; s=0,01; p=95\%)$
$\tau =$	$555,0 \pm 13,1$	gf.m	$(n=4; s=4,10; p=95\%)$

- SÉRIE DE MEDIDAS 4.6

$t_{u0} =$	$22,4 \pm 0,0$	$^{\circ}\text{C}$	$(n=4; s=0,0; -)$
$t_{s0} =$	$29,0 \pm 0,2$	$^{\circ}\text{C}$	$(n=4; s=0,06; p=95\%)$
$p_b =$	$764,3 \pm 0,0$	mmHg	$(n=4; s=0,0; -)$
$t_d =$	$30,5 \pm 0,0$	$^{\circ}\text{C}$	$(n=4; s=0,0; -)$
$N =$	$25,13 \pm 0,03$	V	$(n=6; s=0,01; p=95\%)$
$\tau =$	$655,0 \pm 14,3$	gf.m	$(n=6; s=5,50; p=95\%)$

Os valores de pressão estática e pressão dinâmica são obtidos através de uma única medida sobre cada um dos dezesseis pontos, uniformemente distribuídos sobre a secção transversal do duto. Aos valores de pressão estática aplica-se a média aritmética; aos valores de pressão dinâmica aplica-se a média quadrática (*item 3.3*). Os limites de erros são calculados através do erro máximo provável (*item 2.2*). Quando tais limites e medidas estatísticas ocorrem juntos, não existem métodos gerais para determinação do erro esperado. Neste caso, para a distribuição normal de 68%, faz-se uso do desvio padrão equivalente,

$$s^* = 0,34 \cdot \Delta x \quad (6.4)$$

proposto por Baird¹⁹. Consequentemente, para o índice de confiabilidade adotado de 95%, tem-se $2s^*$.

Finalmente, para as três séries consideradas, vem:

- SÉRIE DE MEDIDAS 4.2

$$p_s = 612,4 \pm 8,4 \text{ mmal}$$

$$p_v = 2,3 \pm 0,7 \text{ mmal}$$

- SÉRIE DE MEDIDAS 4.4

$$p_s = 510,6 \pm 7,2 \text{ mmal}$$

$$p_v = 13,7 \pm 0,8 \text{ mmal}$$

- SÉRIE DE MEDIDAS 4.6

$$p_s = 360,0 \pm 6,6 \text{ mmal}$$

$$p_v = 46,4 \pm 1,4 \text{ mmal}$$

A propagação de erros, incidentes nos cálculos de potência e pressão total, é representada pela equação¹⁵

$$\Delta z = \sum \Delta x_i \cdot \left| \frac{\partial}{\partial x_i} \phi(x_1, x_2, \dots, x_n) \right| \quad (6.5)$$

onde Δz é o erro limite absoluto e calculado com base nos erros das variáveis x_i .

Com base nesta expressão e nas equações apresentadas no capítulo 3, tem-se como erro esperado¹⁶:

- Pressão de vapor saturado do ar

$$\frac{\Delta p_e}{p_e} = \sqrt{\left[\frac{(6,5 \cdot t_{u0} + 18,6) \cdot t_{u0}}{3,25 \cdot t_{u0} + 18,6 \cdot t_{u0} + 692} \cdot \frac{\Delta t_{u0}}{t_{u0}} \right]^2} \quad (6.6)$$

- Pressão parcial do vapor do ar

$$\frac{\Delta p_p}{p_p} = \sqrt{\left[\frac{p_e \cdot \Delta p_e}{p_p \cdot p_e} \right]^2 + \left[\frac{p_b \cdot t_{s0} \cdot \Delta t_{s0}}{1500 \cdot p_p \cdot t_{s0}} \right]^2 + \left[\frac{p_b \cdot t_{u0} \cdot \Delta t_{u0}}{1500 \cdot p_p \cdot t_{u0}} \right]^2} \quad (6.7)$$

- Massa específica do ar

$$\frac{\Delta \rho_o}{\rho_o} = \sqrt{\left[\frac{0,378 \cdot p_p \cdot \Delta p_p}{p_b - 0,378 \cdot p_p \cdot p_p} \right]^2 + \left[\frac{t_{s0} \cdot \Delta t_{s0}}{t_{s0} + 273,2 \cdot t_{s0}} \right]^2} \quad (6.8)$$

- Massa específica do ar no duto

$$\frac{\Delta \rho_d}{\rho_d} = \sqrt{\left[\frac{\Delta \rho_o}{\rho_o} \right]^2 + \left[\frac{t_{s0} \cdot \Delta t_{s0}}{t_{s0} + 273,2 \cdot t_{s0}} \right]^2 + \left[\frac{t_d \cdot \Delta t_d}{t_d + 273,2 \cdot t_d} \right]^2 + \left[\frac{p_s \cdot \Delta p_s}{p_s + p_b \cdot p_s} \right]^2}$$

- Velocidade do ar no duto

$$\frac{\Delta v_d}{v_d} = \sqrt{\left[\frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{\Delta p_v}{p_v} \right]^2 + \left[\frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{\Delta \rho_d}{\rho_d} \right]^2} \quad (6.10)$$

- Potência

$$\frac{\Delta H}{H} = \sqrt{\left[\frac{\Delta \tau}{\tau} \right]^2 + \left[\frac{\Delta N}{N} \right]^2} \quad (6.11)$$

- Potência corrigida para as CNTP e rotação nominal

$$\frac{\Delta H_n}{H_n} = \sqrt{\left[\frac{\Delta H}{H}\right]^2 + \left[3 \frac{\Delta N}{N}\right]^2 + \left[\frac{\Delta \rho}{\rho}\right]^2} \quad (6.12)$$

- Pressão total nos tubos de Pitot

$$\frac{\Delta p_t}{p_s} = \sqrt{\left[\frac{p_s}{p_s + p_v} \cdot \frac{\Delta p_s}{p_s}\right]^2 + \left[\frac{p_v}{p_s + p_v} \cdot \frac{\Delta p_v}{p_v}\right]^2} \quad (6.13)$$

- Pressão total corrigida para as CNTP e rotação nominal

$$\frac{\Delta p_{tn}}{p_{tn}} = \sqrt{\left[\frac{\Delta p_t}{p_t}\right]^2 + \left[2 \frac{\Delta N}{N}\right]^2 + \left[\frac{\Delta \rho}{\rho}\right]^2} \quad (6.14)$$

Finalmente, calculando-se o erro esperado, para cada série de medidas, vem:

- SÉRIE DE MEDIDAS 4.2

$$p_e = 2755,8 \pm 41,3 \text{ N/m}^2$$

$$p_p = 2327,9 \pm 51,2 \text{ N/m}^2$$

$$\rho_o = 1,17 \pm 0,002 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_d = 1,20 \pm 0,002 \text{ kg/m}^3$$

$$v_d = 3,60 \pm 0,80 \text{ m/s}$$

$$H_{\bullet} = 1,84 \pm 0,05 \text{ kW}$$

$$H_n = 1,91 \pm 0,05 \text{ kW}$$

$$p_t = 2038,0 \pm 30,6 \text{ N/m}^2$$

$$p_{tn} = 2103,7 \pm 33,7 \text{ N/m}^2$$

- SÉRIE DE MEDIDAS 4.4

$$\begin{aligned}
 p_e &= 2393,8 \pm 31,1 \text{ N/m}^2 \\
 p_p &= 2079,8 \pm 37,4 \text{ N/m}^2 \\
 \rho_o &= 1,19 \pm 0,001 \text{ kg/m}^3 \\
 \rho_d &= 1,22 \pm 0,004 \text{ kg/m}^3 \\
 v_d &= 8,80 \pm 0,40 \text{ m/s} \\
 H &= 2,32 \pm 0,06 \text{ kW} \\
 H_n &= 2,35 \pm 0,06 \text{ kW} \\
 p_t &= 1738,3 \pm 26,1 \text{ N/m}^2 \\
 p_{tn} &= 1754,4 \pm 28,1 \text{ N/m}^2
 \end{aligned}$$

- SÉRIE DE MEDIDAS 4.6

$$\begin{aligned}
 p_e &= 2739,4 \pm 0,0 \text{ N/m}^2 \\
 p_b &= 2291,0 \pm 13,7 \text{ N/m}^2 \\
 \rho_o &= 1,16 \pm 0,001 \text{ kg/m}^3 \\
 \rho_d &= 1,18 \pm 0,001 \text{ kg/m}^3 \\
 v_d &= 14,80 \pm 0,30 \text{ m/s} \\
 H &= 2,73 \pm 0,06 \text{ kW} \\
 H_n &= 2,84 \pm 0,06 \text{ kW} \\
 p_t &= 1090,6 \pm 21,8 \text{ N/m}^2 \\
 p_{tn} &= 1136,4 \pm 22,7 \text{ N/m}^2
 \end{aligned}$$

6.2- AJUSTAMENTO DAS CURVAS PELO MÉTODO DA REGRESSÃO LINEAR

6.2.1- COMENTÁRIOS

Os valores médios de potência, pressão e rendimento total, os quais definem as curvas características dos sistemas 1, 2 e 3, são obtidos através o ajuste manual de todos os pontos reunidos e plotados sobre um único gráfico (*cap 5*). Paralelamente, entre tanto, foram desenvolvidos estudos através um método estatístico apropriado para verificação dos valores obtidos. Com este objetivo, os itens seguintes apresentam o método da regressão linear¹⁸ aplicado sobre as curvas de potência e pressão total correspondentes à rotação de 60 rps.

6.2.2- POTÊNCIA

A aplicação do método da regressão linear sobre a curva de potência segue o modelo

$$H(J) = \beta_0 + \beta_1 \cdot Q(J) + \beta_2 \cdot Q^2(J) \quad (6.15)$$

$$J = 1, n$$

onde n é o número de resultados obtidos (12 pontos).

Processados em computador, os coeficientes resultaram em

$$\beta_0 = 1,24$$

$$\beta_1 = 2,27$$

$$\beta_2 = -0,79$$

VAZÃO (m ³ /s)	POTÊNCIA (kW)		DIFERENÇA (%)
	MANUAL	MRL	
0,	1,28	1,24	-3,2
0,2	1,67	1,66	-0,6
0,4	2,02	2,02	0,0
0,6	2,31	2,32	0,4
0,8	2,54	2,55	0,4
1,0	2,72	2,72	0,0
1,2	2,82	2,83	0,3
1,4	2,84	2,87	1,0

Tab 2- Comparação entre valores de potência determinados pelo método da regressão linear(MRL) e pelo ajuste manual - (Sistema 1 - 60 rps)

A tabela 2 mostra os valores ajustados e as diferenças ocorridas entre o método da regressão linear (MRL) e o anteriormente adotado (manual).

O desvio padrão é calculado em $s = 0,07$ kW, resultando o intervalo de $\pm 2,18$ s para um nível de confiabilidade de 95%.

6.2.3- PRESSÃO TOTAL

A aplicação do método da regressão linear sobre a curva de pressão total segue o modelo

$$p_t(J) = \beta_0 + \beta_1 \cdot Q(J) + \beta_2 \cdot Q^2(J) + \beta_3 \cdot Q^3(J)$$

$$J = 1, n$$

Os resultados obtidos (n = 17) são processados, novamente, em computador e definem os coeficiente

$$\beta_0 = 1993$$

$$\beta_1 = 733$$

$$\beta_2 = -1570$$

$$\beta_3 = 292$$

VAZÃO (m ³ /s)	PRESSÃO (N/m ²)		DIFERENÇA (%)
	MANUAL	MRL	
0,	2045	1993	-2,6
0,2	2088	2079	-0,4
0,4	2075	2054	-1,0
0,6	1970	1931	-2,0
0,8	1740	1724	-0,9
1,0	1445	1418	-1,9
1,2	1105	1116	0,9
1,4	755	743	-1,6

Tab 3- Comparação entre valores de pressão total determinados pelo método da regressão linear (MRL) e pelo ajuste manual - (Sistema 1 - 60 rps)

A tabela 3 mostra os valores ajustados e as diferenças ocorridas entre o método da regressão linear (MRL) e o anteriormente adotado (manual).

O desvio padrão, calculado pelo método da regressão linear, $s = 50$ N/m² define o intervalo de $\pm 2,11$ s para um nível de confiabilidade, também, de 95%.