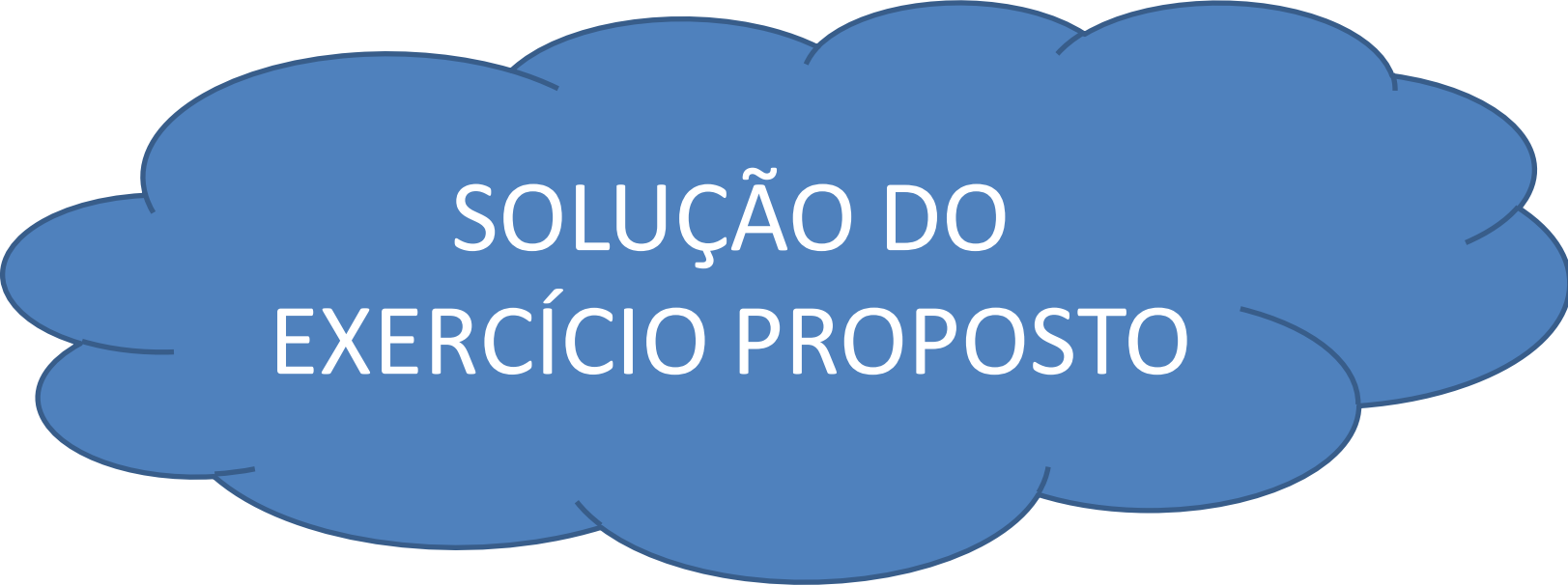


Décima segunda aula de mecânica
dos fluidos para engenharia química
(ME5330)

11/05/2010



SOLUÇÃO DO
EXERCÍCIO PROPOSTO



CONSIDERANDO A CCI OBTIDA PARA O f CONSTANTE, ESCREVA SUA EQUAÇÃO QUE IRÁ OPERAR COM A VAZÃO EM m^3/S E A COMPARE COM A OBTIDA PARA O f VARIÁVEL E COMENTE A COMPARAÇÃO.

41,7

H (m)

n = 1500 rpm
n = 1360 rpm
n = 1300 rpm
n = 1180 rpm
n = 1025 rpm
n = 910 rpm

$\eta = 50\%$

$\eta = 60\%$

83%

$\eta = 82\%$

$\eta = 80\%$

$\eta = 75\%$

$\eta = 70\%$

$\eta = 60\%$

gráfico obtido com f variável

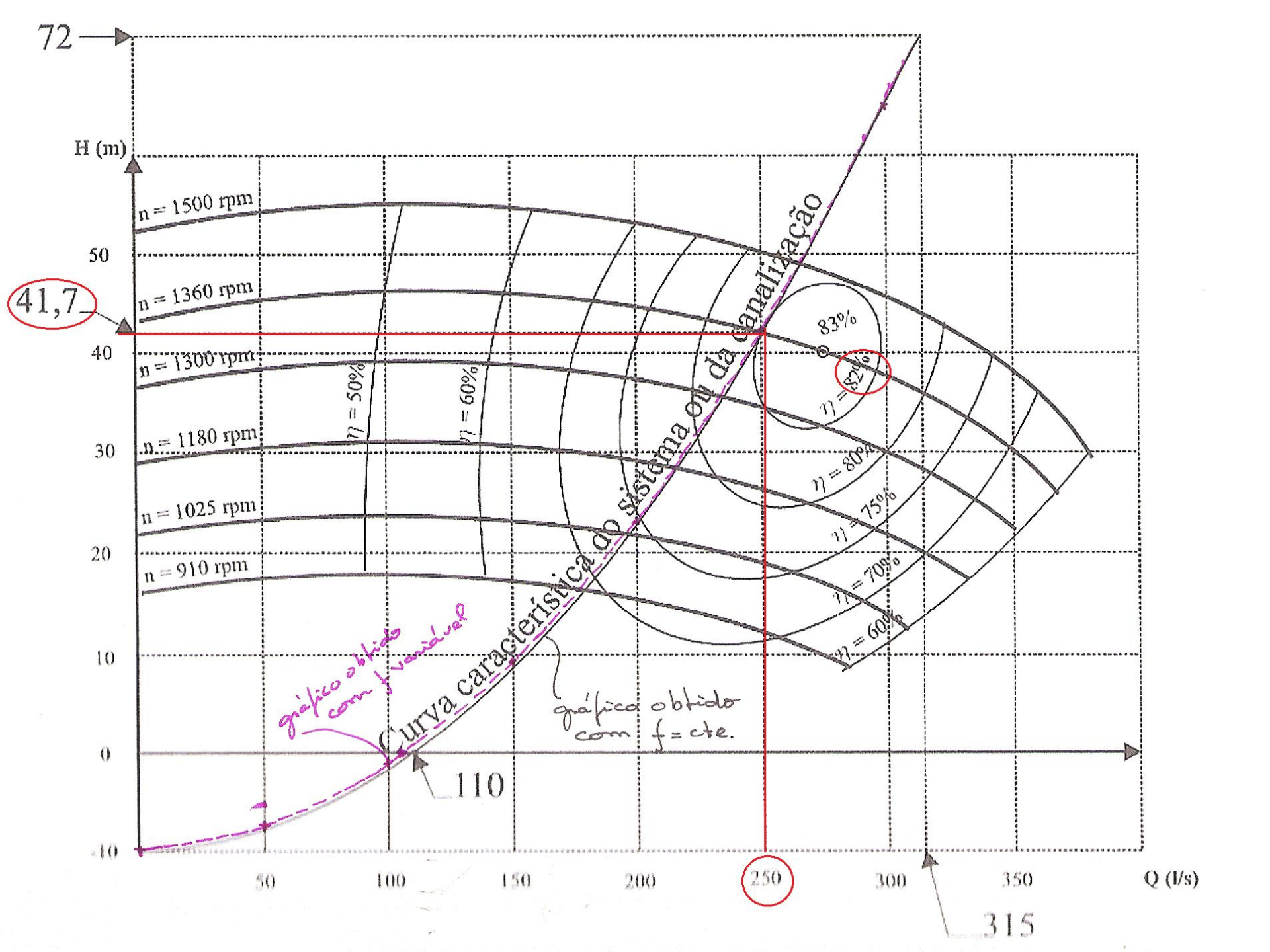
Curva característica do sistema ou da canalização

gráfico obtido com $f = cte.$

250

315

Q (l/s)



Evoca-se o conceito de CCI e sendo o “f” constante, pode-se escrever que:

$$H_S = H_{\text{estática}} + K \times Q^2$$

$$K = \text{cte}$$

$$H_{\text{estática}} = -10\text{m} \Rightarrow H_S = -10 + K \times Q^2$$

1ª Possibilidade para se obter o valor de K:

$$H_{\text{inicial}} + H_S = H_{\text{final}} + H_p$$

$$H_S = (H_{\text{final}} - H_{\text{inicial}}) + H_p = H_{\text{est}} + \frac{\alpha_f \times v_f^2 - \alpha_i \times v_i^2}{2g} + H_p$$

$$\frac{\alpha_f \times v_f^2 - \alpha_i \times v_i^2}{2g} = 0 \therefore H_S = H_{\text{est}} + H_p \Rightarrow H_p = K \times Q^2$$

Para que vazão se conhece a perda?

Para a vazão de 315 L/s a perda de carga é 82 m, portanto ao trabalhar com a vazão em m³/s, tem-se:

$$82 = K \times 0,315^2 \Rightarrow K = \frac{82}{0,315^2}$$

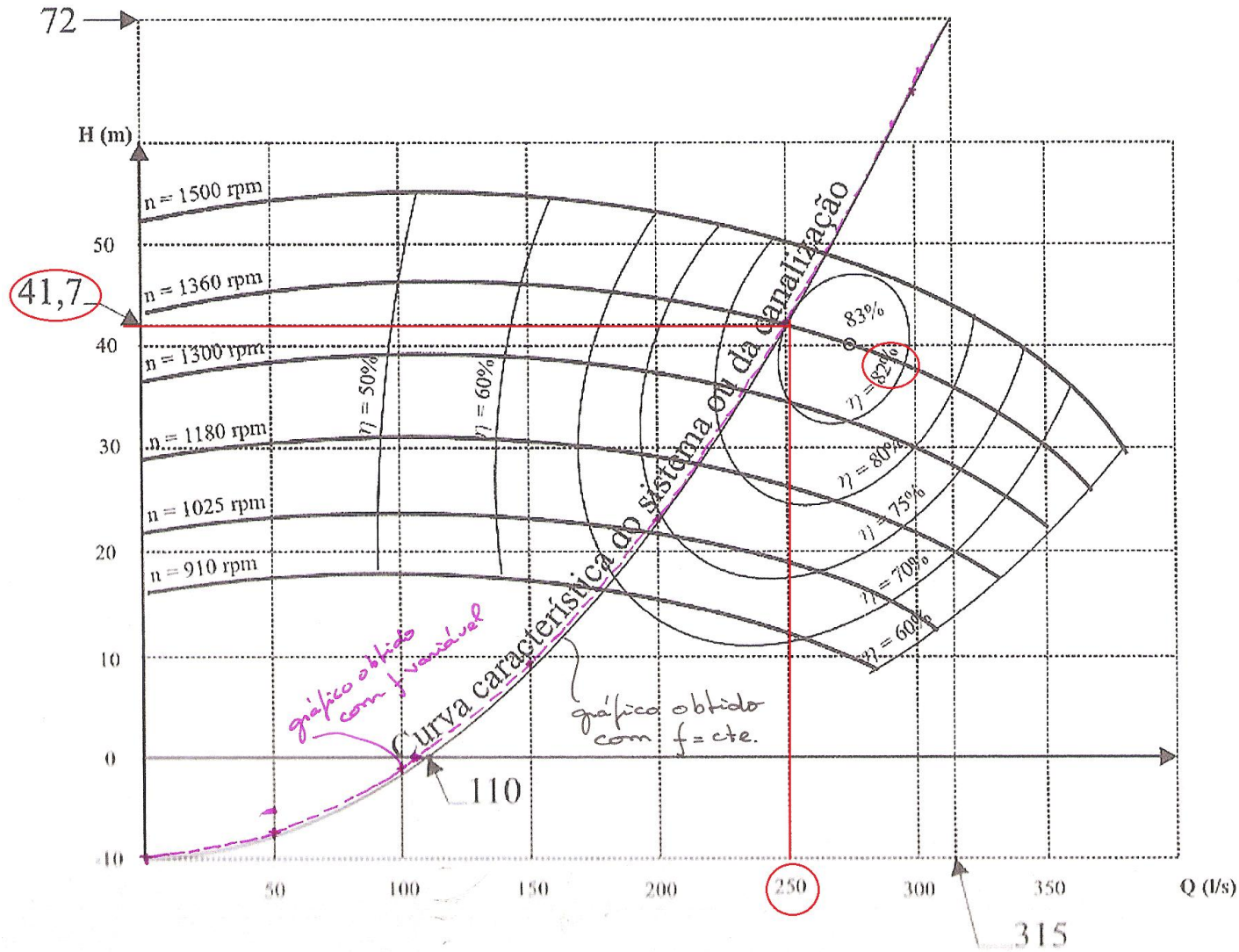
$$K \cong 826,4 \frac{s^2}{m^5}$$

2ª Possibilidade para se obter o valor de K: observa-se o gráfico dado e determina-se o par (Q, H_S)

1ª leitura:
Q=110 L/s e H_S = 0

2ª leitura:
Q=250L/s e H_S = 41,7m

3ª leitura:
Q=315L/s e H_S = 72m



$$K = \frac{H_{S_{\text{lido}}} - (-10)}{Q_{\text{lida}}^2}$$

Q lida (m ³ /s)	0,110	0,250	0,315
Hlido (m)	0	41,7	72
Kcalculado (s ² /m ⁵)	826,4	827,2	826,4

PARA ESTA APLICAÇÃO AO SE COMPARAR AS
CCI COM f VARIÁVEL E COM f CONSTANTE
OBSERVA-SE DIFERENÇAS PRATICAMENTE
DESPREZÍVEIS, ENTÃO PARA ESTA APLICAÇÃO
NÃO HAVERIA NECESSIDADE DE SE
TRABALHAR COM f VARIÁVEL.

O DIFÍCIL É SABER
QUANDO ISSO OCORRE!

QUAL O VALOR DO COEFICIENTE
DE PERDA DE CARGA
DISTRIBUÍDA QUE FOI
CONSIDERADO CONSTANTE PARA
OBTENÇÃO DO $k = 826,4 \text{ s}^2/\text{m}^5$?

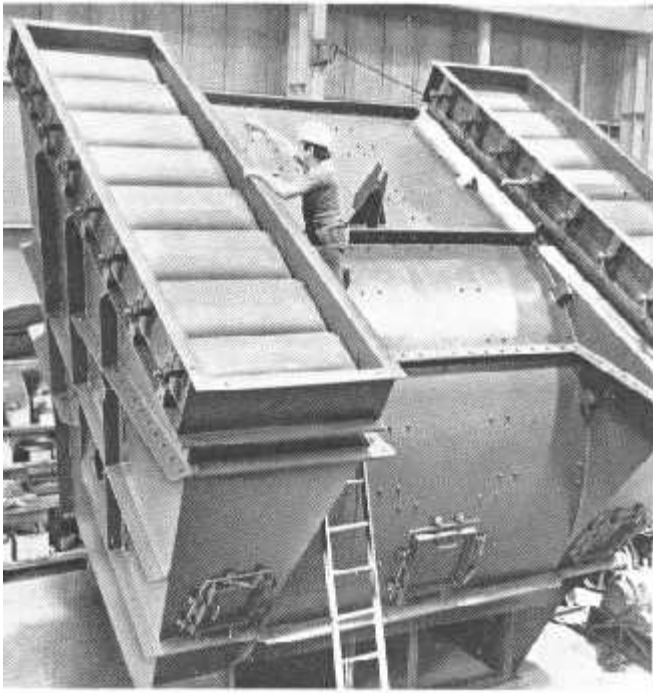
Ventiladores





VENTILADORES

Terminologia e definições



SISTEMA DE VENTILAÇÃO INDÚSTRIA DE CALDEIRA EM
INDÚSTRIA QUÍMICA

São estruturas mecânicas utilizadas para converter rotação em aumento de pressão do ar ou de outro gás.

Capacidade é o volume de ar deslocado por unidade de tempo, portanto Q

Altura de elevação representa o desnível energético entre dois pontos e é expressa em altura de coluna de fluido.

ALTURA TOTAL DE ELEVAÇÃO (H_t) é a energia total cedida pelo rotor do ventilador ao fluido. Uma parte desta energia, h , perde-se no próprio ventilador por atrito e turbilhonamento (perdas hidráulicas).

ALTURA ÚTIL (H) é a energia adquirida pelo fluido durante a passagem pelo ventilador. É definida por: $H = H_t - h$.

ALTURA MOTRIZ DE ELEVAÇÃO (H_m) é a energia mecânica fornecida pelo eixo do motor. Como toda esta energia não é aproveitada pelo rotor para transferir ao ar a energia H_t , uma parte dela se perde sob a forma de perdas mecânicas, H_p , nos mancais e na transmissão por correia. Assim pode-se escrever que: $H_m = H_t + H_p$

Potência é a energia fornecida para efetuar trabalho na unidade de tempo. Portanto a cada altura de elevação existe uma potência com a mesma designação.

POTÊNCIA TOTAL (N_t) é a potência fornecida ao fluido pelas pás do rotor.

POTÊNCIA ÚTIL (N_u) é a potência adquirida pelo fluido durante sua passagem pelo ventilador.

POTÊNCIA MOTRIZ ou MECÂNICA ou EFETIVA ou ainda “BRAKE HORSE-POWER” (N_m) é a potência fornecida pelo motor ao eixo do ventilador.

A potência de um fluido é dada pela equação: $N = \gamma \times Q \times H$, onde:

N = potência (útil, total ou motriz), watts

γ = peso específico do fluido, N/m^3

Q = vazão do fluido, m^3/s

H = altura de elevação (útil, total ou motriz) metro de coluna de fluido

Tem-se ainda:

$$H = \frac{\text{pressão} \left(\frac{N}{m^2} \right)}{\gamma \left(\frac{N}{m^3} \right)}$$

Rendimento é a relação entre potência aproveitada e fornecida.

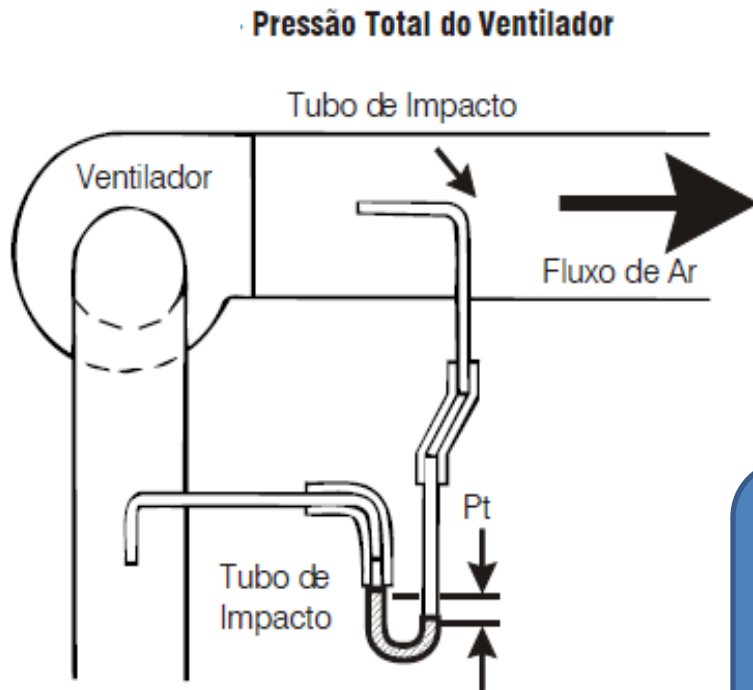
RENDIMENTO HIDRAULICO (η_h) - $\eta_h = N_u/N_t$

RENDIMENTO MECÂNICO (η_m) - $\eta_m = N_t/N_m$

RENDIMENTO TOTAL ou GLOBAL - $\eta_g = \eta_m * \eta_h = N_u/N_m$

PARA SE ESPECIFICAR O VENTILADOR
DEVE-SE EVOCAR OS CONCEITOS DAS
PRESSÃO OBSERVADAS NO MESMO.

Pressão total do ventilador (p_{tv})

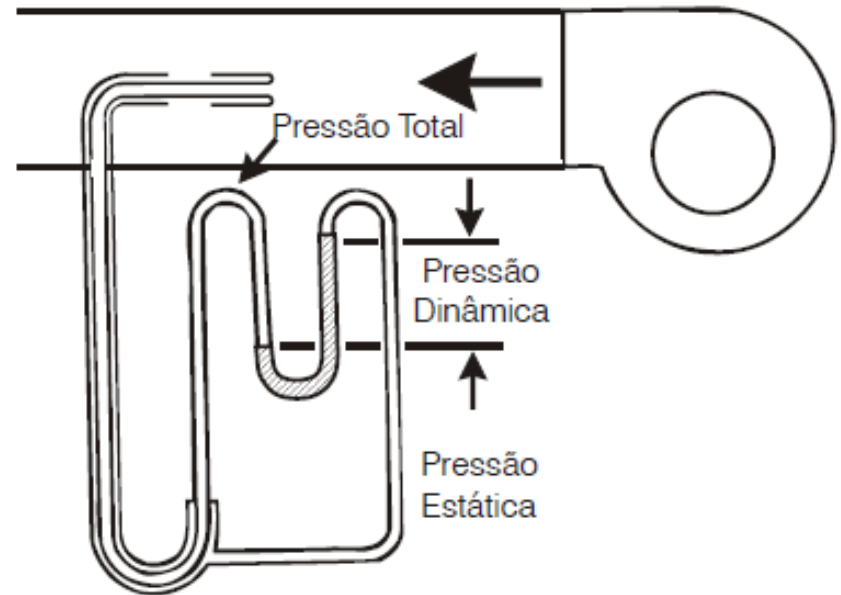


Diferença algébrica entre a pressão total média na descarga do ventilador e a pressão total média na aspiração do ventilador. É a medida da energia mecânica total acrescentada ao ar ou gás pelo ventilador.

PRESSÃO TOTAL É A SOMA DA PRESSÃO ESTÁTICA COM A PRESSÃO DINÂMICA .

Pressão de velocidade ou dinâmica do ventilador (p_{vv} ou p_d)

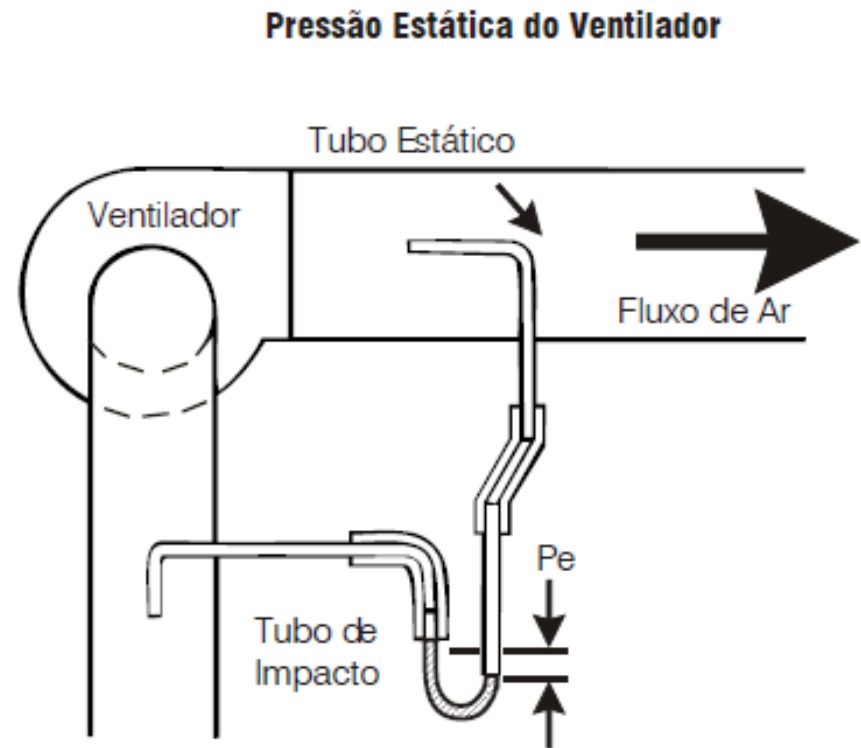
É a pressão exigida para acelerar o ar da velocidade zero para alguma velocidade e é proporcional à energia cinética da corrente de ar. A pressão de velocidade apenas será exercida na direção do fluxo de ar e é sempre positiva.



$$\text{Pressão Dinâmica} = \text{Pressão Total} - \text{Pressão Estática}$$

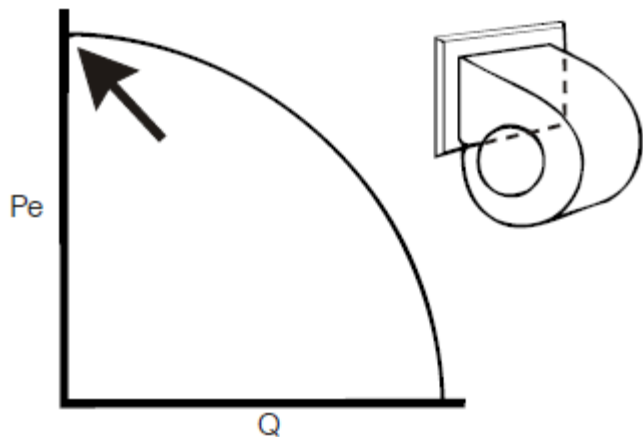
Pressão estática no ventilador (p_{ev} ou p_e)

A pressão estática do ventilador é uma grandeza usada na medição do desempenho de ventiladores e não pode ser medida diretamente. É a pressão total do ventilador menos a pressão dinâmica correspondente à velocidade média do ar na descarga do ventilador. Observa-se que não é a diferença entre a pressão estática na descarga e a pressão estática na aspiração, isto é, não é a pressão estática do sistema externo.



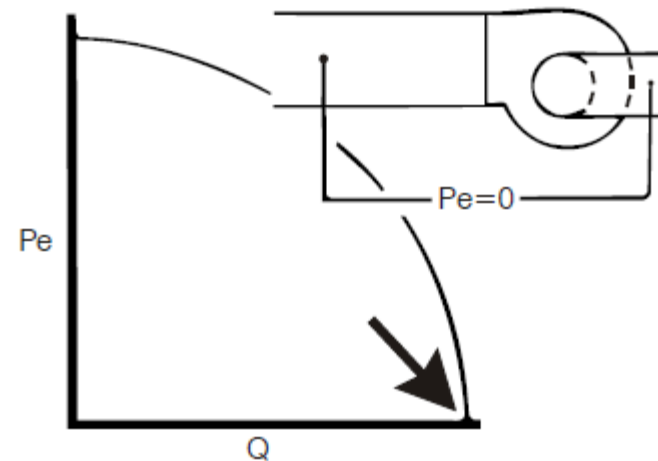
Valores típicos da pressão estática do ventilador

Pressão Estática com Vazão Nula



Condição de operação em que a descarga do ventilador encontra-se completamente fechada, resultando em nenhum fluxo de ar.

Descarga Livre



Nesta condição de operação a pressão estática através do ventilador é zero, e a vazão é máxima.

Velocidade periférica

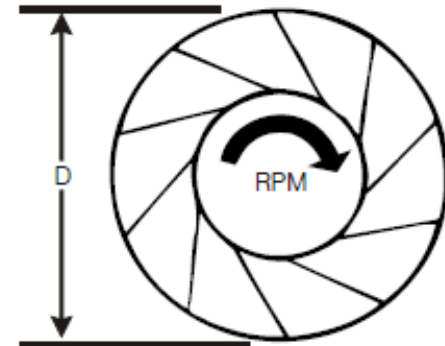
É igual a circunferência do rotor multiplicada pela RPM do ventilador e é expressa em m/s.

$$v_p = \frac{\pi \times D \times n}{60}$$

Onde :

D = diâmetro do rotor em metros

n = velocidade em RPM

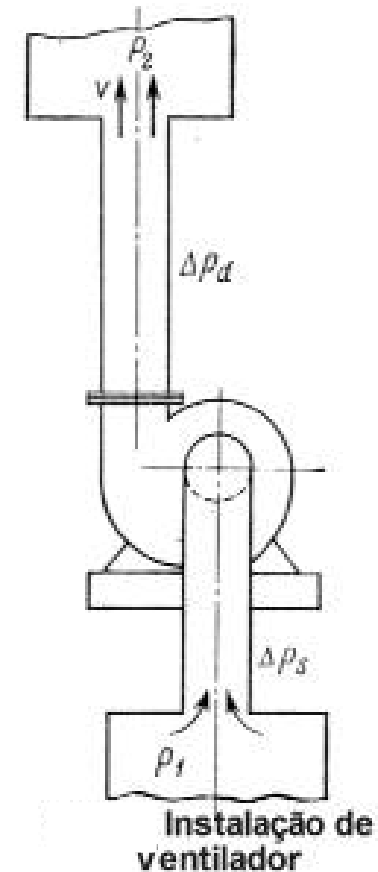


Aumento da pressão criada por um ventilador = Δp

$$\Delta p = (p_2 - p_1) + (\Delta p_s + \Delta p_d) + \frac{v_s^2 \rho}{2}$$

ou ainda,

$$\Delta p = \left(p_{st, d} + \frac{v_d^2 \rho}{2} \right) - \left(p_{st, s} + \frac{v_s^2 \rho}{2} \right)$$



onde:

- p_1 = pressão no ambiente do qual o ventilador retira o ar (Pa);
- p_2 = pressão no ambiente no qual a ventoinha entrega o ar (Pa);
- Δp_s e Δp_d = perdas de pressão nas linhas de sucção e de descarga (Pa);
- v = velocidade do ar à saída da instalação (m/s);
- $p_{st,d}$ e $p_{st,s}$ = pressões estáticas diretamente depois do soprador e antes dele (Pa);
- v_d e v_s = velocidades do ar nas tubulações de descarga e de sucção (m/s);
- ρ = densidade do ar ou do gás considerado (kg/m^3).

Especificação do ventilador

Os ventiladores são especificados segundo:

- a vazão de fluido fornecida que também é conhecida como a capacidade do ventilador (Q);
- pressão total aplicada ao fluido (p_{tv}) que representa a energia total recebida pelo fluido e que é responsável pelo seu escoamento com a vazão Q ;
- potência necessária.

Potência necessária para instalação de um ventilador

$$N_{\text{necessária}} = \frac{Q \times \Delta p}{\eta}$$

onde:

Q = Vazão do ventilador (m^3/s);

Δp = aumento de pressão criado pelo ventilador (Pa);

η = eficiência global da instalação do ventilador

Potência no eixo, que é a potência necessária no eixo para impor ao escoamento as pressões p_{tv} e p_{ev} e a vazão Q

$$N_{\text{eixo}} = \frac{Q \times p_{tv}}{\eta_{tv}} \quad \text{ou ainda} \quad N_{\text{eixo}} = \frac{Q \times p_{ev}}{\eta_{ev}}$$

Onde:

N_{eixo} = potência no eixo (W);

Q = vazão (m^3/s);

P_{TV} = pressão total no ventilador (Pa);

P_{EV} = pressão estática do ventilador (Pa);

η_{tv} = eficiência total do ventilador

η_{ev} = eficiência estática do ventilador

Potência sonora total irradiada pelo ventilador
nível de potência sonora = W_s em watts

Nível de potência sonora = NW_s em decibéis, dB

$$NW_s = 10 \times \log \left(\frac{W_s}{10^{-12}} \right)$$

Classificação dos ventiladores

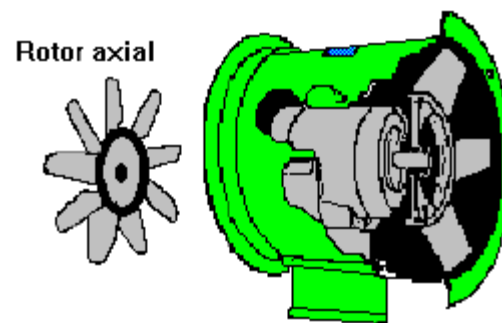
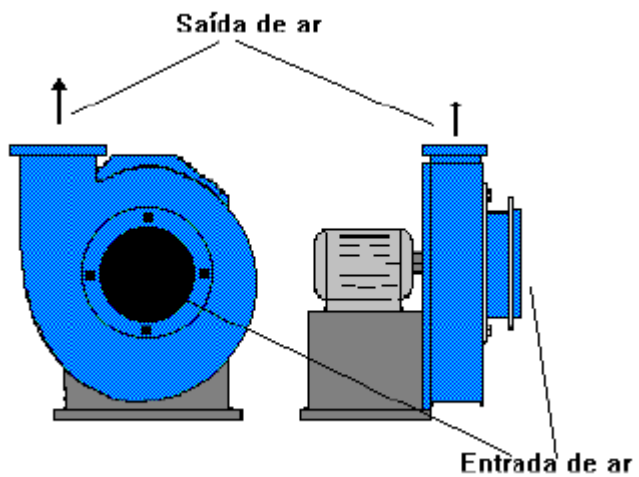
Existe diversos critérios para a sua classificação e aqui o objetivo é mencionar as mais utilizadas.

1. Segundo a intensidade da pressão:

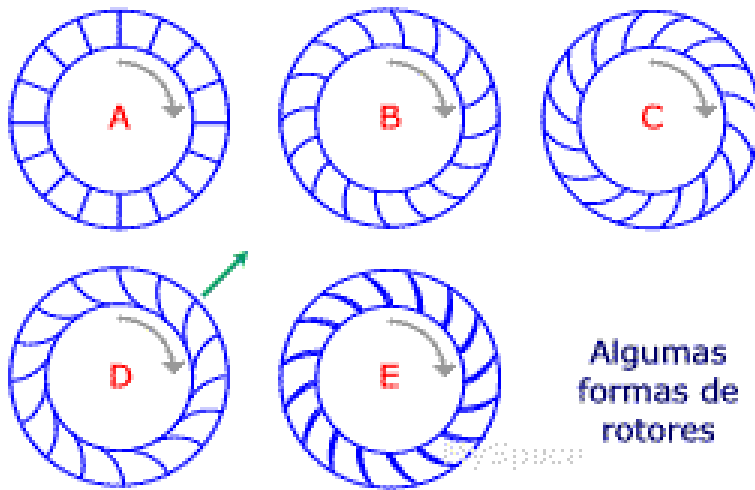
- a. BAIXA PRESSÃO - até 2,0 kPa (200 mmca)
- b. MÉDIA PRESSÃO – entre 2,0 e 8,0 kPa (200 a 800 mmca)
- c. ALTA PRESSÃO - entre 8,0 e 25 kPa (800 a 2500 mmca)
- d. TURBO-COMPRESSOR – acima de 25 kPa (2500 mmca)

2. Segundo a modalidade construtiva:

- a. CENTRIFUGOS – o ar entra na voluta paralelamente ao eixo do motor e saí perpendicularmente à direção de entrada.
- b. AXIAIS – o rotor se assemelha a uma hélice e o ar entra e saí do ventilador paralelamente ao eixo deste.



Formas de pás dos ventiladores centrífugos



A (pás radiais planas): para trabalho pesado, com partículas em suspensão e abrasivas. O rendimento é baixo.

B (pás curvas para trás): vazão média, ar limpo, baixo nível de ruído, alta pressão, rendimento médio.

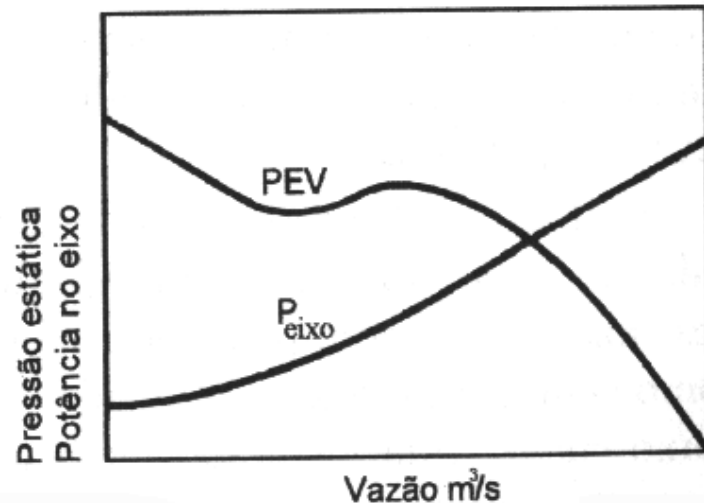
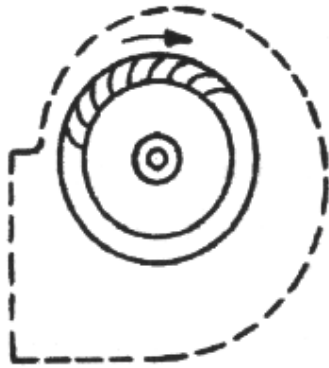
C (pás curvas para frente): alta pressão, rendimento médio. Permite vazões mais altas com diâmetros menores. Não adequado para abrasivos e materiais pegajosos.

D (pás curvas para frente, saída radial): altas pressões e vazões. Rendimento médio.

E (pás de perfil asa): ar limpo, baixo nível de ruído, bom rendimento

Ventiladores centrífugos

Ventilador centrífugo de pás inclinadas para frente - tem eficiência mais elevada que o ventilador de pás retas, mas não é adequado para trabalhar com ar contendo material particulado. Ocupa pouco espaço e é bastante utilizado na ventilação geral diluidora e na ventilação para conforto ambiental, pois o ar insuflado para dentro do ambiente está praticamente isento de partículas.

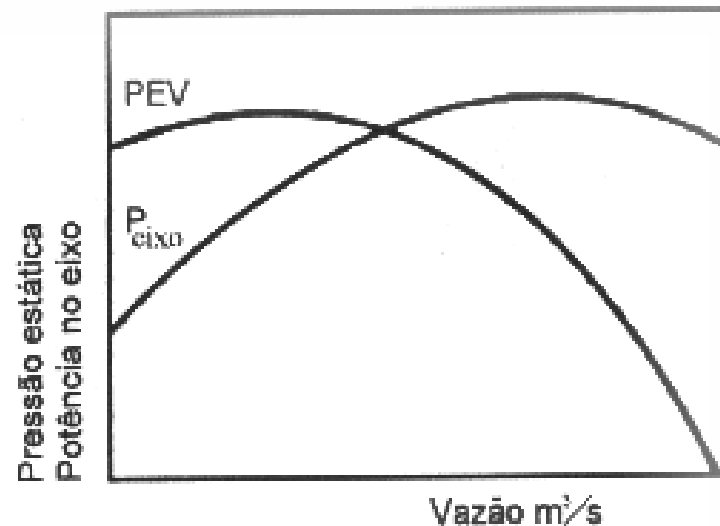
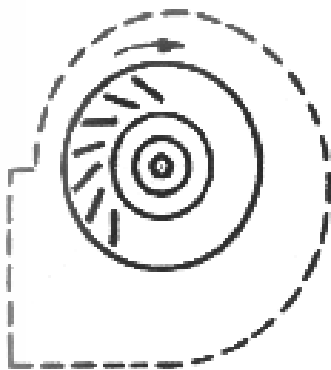


Ventilador centrífugo de pás inclinadas para frente

Ventilador centrífugo de pás inclinadas para trás - trabalha com velocidades maiores que os anteriores e possui duas características importantes:

- apresenta a eficiência mais elevada;
- tem autolimitação de potência decorrente da forma de sua curva de potência

Se o motor de acionamento for selecionado para o pico da curva de potência, não existirá perigo de ocorrer sobrecarga.



Ventilador centrífugo de pás inclinadas para trás

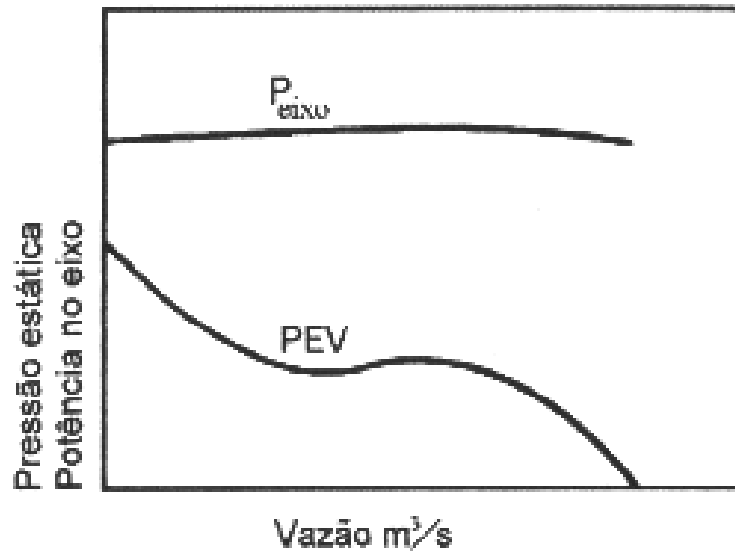
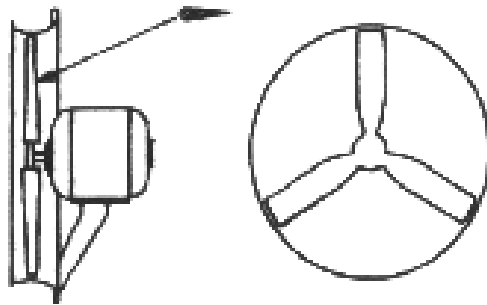
Ventiladores axiais

Ventilador axial propulsor - indicado para movimentar grandes vazões de ar, com pequenos diferenciais de pressão.

Vantagem: construído com grande simplicidade e, conseqüentemente, baixo custo.

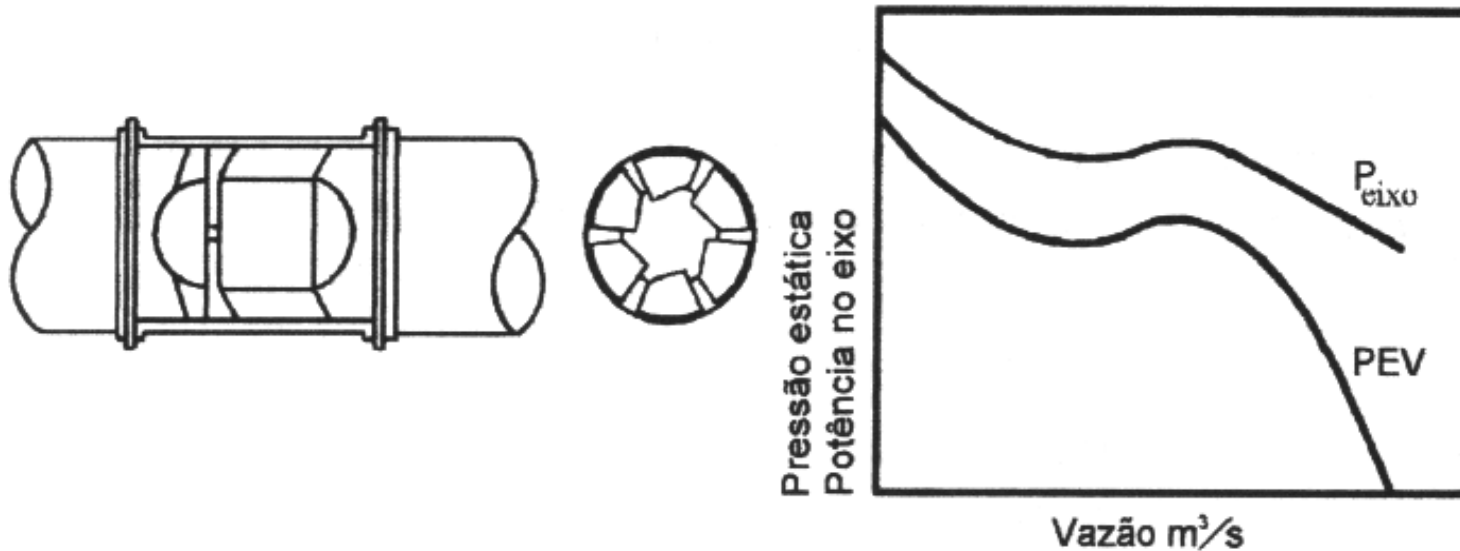
Normalmente é instalado sem duto

Muito utilizado na ventilação geral diluidora .



Ventilador axial propulsor

Ventilador de tubo axial - trabalha com pressões maiores que o ventilador axial propulsor, com um rendimento maior. Isto é possível devido ao rotor com pás de melhor perfil aerodinâmico que o anterior e a presença do tubo axial. Para aumentar ainda mais a eficiência, podem ser afixadas no interior do tubo axial, aletas estabilizadoras do fluxo.



Ventilador tubo axial

Axial versus radial

Grosso modo, pode-se dizer que os ventiladores axiais são mais adequados para maiores vazões e menores pressões e o contrário para os radiais. Algumas vezes, a forma física define o tipo. Exemplo: para exaustores de parede, os axiais são mais adequados.

Os ventiladores axiais têm em geral rendimentos maiores que os radiais. Valores típicos estão perto de 80% ou acima. Isso ocorre porque a direção do fluxo de saída é a mesma da do fluxo de entrada, ou seja, não há o desvio de 90° dos radiais.

Entretanto, os ventiladores radiais são mais usados.

Ventiladores

AXIAIS



THTAMP-D



THTAMP-R



THTAMP-C



GJTHT/PLUS



- + Caudal
- + Nivel ruído
- Pressão estática

CENTRIFUGOS



- + Pressão estática
- Caudal
- Nivel de ruído

Ventiladores

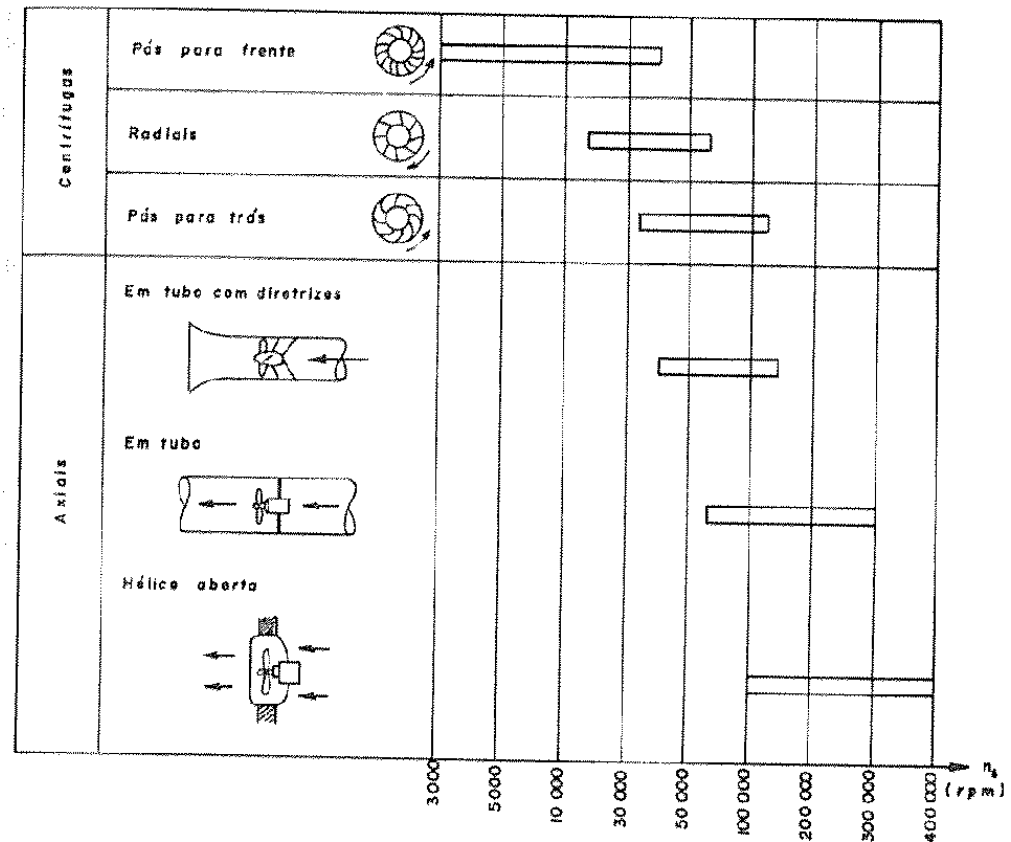
- Velocidade específica

$$n_s = 16,6 \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}$$

n: Rotação (rpm)

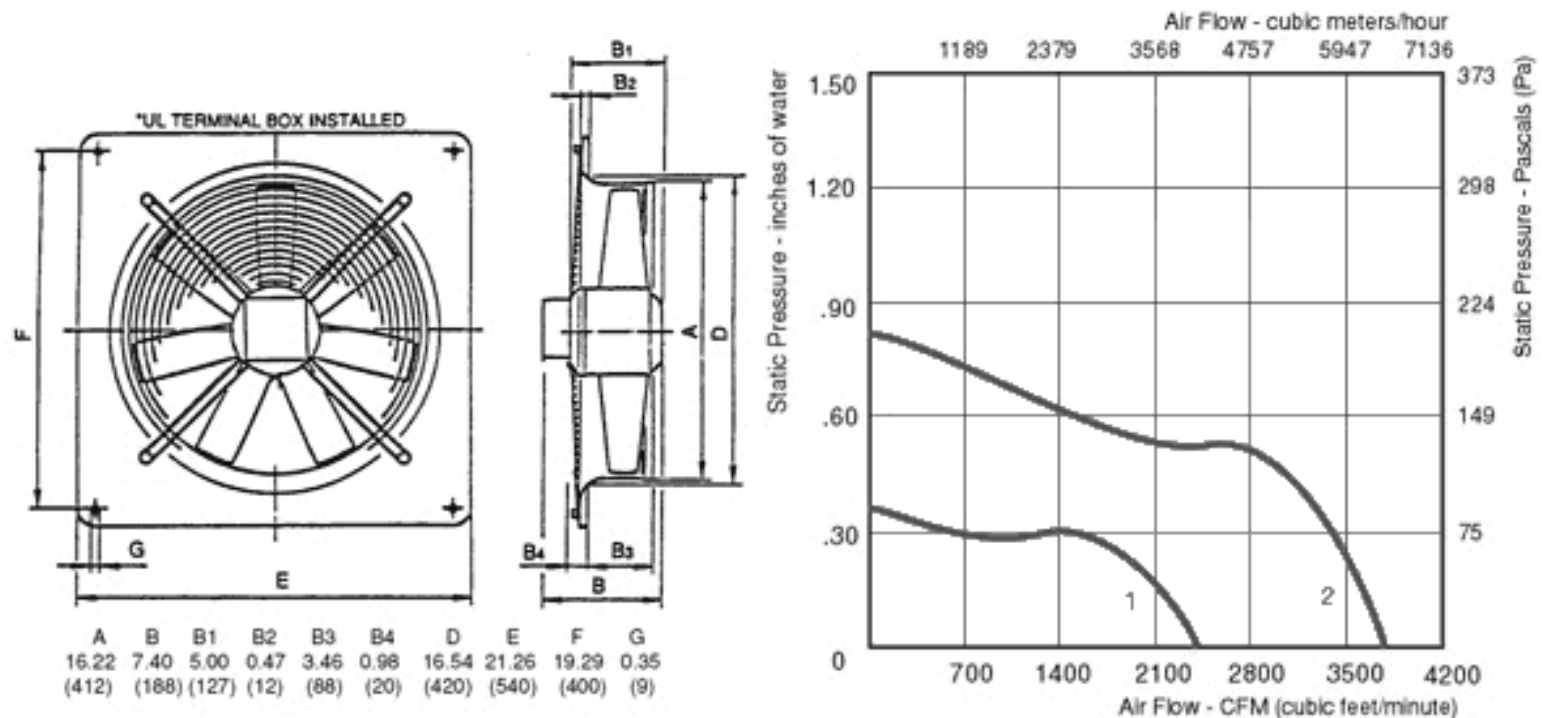
Q: vazão (l/s)

H: altura manométrica (mmca)



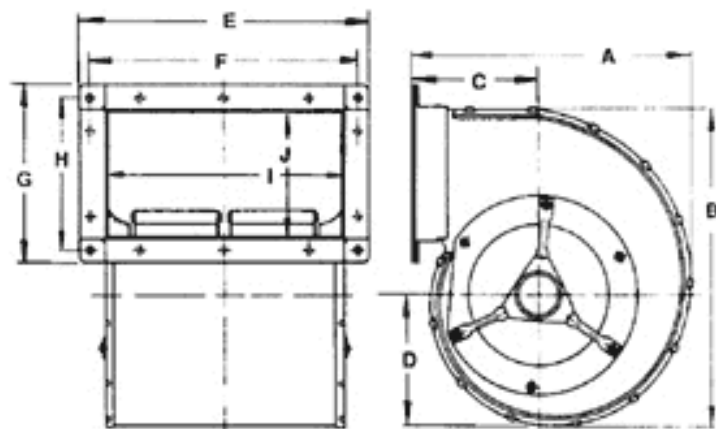
Curvas características do ventilador

As curvas características de um ventilador expressam o seu desempenho para uma dada massa específica do ar.



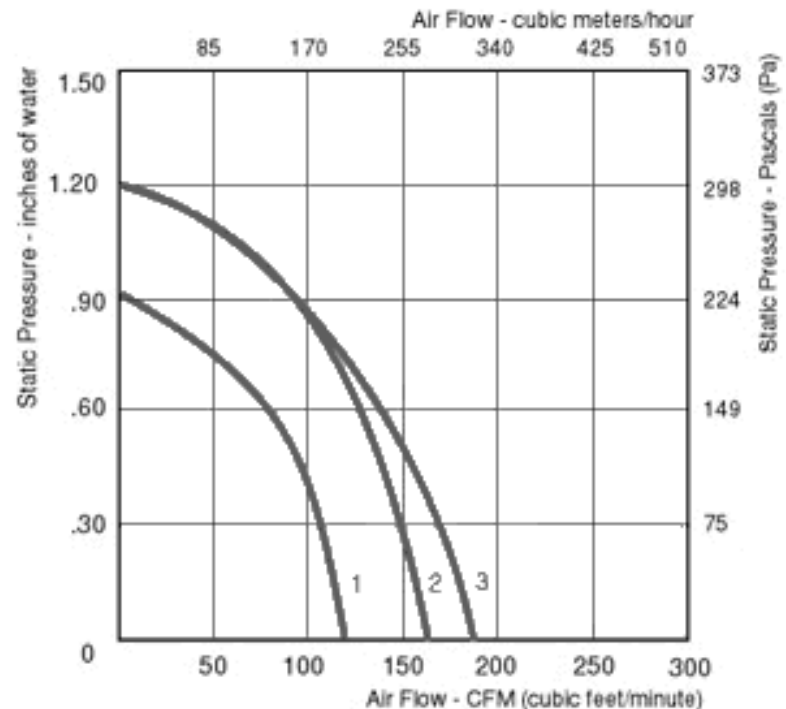
Curvas características do ventilador

As curvas características de um ventilador expressam o seu desempenho para uma dada massa específica do ar.

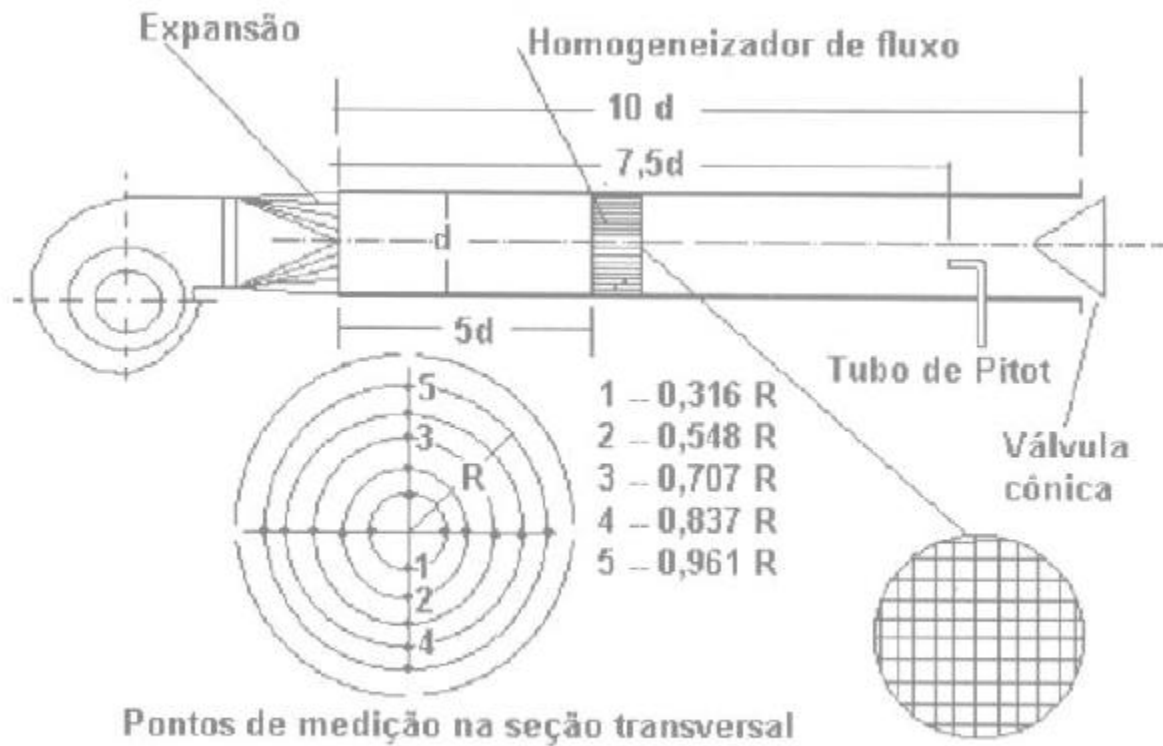


DIMENSIONS - Inches (mm)

PART NUMBER	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
D2E097-CB	5.67 (144)	5.39 (137)	2.99 (76)	2.44 (62)	5.51 (140)	5.04 (128)	3.07 (78)	2.60 (66)	4.25 (108)	1.81 (46)
D2E097-BE	6.38 (162)	6.50 (165)	3.39 (86)	2.68 (68)	7.09 (180)	6.61 (168)	3.94 (100)	3.46 (88)	5.75 (146)	2.64 (67)



Obtenção da curva característica do ventilador padronizada pela AMCA (Air Moving and Conditioning Association)



Normalização para obtenção de curvas características de ventiladores.

EXEMPLOS DE CURVAS DE DESEMPENHO DE UM VENTILADOR

Uma ou mais das seguintes características podem ser representadas graficamente em função da vazão (Q):

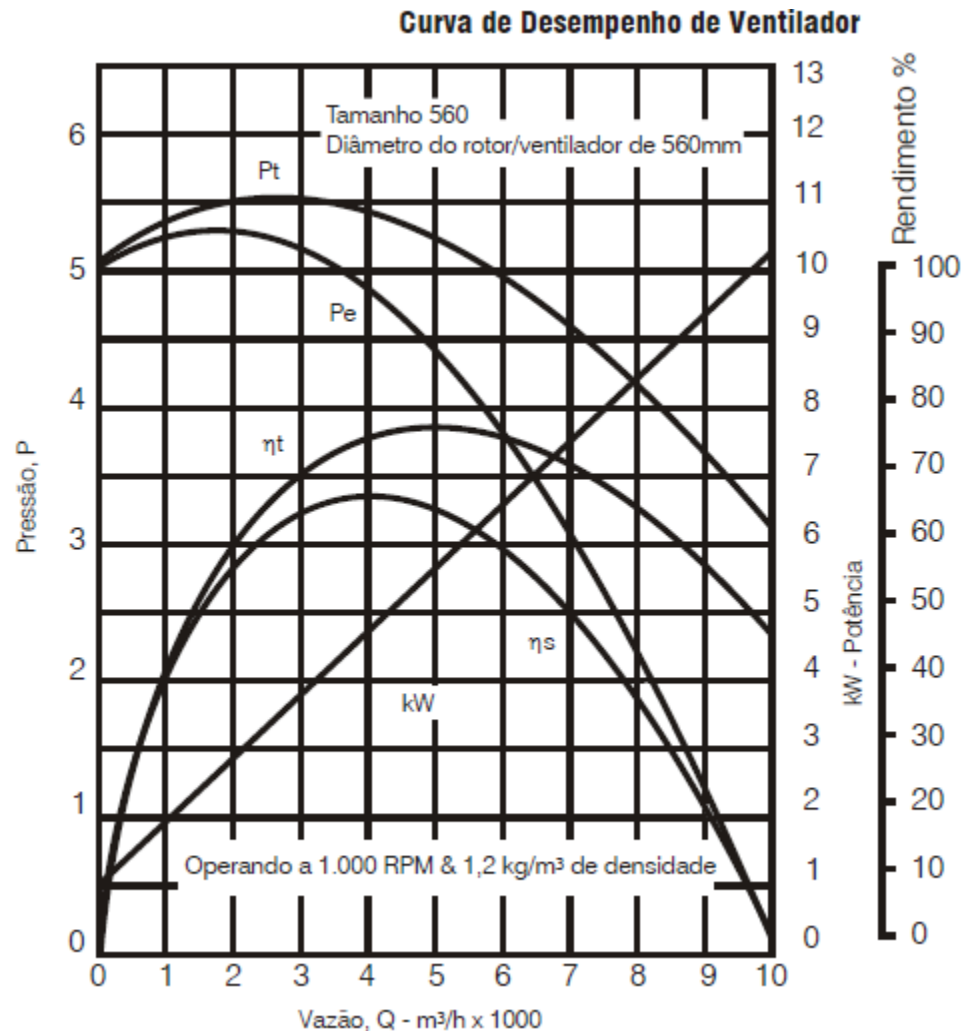
Pressão estática = p_e

Pressão total = p_t

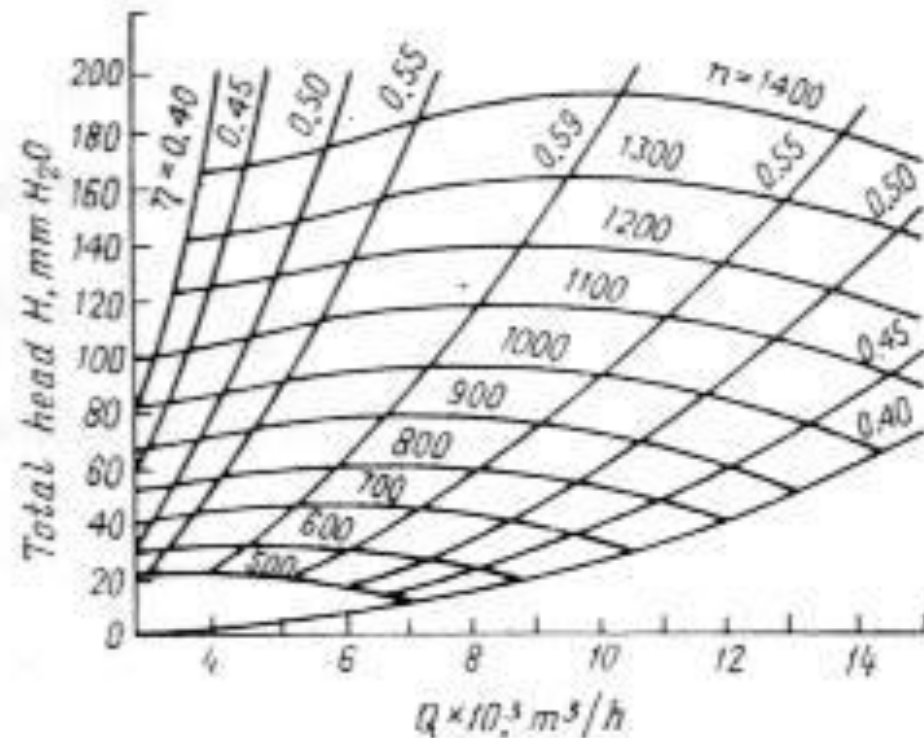
Potência = P

Rendimento estático do ventilador = η_{ev}

Rendimento total do ventilador = η_{tv}

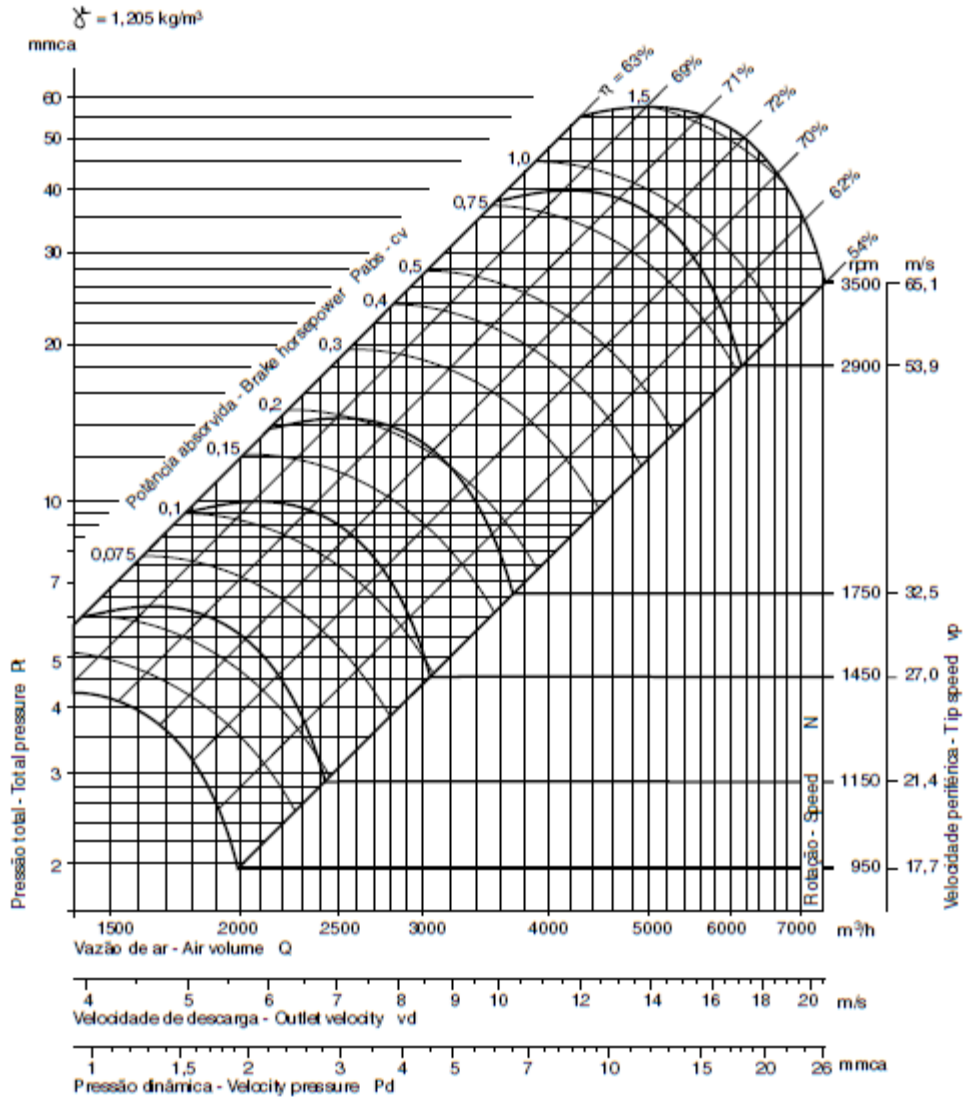


A Figura mostra um exemplo das características de um ventilador centrífugo para várias velocidades n (rpm).



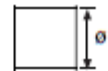
Características de um ventilador centrífugo

O desempenho mostrado é para a instalação do tipo B - aspiração livre / de carga d'água de (ANSI/AMCA Standard 21-086 figura 7). Os dados de desempenho não incluem o efeito das variações ocasionais por condições, de instalação ou de operação colocados no fluxo de ar. A potência absorvida (a) não inclui as perdas de transmissão.



Diâmetro do rotor
Impeller diameter

$D = 350 \text{ mm}$



$\phi 355 \text{ mm}$

Momento de inércia
Moment of inertia

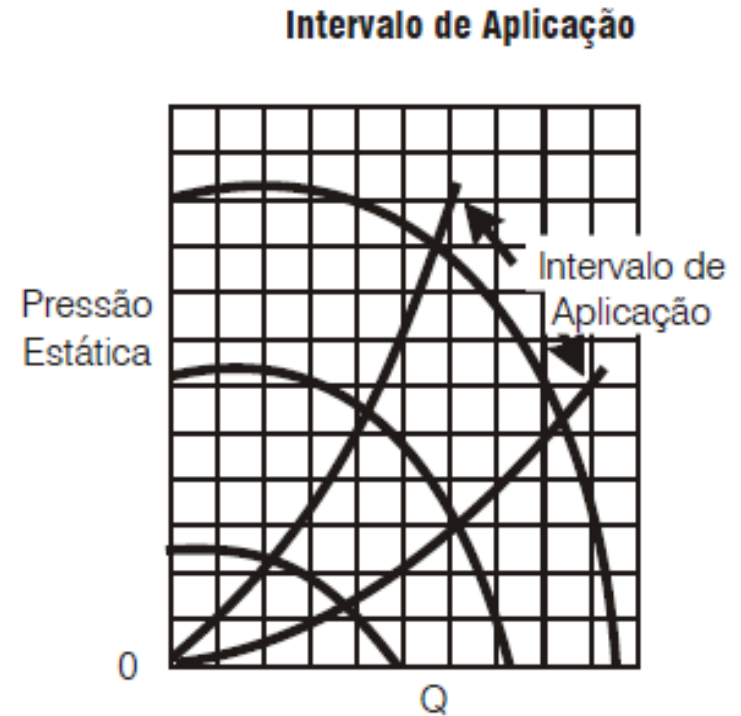
$GD^2 = 0,13 \text{ kg.m}^2$

$A = 0,099 \text{ m}^2$

Intervalo de aplicação

É o intervalo de vazões e pressões de operação, determinado pelo fabricante, no qual um ventilador irá operar satisfatoriamente.

O intervalo de aplicação típica para ventiladores centrífugos com pás voltadas para a frente é de 30% a 80% da vazão máxima, para ventiladores inclinados para trás é de 40% a 85% da vazão máxima e para ventiladores com pás radiais de 35% a 80% da vazão máxima.



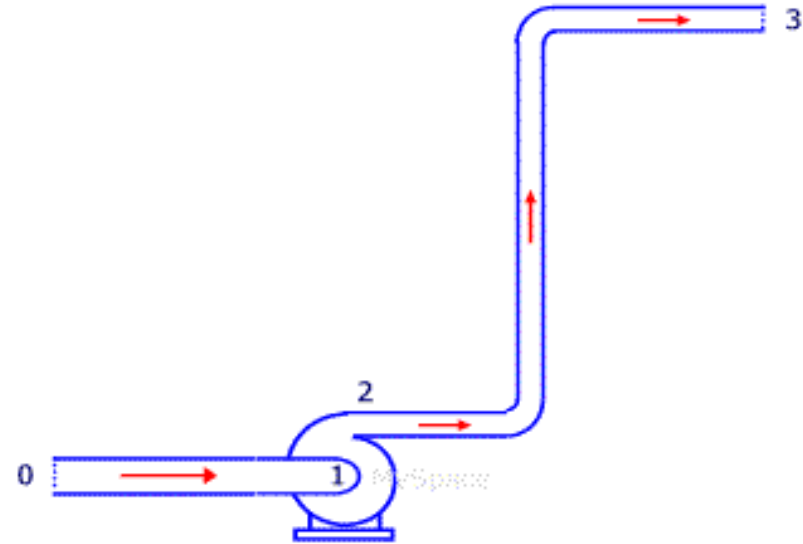
Curva do sistema

Seja uma instalação simples conforme figura à direita: o ventilador aspira ar no ponto 0 e envia para o ponto 3 através dos ductos da instalação.

Chamando p_{atm} a pressão atmosférica, as seguintes premissas são válidas:

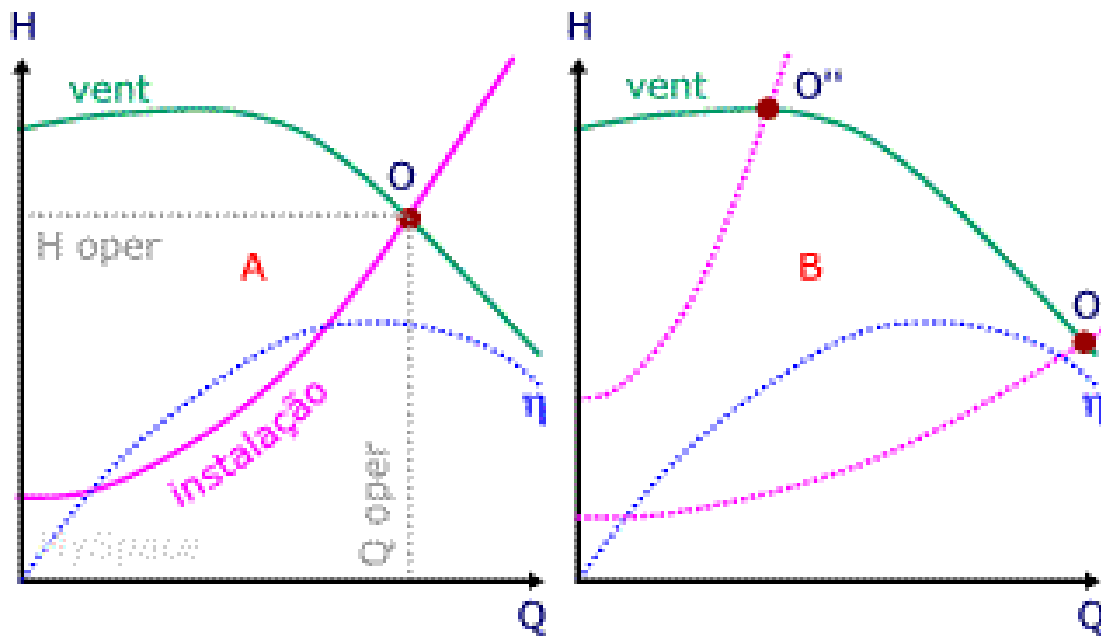
- no ponto 0, a velocidade é nula: $v_0 = 0$.
- as pressões em 0 e 3 são iguais à da atmosfera: $p_0 = p_3 = p_{atm}$.
- a massa específica do ar é muito baixa se comparada com líquidos. Assim, para a maioria dos casos práticos, as diferenças de alturas físicas entre os pontos pouco representam em termos de pressões. Elas não são consideradas na equação da energia.

Considerando que, no escoamento real, há perda de carga nos dutos e acessórios dos mesmos, deve-se incluir em um lado da equação uma parcela H_p que representa essas perdas. Assim, entre os pontos 0 e 3 pode-se escrever:



$$H = \frac{v_3^2}{2g} + H_{p_{0-1}} + H_{p_{2-3}} \Rightarrow H = \frac{\Delta p_{ev}}{\gamma}$$

Quando plotamos as curvas características do ventilador e do sistema de dutos em um único diagrama, a vazão de ar fornecida pelo ventilador corresponderá ao ponto de interseção das duas curvas (Figura abaixo). Neste ponto, o acréscimo de pressão produzido pelo ventilador equilibra a resistência ao escoamento oferecida pelo sistema de dutos.



Perda de Carga

A perda de carga de um sistema de ventilação industrial pode ser expressa em função da vazão do ventilador, Q , pela equação:

$$\Delta p = K_{SV} \times Q^2$$
$$K_{SV} = f \times \frac{(L + \sum L_{eq})}{D_H}$$

K_{sv} = coeficiente de perda do sistema de ventilação.

Este termo faz parte da curva do sistema e em muitas aplicações é seu termo principal.

Considerando a curva do rendimento (azul) pode-se ver que em A o ventilador trabalha perto do máximo rendimento (o ideal seria se ter este ponto de trabalho). Se a curva da instalação fosse como uma das duas do gráfico B, o ponto de operação (O' ou O'') teria um rendimento menor.

A conclusão óbvia é que a escolha adequada do ventilador e o correcto dimensionamento da instalação influem significativamente no rendimento e isso se traduz em maior ou menor consumo de energia.

Instalações que precisam de vazão variável podem usar registros tipo borboleta ou similares para aumentar ou diminuir a perda de carga. Como ela é parâmetro da igualdade anterior, a curva da instalação muda e, por consequência, o ponto de operação varia, diminuindo ou aumentando a vazão. Entretanto, isso significa trabalho em pontos de menor rendimento.

Uma alternativa melhor é variar a vazão do ventilador. Em outras épocas, isso só era possível com variadores mecânicos de rotação ou motores de corrente contínua. No caso de ventiladores axiais, também por mecanismos que variam o ângulo das pás. Todos esses são equipamentos mais caros ou de manutenção problemática. Actualmente, os conversores de frequência são capazes de proporcionar o controle com custos razoáveis e pouca manutenção.

Leis dos ventiladores

Com o uso das Leis dos Ventiladores, é possível prever com boa precisão o desempenho de um ventilador em outras velocidades e densidades diferentes daquelas do teste de desempenho original.

É importante observar-se, entretanto, que essas Leis se aplicam a um determinado ponto de operação segundo a característica do ventilador. Elas não podem ser usadas para prever outros pontos nesta curva característica, ou seja, as leis dos ventiladores calculam o novo ponto de operação do ventilador dentro da curva de mesmo rendimento.

As Leis dos Ventiladores serão exatas para ventiladores com proporcionalidade geométrica; entretanto, uma vez que as tolerâncias normalmente não são proporcionais, um desempenho levemente melhor é normalmente obtido quando for projetado a partir de um determinado tamanho de ventilador para um tamanho maior.

Equações das leis dos ventiladores:

$$Q_2 = Q_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right) \times \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3$$

$$p_2 = p_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \times \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \times \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)$$

$$N_{v2} = N_{v1} \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \times \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5 \times \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)$$

Onde:

Q = vazão

p = pressão (total, estática ou dinâmica)

ρ = densidade do gás

n = rotação do ventilador

D = diâmetro do rotor

N_v = potência do ventilador

Mudanças na rotação do ventilador

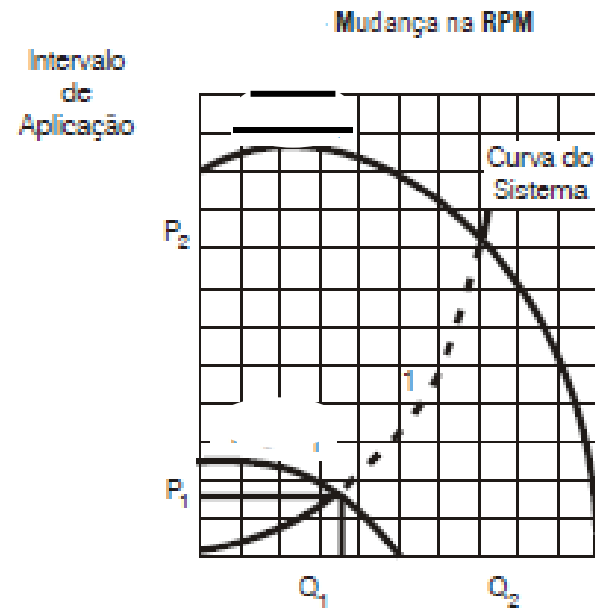
Considerar as leis para ventiladores aplicadas a uma mudança apenas na rotação (sistema constante) em determinado ventilador e em determinado sistema utilizando o fluido numa dada densidade.

$$Q_2 = Q_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)$$

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2$$

$$N_{v2} = N_{v1} \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3$$

O rendimento não é alterado.



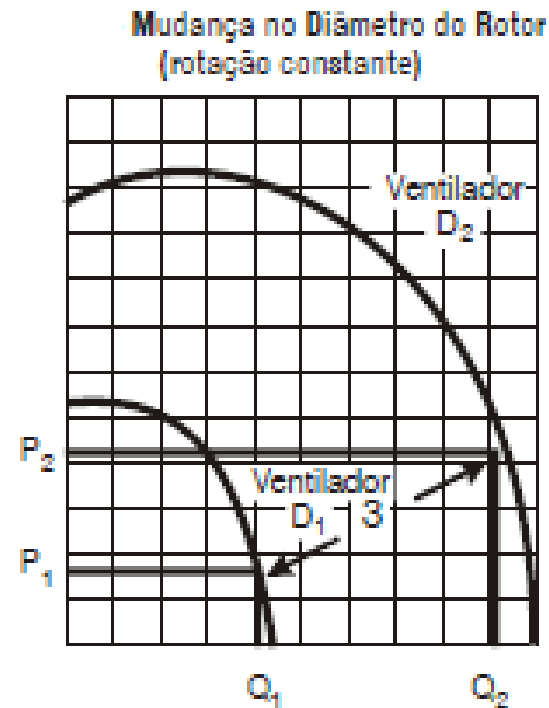
Mudanças no tamanho do ventilador

Geralmente são usadas pelos fabricantes de ventiladores para gerar dados quanto ao desempenho para "famílias" de ventiladores geometricamente proporcionados.

$$Q_2 = Q_1 \times \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3$$

$$p_2 = p_1 \times \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2$$

$$N_{v2} = N_{v1} \times \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5$$



Mudanças na massa específica do fluido

Considera-se o efeito da mudança na densidade do ar sobre o desempenho do ventilador, sendo que duas leis se aplicam a esta situação.

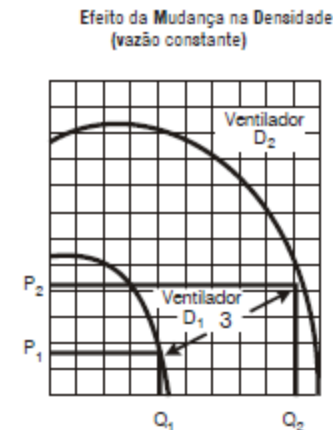
1. Leis dos Ventiladores com volume, sistema, tamanho do ventilador e rotação constantes.

A vazão do ventilador (Q) não será alterada em virtude da densidade. Um ventilador é uma máquina de volume constante e produzirá a mesma vazão independentemente da densidade do ar.

$$Q_2 = Q_1$$

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)$$

$$N_{v2} = N_{v1} \times \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)$$



2. As Leis dos Ventiladores (Fig. 5) com pressão, sistema e tamanho do ventilador constantes. Rotação variável.

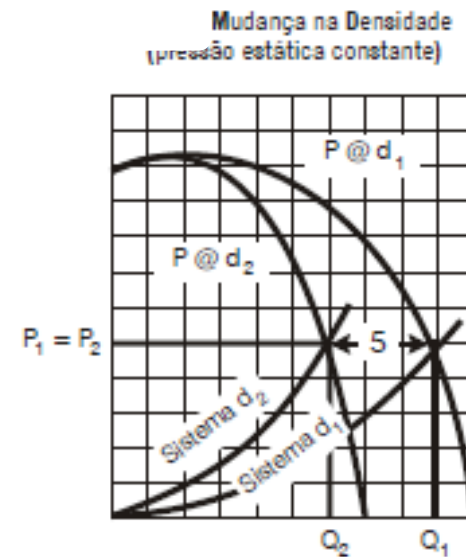
$$Q_2 = Q_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)$$

$$p_2 = p_1$$

$$N_{v2} = N_{v1} \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)$$

$$\therefore Q_2 = Q_1 \times \left(\frac{N_{v2}}{N_{v1}} \right)$$

$$Q_2^2 = Q_1^2 \times \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right)$$



Exercício 1

Um ventilador para ar condicionado está operando a uma velocidade de 600 rpm contra uma pressão estática de 500 Pa e exigindo potência de 6,50 kW. Está liberando 19.000 m³/h nas condições padrão. Para manusear uma carga térmica de ar condicionado maior que a planejada originalmente, mais ar se faz necessário. A fim de aumentar a vazão de ar para 21.500 m³/h, quais são os novos valores para a rotação do ventilador, a pressão estática e a potência?

$$Q_2 = Q_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right) \therefore n_2 = 600 \times \left(\frac{21500}{19000} \right) \cong 679 \text{rpm}$$

$$P_{e_2} = P_{e_1} \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \therefore P_{e_2} = 500 \times \left(\frac{679}{600} \right)^2 \cong 640 \text{Pa}$$

$$P_{\text{eixo}_2} = P_{\text{eixo}_1} \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 = 6,50 \times \left(\frac{679}{600} \right)^3 \cong 9,42 \text{kW}$$

Exercício 2

Um ventilador está operando a uma velocidade de 2.715 rpm a uma temperatura de 20°C contra uma pressão estática de 300 Pa. Está liberando 3.560 m³/h e requer 2,84 kW. Um motor de 5 kW está alimentando o ventilador. O sistema está com pouca capacidade, porém o proprietário não quer gastar dinheiro para mudar o motor. Qual é a capacidade máxima que se pode chegar no seu sistema com o motor 5 kW existente? Qual é o aumento de rotação permitido? Qual será a vazão e qual será a pressão estática sob as novas condições?

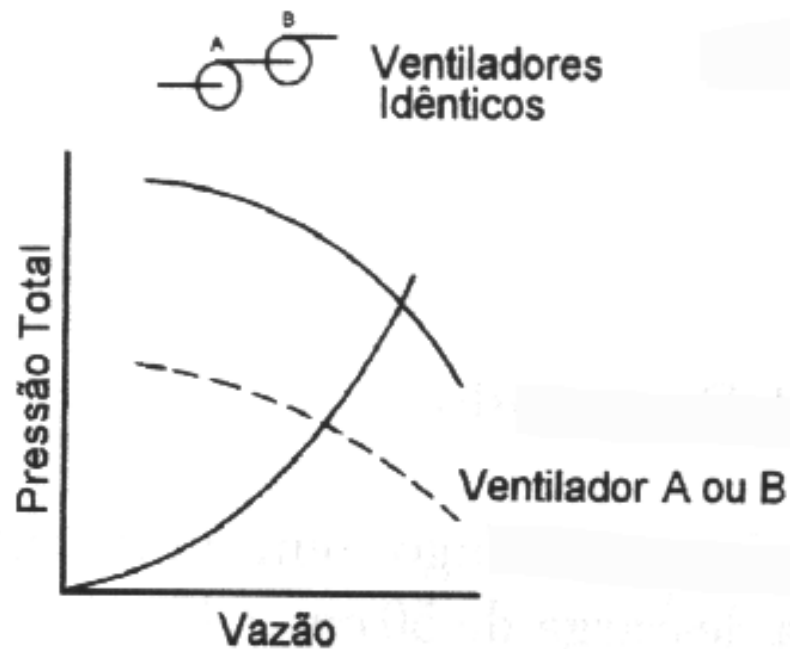
$$n_2 = n_1 \times \left(\frac{P_{\text{eixo}2}}{P_{\text{eixo}1}} \right)^{1/3} = 2715 \times \left(\frac{5,0}{2,84} \right)^{1/3} \cong 3280 \text{rpm}$$

$$Q_2 = Q_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right) = 3560 \times \left(\frac{3280}{2715} \right) \cong 4300 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$p_2 = p_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 = 300 \times \left(\frac{3280}{2715} \right)^2 \cong 440 \text{Pa}$$

Associação em série

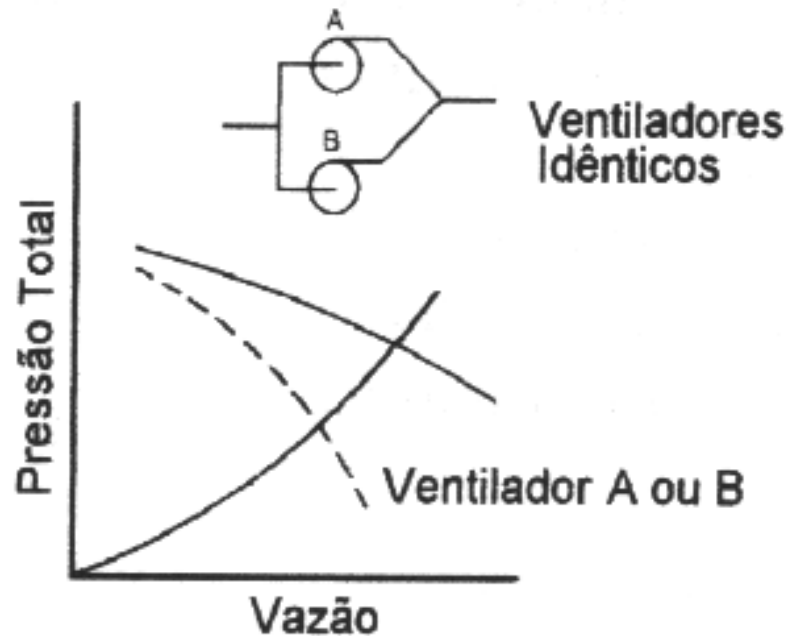
Dois ventiladores ligados em série têm a mesma vazão e suas pressões totais são somadas. Na figura abaixo, as curvas características típicas de um ventilador e a resultante da associação de dois ventiladores, em série.



Curvas características de dois ventiladores em série

Associação em paralelo

Quando dois ventiladores são associados em paralelo, a pressão total produzida pelos ventiladores é única e as suas vazões individuais se somam.



Curvas características de dois ventiladores em paralelo