



XIX Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica - 13 a 17/08/2012 – São Carlos-SP
Artigo CREEM2012

CARACTERIZAÇÃO GEOMÉTRICA E ESTIMATIVA DO RENDIMENTO HIDRÁULICO DE UM VENTILADOR AXIAL

Albert R. dos Anjos, Lucas D. N. Coelho, Glayson Q. de Souza e Jhon Goulart

UnB-FGA, Universidade de Brasília, Curso de Engenharia de Energia

Campus Gama – Bairro Setor Central - CEP 72405-980 – Gama– Distrito Federal

E-mail para correspondência: albert.reis.anjos@gmail.com, lucasdouglasfga@gmail.com,
gqsouza@gmail.com, jvaz@unb.br

Introdução

Ventiladores são máquinas que incrementam a pressão total em fluxos gasosos por meio de duas ou mais pás fixadas em um eixo, ou seja, são utilizados para movimentar o gás. O aumento da pressão total é devido à alteração do momento do fluido causado pela conversão da energia mecânica aplicada aos seus eixos (Bran, 1980).

Os ventiladores são formados por um rotor com um conjunto de pás que permitem a partir de um motor (elétrico), a transformação de energia mecânica do rotor em energia cinética e energia potencial transferida ao fluido. A energia cedida pelo ventilador é absorvida pelo fluido escoando em dutos vencendo as resistências impostas a ele.

Teoricamente, um ventilador pode ser considerado um compressor de ar. Mas a distinção ocorre porque, sendo baixas as pressões de saída, os aspectos termodinâmicos da compressão podem ser desprezados sem grandes erros e a análise pode ser feita apenas com a equação de Bernoulli (Heen, 2006).

Ventiladores axiais, enquanto incapaz de desenvolver pressões elevadas, são bem adequados para o tratamento de grandes volumes de ar a pressões relativamente baixas (Macyntire, 1990). Em geral, eles são de baixo custo e possuem boa eficiência, são utilizados nas indústrias de ventilação, climatização e em processos industriais.

O ventilador gera uma vazão e uma conseqüente pressão no fluido, e faz a passagem da energia do eixo para o fluido com uma determinada eficiência, consumindo nesse processo uma potência da fonte de energia.

O rendimento total de um ventilador é composto pelo produto dos rendimentos hidráulico (η_h), volumétrico (η_v), mecânico (η_m) e de atrito (η_a).

O propósito deste trabalho consiste em caracterizar geometricamente um microventilador axial de 4 pás tipo RAX e estimar o rendimento hidráulico com base nos valores isentrópicos e rendimento real do mesmo, obtidos em laboratório, e por meio da análise do desenho no software CATIA V5.

Metodologia

Utilizou-se um túnel de vento (Fig. 1a) do Laboratório de Ciências Térmicas da Universidade de Brasília – Campus Gama, composto por um bocal convergente (Fig. 1b), um bocal divergente (Fig. 1c) e um ventilador axial de 4 pás (Fig. 1d).

A vazão volumétrica do escoamento e o salto energético do ventilador, foram medidas a partir da diferença de pressão na entrada e saída do bocal convergente (Fig. 1b), e do ventilador, respectivamente, por meio de um manômetro eletrônico diferencial Testo 210, com resolução de 1 Pa. Utilizando um Tacômetro digital MINIPA MDT – 2238A a laser, foram efetuadas medidas de rotação do ventilador, para o cálculo da velocidade da pá. A potência consumida da máquina foi medida através de um wattímetro da WEG.

Na Fig. 1, pode-se observar o sistema do túnel de vento utilizado para o experimento. E na Tab. 1 é possível visualizar os dados obtidos em laboratório.

XIX Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica - 13 a 17/08/2012 – São Carlos-SP
Artigo CREEM2012

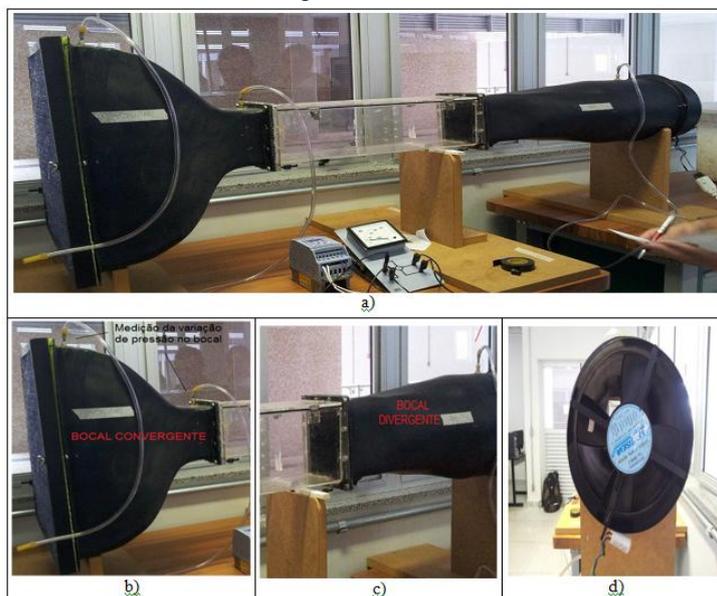


Figura 1 – a) Sistema do túnel de vento utilizado em laboratório para análise do ventilador . b) Bocal convergente. c) Bocal divergente. d) Ventilador Axial.

Tabela 1– Dados da análise do ventilador em laboratório

Especificações	
Diferença de Pressão no Bocal	70 Pa
Diferença de Pressão no ventilador	112 Pa
Velocidade média da pá	3196 RPM
Área de entrada do Bocal	0,250 m ²
Área de saída do Bocal	0,0225 m ²
Diâmetro interno do ventilador	0,107 m
Diâmetro externo do ventilador	0,250 m
Potência consumida	100 W
Frequência da rede	60 hz

Foi calculado o rendimento do ventilador por meio de duas análises. Sendo a primeira experimental e a segunda a partir da análise geométrica da pá.

Nesta primeira análise experimental foi calculado o rendimento real do ventilador. Utilizando os dados da Tab. 1, primeiramente calculou-se o ângulo e o triângulo de velocidades na saída da pá e o salto energético. A partir destes a potência disponível pelo ventilador foi calculada e o rendimento real da máquina estimado.

Numa segunda análise caracterizou-se geometricamente o ventilador para encontrar o ângulo de saída da pá, por meio do software CATIA V5, e assim estimar o rendimento hidráulico da máquina. Para isso foram feitas medidas da espessura da pá para o diâmetro interno e externo, caracterizando assim o perfil da pá, por meio de um paquímetro.

Utilizando o software CATIA V5 desenhou-se o ventilador em escala real a partir dos dados medidos. Primeiramente esboçou-se o perfil da pá nos diâmetros interno e externo, e utilizou-se a ferramenta “*pad*” para formar o corpo das pás. No ambiente “*Drawing*” foram obtidas as vistas frontal e lateral, das quais foi efetuada a medida do ângulo geométrico de saída das pás. A partir deste, foi calculado o salto energético, o triângulo de velocidade na saída das pás, a potência disponível e o rendimento hidráulico isentrópico do ventilador.

XIX Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica - 13 a 17/08/2012 – São Carlos-SP
Artigo CREEM2012

Resultados

Análise do fluxo no bocal

Para que se possa calcular a vazão de ar que passa pelo ventilador é preciso analisar o fluxo de ar que passa pelo bocal. Aplicando a equação de Bernoulli para a entrada e saída do bocal, Fig. 1, e considerando o escoamento incompressível e estacionário, tem-se

$$\frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 = \frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 \quad (1)$$

$$Q_1 = Q_2 = Q = V_n A_n \quad (2)$$

Baseado na Equação da Conservação, Eq. (2), pode-se realizar algumas considerações. Ambas as seções de entrada (A_1) e saída (A_2) do bocal, que representam as áreas normais de passagem do fluido, estão à mesma altura z ($z_1 = z_2 = z$), por isso é possível desconsiderar o termo de energia potencial. Sabendo que a vazão é constante, assim substituindo a Eq. (2) na Eq. (1), tem-se que:

$$Q = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho \left(\frac{1}{A_2^2} - \frac{1}{A_1^2} \right)}} \quad (3)$$

Utilizando os dados da Tab. 1, as áreas de saída e entrada do bocal convergente e a massa específica do ar (ρ) igual à 1,04 m³/s, para as condições atmosféricas da cidade de Brasília, a vazão máxima produzida pelo ventilador, a partir da Eq. (3), foi de 0,261 m³/s.

Análise do ventilador com base nos valores reais da pá

Com base nos dados da Tab. 1, a velocidade tangencial do rotor para o diâmetro externo (U_e) pode ser calculada a partir da Eq. (4), onde n representa a velocidade da pá em RPM

$$U_e = \frac{\pi D_e n}{60} \quad (4)$$

O valor encontrado pela Eq. (4) para a velocidade tangencial de saída é de 41,83 m/.

A partir da vazão calculada na análise do bocal, de 0,261 m³/s, encontra-se que a velocidade normal V_n do ventilador axial é igual à 6,53 m/s, a partir da Eq. (5),

$$V_n = \frac{Q}{(A_e - A_i)} \quad (5)$$

O salto energético real Y_{real} do ventilador pode ser calculado a partir da diferença de pressão entre a entrada e saída do ventilador é dada pela Eq. (6)

$$Y_{real} = \frac{\Delta P}{\rho} = V_{te} U_e - V_{ti} U_i \quad (6)$$

Considerando que a entrada do ventilador é meridional, tem-se que a velocidade absoluta na direção da velocidade tangencial para o diâmetro interno, V_{ti} , é nula na Eq. (6), e que a diferença de pressão é dada na Tab. 1. Tem-se que o salto energético real é de 107,69 m²/s². Assim a velocidade absoluta na direção da velocidade tangencial para o diâmetro externo, V_{te} , é igual à 2,57 m/s.

Na Figura 2 visualiza-se o triângulo de velocidades para o diâmetro externo, triângulo esquerdo, e para o diâmetro interno, triângulo direito.

XIX Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica - 13 a 17/08/2012 – São Carlos-SP
Artigo CREEM2012

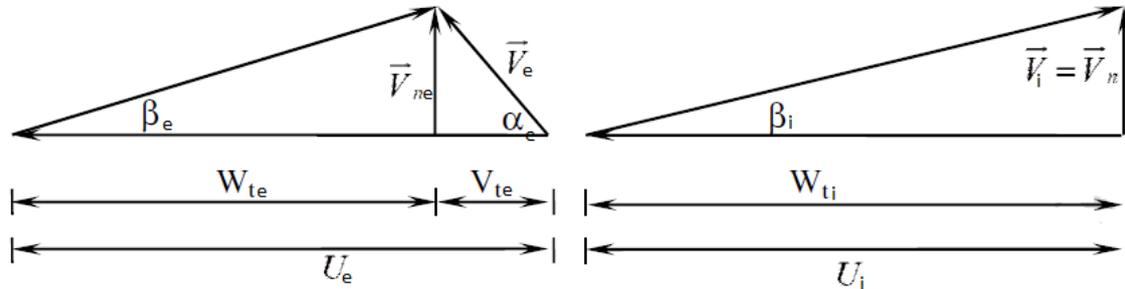


Figura 2 - Triângulos de velocidades para ventiladores axiais.

Considerando que o diâmetro de entrada não influencia nas análises que se deseja obter, serão feitas análises apenas com relação ao triângulo de velocidades na saída da pá (diâmetro externo).

Com base na Figura 2 e nos valores de V_n , U_e , e V_{te} , pode-se calcular as outras componentes dos triângulos de velocidade utilizando relações trigonométricas. Assim, para o diâmetro externo, a velocidade relativa na direção da velocidade tangencial W_{te} é 39,26 m/s, a velocidade relativa W_e é 39,8 m/s, a velocidade absoluta V_e é 7,02 m/s, e o ângulo α_e é 68,52°.

O ângulo real para o diâmetro externo, β_e , encontrado foi de 9,44°.

A potência fornecida ao fluido pelo ventilador pode ser calculada pela Eq. (7), sendo uma função da vazão e do salto energético

$$W_{fluido} = \rho QY \quad (7)$$

Pela Equação (7), tem-se que a potência é de 29,23 W. Logo, tendo que a potência consumida pelo ventilador (Tab. 1) é de 100 W, determina-se, a partir da Eq. (8), que a eficiência real (total) do ventilador é de 29,23%.

$$\eta_{total} = \eta_h \eta_m \eta_v \eta_a = \frac{W_{ventilador}}{W_{consumido}} \quad (8)$$

Caracterização geométrica e análise do ventilador com base nos valores isentrópicos da pá

Com base nas medições do ventilador projetou-se o ventilador no software CATIA V5. A seguir na Fig. 3, pode-se visualizar o projeto do ventilador.

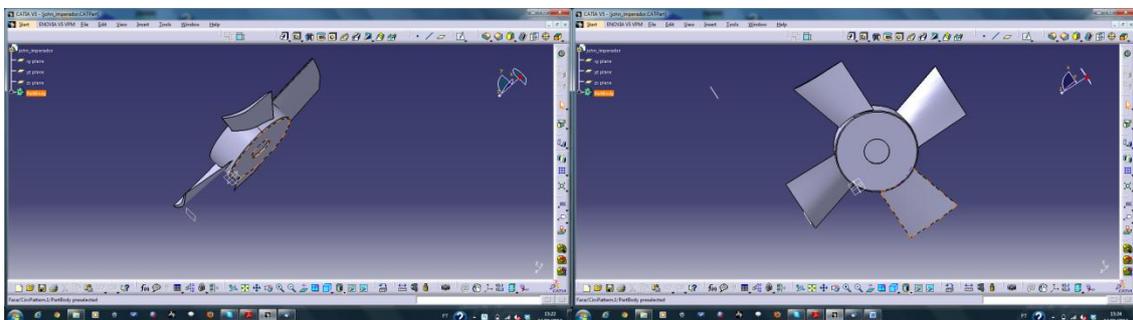


Figura 3 – Projeto do ventilador.

Com base no projeto visualizado na Fig. 3, utilizou-se o ambiente “Drawing” do software CATIA V5 para extrair a vista lateral e frontal do ventilador, mostradas na Fig. 4. Por meio da vista lateral, encontrou-se o ângulo de saída da pá, β_e . Na Fig. 5 pode-se visualizar a vista lateral com o valor de β_e .

XIX Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica - 13 a 17/08/2012 – São Carlos-SP
Artigo CREEM2012

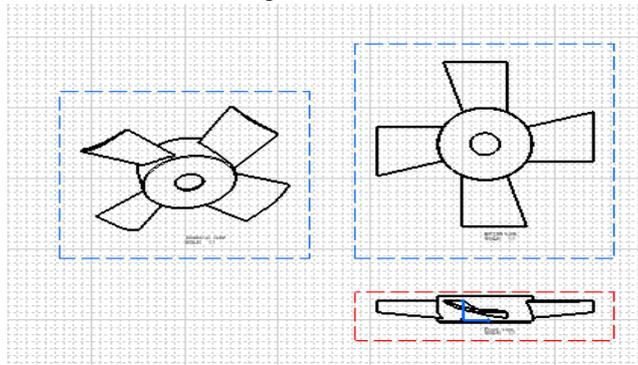


Figura 4 – Vistas do projeto.

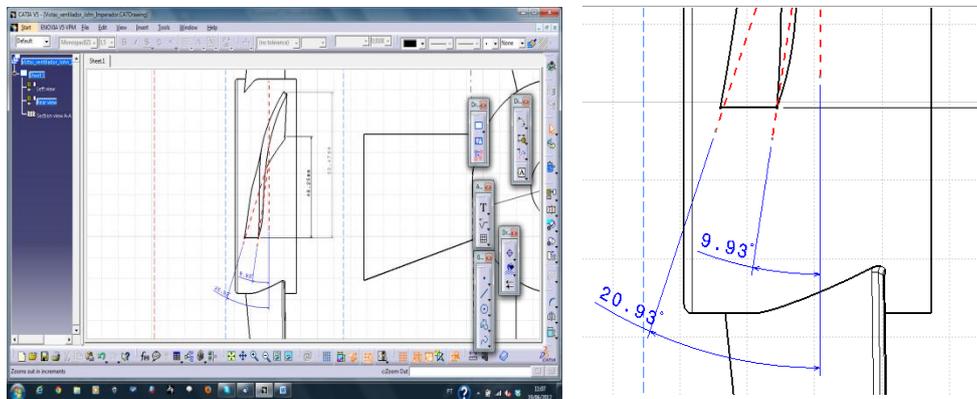


Figura 5 – a) Vista lateral da pá com ângulos teóricos para o diâmetro interno (β_i), e externo (β_e). b) Ângulos de saída para o diâmetro interno e externo.

Com base na Figura 5, o ângulo na saída da pá, β_e , é igual à $9,93^\circ$. Sabendo que a vazão no ventilador é de $0,261 \text{ m}^3/\text{s}$, e a velocidade tangencial $U_e = 41,83 \text{ m/s}$, pode-se calcular as outras componentes do triângulo de velocidades da Fig. 2.

Sabendo que $V_n = 6,86 \text{ m/s}$, encontra-se, a partir das relações trigonométricas do triângulo de velocidades, que a velocidade relativa W_e é igual à $39,78 \text{ m/s}$ e sua componente na direção da velocidade tangencial W_{te} é igual à $39,18 \text{ m/s}$. A velocidade absoluta na direção da velocidade tangencial V_{te} é igual à $2,65 \text{ m/s}$, e a velocidade absoluta V_e é igual à $7,35 \text{ m/s}$. O ângulo α_e é igual à $68,96^\circ$.

O salto energético teórico $Y_{teórico}$, pode ser calculado por meio da Eq. (9), na qual relaciona o salto energético e o triângulo de velocidades teórico na saída da pá (Fig. 7). Seu valor é de $110,85 \text{ m}^2/\text{s}^2$, e a potência que este fornece, dada pela Eq. (7) é igual a $30,10 \text{ W}$. Assim, relacionando os saltos energéticos real estimado experimentalmente (Y_{real}), e o teórico encontrado a partir da geometria da pá ($Y_{teórico}$), por meio da Eq. (10), pode-se estimar o rendimento hidráulico do ventilador analisado, que é igual a $97,15\%$.

$$\eta_h = \frac{W_{isentrópico}}{W_{consumido}} \quad (9)$$

Triângulos de velocidades real e isentrópico

É possível visualizar nas Fig. 6 e 7 os triângulos de velocidades real e isentrópicos com seus respectivos valores de velocidades e de angulações.

XIX Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica - 13 a 17/08/2012 – São Carlos-SP
Artigo CREEM2012

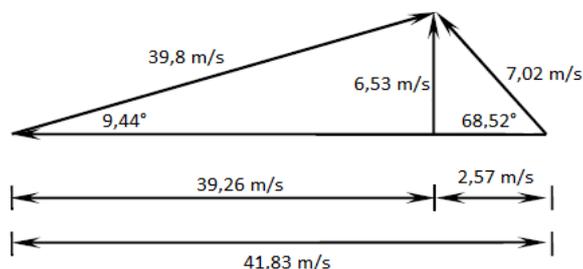


Figura 6 – Triângulo de velocidades real na saída da pá.

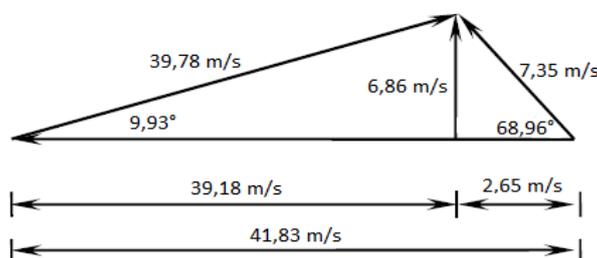


Figura 7 – Triângulo de velocidades isentrópico na saída da pá.

Considerações Finais

Foi possível verificar que o movimento do fluido no ventilador é causado por uma leve diferença de pressão entre a entrada e a saída do bocal, fato evidenciado por meio dos esboços dos triângulos de velocidades e pela medida da diferença de pressão nos dois lados do ventilador. A partir do cálculo do salto energético verifica-se que foi adicionada energia de pressão ao fluido, como esperado de uma máquina geratriz axial. As velocidades tangenciais V_{te} se mostraram pequenas, o que evidencia que a velocidade absoluta V_e é em sua quase totalidade convertida para V_n , a qual é responsável pela vazão.

Diante dos resultados obtidos para os valores reais e isentrópicos, tem-se que estes são próximos. O rendimento calculado a partir dos dados isentrópicos é o rendimento hidráulico (30,10%) e a diferença de 2,75% com relação à eficiência real (29,23%) se deve pelo fato de não terem sido consideradas as eficiências volumétrica, mecânica e de atrito. Possivelmente, considerando estas eficiências e relacionando-as com a hidráulica encontrada, seria encontrada uma eficiência ainda mais próxima da real.

Referências Bibliográficas

- Bran, R; Souza, Z. “Maquinas de fluxo: turbinas bombas e ventiladores”. 2ª Ed.. Rio de Janeiro: Ao Livro Técnico. 262p. 1980.
Henn, Erico Antonio Lopes. “Máquinas de fluido”. Santa Maria: UFSM, 2006.
Macintyre, A. J. “Ventilação Industrial e controle da poluição”. 2ª Ed.. Rio de Janeiro: LTC. 403 p.1990.