

O USO DOS VENTILADORES CENTRÍFUGOS NA SECAGEM DE GRÃOS E SEU DIMENSIONAMENTO

Juraci de Sousa Araujo Filho¹; Morgana Gobbo Zanetti²

Resumo

Conhecer as características dos ventiladores é fator chave para a escolha do aparelho ideal para secagem de grãos. Assim é possível evitar um sistema superdimensionado, que pode gerar desperdícios, ou mesmo um sistema subdimensionado, comprometendo o funcionamento pleno do sistema. Além disso, a escolha certa de um ventilador dentro do processo de secagem pode influenciar diretamente a qualidade final do produto processado. O trabalho em questão tem por finalidade apresentar os princípios básicos relacionados aos ventiladores centrífugos, sua aplicação na secagem de grãos, os procedimentos recomendados para a escolha do ventilador e a sequência dos cálculos para o seu dimensionamento.

Palavras-chave: Secagem de Grãos. Seleção de Ventiladores. Ventilador Centrífugo. Dimensionamento.

Abstract

Knowing the characteristics of the fans is the key to choosing the ideal device for drying grain. So it's possible to avoid an oversized system, which can generate waste, or even an undersized system, committing a fully functioning of system. Furthermore, the right choice of a fan inside the drying process can directly influence the final quality of the processed product. This work is intended to present the basic principles related to centrifugal fans, its application in drying grain, best practices for choosing the fan and the sequence of calculations for your design.

Keywords: Grain drying. Fans Selection. Centrifugal fan. Scaling.

Introdução

Segundo Silva (2005), a secagem dos grãos é uma das etapas inerentes ao pré-processamento de produtos agrícolas, e tem como função reduzir o teor de umidade contido nestes insumos, evitando assim, o desenvolvimento de fungos e bactérias, o que por consequência pode acarretar em uma baixa qualidade dos produtos.

A secagem de grãos torna-se relevante à medida que a produção agrícola vem crescendo, visto que além de possibilitar a estocagem dos produtos por longos períodos, minimizando as perdas pelo desenvolvimento de microrganismos, ainda possibilita a colheita antecipada, disponibilizando as áreas agrícolas para novos cultivos (WEBER, 2001).

¹ Mestre em Engenharia Aeronáutica e Mecânica pelo Instituto Tecnológico de Aeronáutica (ITA), professor do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Espírito Santo (IFES). E-mail: juraciaraujo@ifes.edu.br.

² Graduada em Engenharia Mecânica pelo Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Espírito Santo (IFES). E-mail: morganazanetti@gmail.com.

A remoção da umidade é fundamental para a garantia da qualidade dos produtos agrícolas e deve ser feita de modo que o produto fique em equilíbrio com o ar ambiente e ainda assim, seja feita de modo a garantir os aspectos referentes à aparência, qualidade nutritiva e viabilidade germinativa, no caso de sementes (SILVA, 2008).

Atualmente, conforme os aspectos tecnológicos que envolvem os processos de secagem de grãos, basicamente três métodos podem ser empregados, dentre os quais podemos citar a secagem no campo, terreiro, que são meios naturais, e utilizando secadores mecânicos, como meio artificial. O grande problema da secagem natural é a dependência das condições climáticas, que em algumas situações pode frear o processo. A secagem artificial surge como solução, visto que independe dos efeitos climáticos, e pode assim acelerar o processo (SILVA, 2005).

Segundo Silva (2008), na secagem artificial dos grãos, existe a necessidade de um componente para criar um gradiente energético e promover a movimentação do ar. Neste sentido, os ventiladores carregam a água evaporada do sistema e elevam a temperatura do ar de secagem.

A temperatura do sistema, o fluxo de ar de secagem, a umidade inicial do produto, e o fluxo de produto no secador podem influenciar diretamente a taxa de secagem no processo artificial (QUEIROZ, 1986).

Tendo em vista a influencia do fluxo de ar no processo de secagem e o fato dos ventiladores centrífugos serem caracterizados pela sua capacidade de vencer grandes resistências de ar, a proposta do artigo é o dimensionamento de um ventilador centrífugo aplicado à secagem de grãos.

1 Fundamentação Teórica

1.1 Secagem

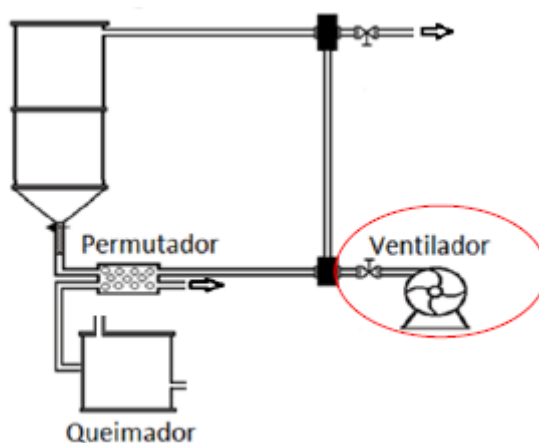
A secagem dos grãos é uma necessidade quando se fala em estocagem do produto por um determinado período sem que suas características sofram alterações, visto que na colheita nem sempre é possível garantir condições ideais, visto que em determinadas situações os grãos necessitam ser colhidos com teor de umidade acima do que se é recomendado (DIEFENTHÄLER, 2011).

No estudo da secagem, é importante saber como conduzir corretamente o processo, sem que os grãos sejam afetados térmica e mecanicamente. Neste sentido

torna-se imprescindível o conhecimento técnico e embasamento teórico em relação aos métodos de secagem e as variáveis que podem afetar o processo como um todo.

Um componente de extrema importância nos sistemas de secagem são os ventiladores, que tem o papel de insuflar ou aspirar o ar para dentro da câmara de secagem, dependendo do tipo de ventilador empregado e da posição do mesmo dentro do sistema de secagem, podendo ser axial, com o ar entrando e saindo no mesmo sentido do eixo de sustentação das pás, ou centrífugos, que tem a entrada do ar pelo sentido do eixo e saída perpendicular ao eixo de giro das pás (WEBER apud DIEFENTHÄLER, 2011). A figura 1 mostra esquematicamente um secador com seu sistema de ventilação por insuflação.

Figura 1 - Constituintes de um sistema de secagem



Fonte: Adaptado de .SANTOS, 2011

Através da secagem por ventilação forçada, é possível remover o excesso de umidade dos grãos, até que atinja níveis que permitam a conservação segura para seu armazenamento, sem que suas propriedades físicas, químicas e biológicas sejam alteradas (FERRARI FILHO, 2011).

Para Silva et al. (Apud FERRARI FILHO 2011, p. 5 e 6), “Na secagem artificial com ventilação forçada o ar é movimentado mecanicamente por meio de ventiladores e utilizam-se diversos tipos de secadores por convecção, que podem operar tanto em altas quanto em baixas temperatura”.

1.2 Ventiladores centrífugos

Segundo Asharae Hvac (Apud MOREIRA, 2006, p. 20), vários são os critérios que podem ser utilizados para classificar os ventiladores, dentre os quais pode-se citar o número de estágios, detalhes construtivos e o nível de pressão.

Quanto à modalidade construtiva, os ventiladores podem ser classificados de acordo com a forma do rotor, de modo que poderemos ter ventiladores centrífugos ou radiais, mistos e axiais (NBR 10131/1987). Para Silva (2013), os ventiladores centrífugos são caracterizados pela forma com que o ar entra na voluta do sistema e pela sua capacidade de vencer grandes resistências do ar.

Segundo Moreira (2006), um ventilador centrífugo é constituído por um impelidor, uma carcaça de conversão de pressão e um motor para o acionamento. Seu funcionamento consiste na entrada de ar no centro do impelidor, sendo este acelerado pelas pás e impulsionado da extremidade para fora da abertura de descarga (ASHARAE HVAC, apud MOREIRA, 2006).

Mancityre et al. (1990) afirma que os ventiladores centrífugos tendem a operar com altas pressões, entretanto com pequenas vazões. Este tipo de ventilador é constituído por um impelidor, uma carcaça para conversão de pressão e um motor para o acionamento (MOREIRA, 2006).

2 Dimensionamento de um ventilador centrífugo

Nesta seção serão apresentados os principais parâmetros e aspectos operacionais que serão considerados no dimensionamento de um ventilador centrífugo aplicado à secagem de grãos.

2.1 Grandezas características

O bom desempenho e funcionamento de um ventilador dependem da combinação adequada das Grandezas Características, dessa forma, é possível determinar corretamente o ventilador que melhor se aplica para determinadas condições de operação.

- Número de rotações por minuto
- Diâmetro de saída do rotor (D);
- Vazão (Q);
- Altura de elevação;
- Potências;

- Rendimentos.

2.1.1 Altura de elevação

A altura total de elevação (H_t) é a energia total cedida pelo rotor do ventilador ao fluido. No próprio ventilador perde-se uma parte dessa energia, fator conhecido como perdas hidráulicas. Assim, a altura útil, energia adquirida pelo fluido durante sua passagem pelo ventilador, é dada pela Equação 1 (SILVA, 2008).

$$H = H_t - h \quad (1)$$

A altura motriz de elevação (H_m) é a energia mecânica fornecida pelo eixo do motor, parte dela se perde em sob a forma de perda mecânicas (H_p), na transmissão por correias e nos mancais. Tem-se, pela Equação 2, a altura motriz de elevação:

$$H_m = H_t - H_p \quad (2)$$

3.1.2 Potências

A potência útil de um fluido é energia fornecida para efetuar trabalho na unidade de tempo e é dada pela Equação 3:

$$N = \rho \cdot Q \cdot H \quad (3)$$

Em que:

N = potência (Watts);

ρ = peso específico do fluido, (N/m³);

Q = vazão do fluido (m³/s);

H = altura de elevação (metro de coluna de fluido).

2.1.3 Rendimentos

O rendimento relaciona a potência aproveitada e fornecida, sendo uma grandeza importante, que baseia-se no tipo de ventilador bem como nas características construtivas e nas condições de operação. Para os ventiladores, podemos citar:

a) Rendimento hidráulico

$$R_h = \frac{N_u}{N_t} \quad (4)$$

b) Rendimento mecânico

$$R_m = \frac{N_t}{N_m} \quad (5)$$

c) Rendimento total (mecânico X hidráulico)

$$R_t = \frac{N_u}{N_m} = \eta \quad (6)$$

Rendimento volumétrico

$$\dots\dots\dots R_v = \frac{Q}{(Q+Q_f)} \quad (7)$$

Em que:

Q : volume do fluido deslocado pela ação do ventilador;

Q_f : volume do fluido que fica continuamente circulando no interior do ventilador;

2.2 Especificação dos ventiladores

Para Silva (2008), na especificação dos ventiladores centrífugos, devem ser levados em consideração tanto a vazão fornecida (Q), quanto a pressão total aplicada ao ar (H), que indica o total de energia recebida, sendo a responsável pelo escoamento do ar ao longo de tubulações, com isso podemos dividir a pressão total em estática (H_e) e dinâmica. Portanto, a pressão total pode ser expressa como:

$$H = H_e + H_d \quad (8)$$

Segundo Silva (2008, p. 245):

A pressão fornecida ao ar deve ser maior que a queda de pressão ocorrida no sistema. No caso de sistemas de secagem ou aeração de grãos, as quedas de pressão ocorrem nos dutos de distribuição do ar, na chapa perfurada do piso e na camada do produto.

2.3 Homogeneizador e tubulações

Segundo Lacerda Filho et al. (2008), para determinar as características de um ventilador, utilizando um Tubo de Pitot, deve existir um homogeneizador de seção quadrada, que deve ser construído entre o ventilador e o *plenum*. Para a passagem do ar durante todo o processo de secagem assume-se dutos de seção retangular, calculados pela Equação 1, de Stoecker e Jones.

$$D_{eq} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a+b} \quad (9)$$

Onde:

D_{eq} : diâmetro equivalente de um duto retangular (m);

a : altura do duto retangular (m);

b : largura do duto retangular (m).

2.4 Ventilador

Tendo em vista um funcionamento eficiente do secador, deve-se selecionar o ventilador a ser utilizado em função da máxima vazão e pressão estática demandada

para a secagem. Para Garcia et al. (2014), a máxima vazão de ar demandada para a secagem em camada delgada (fina) e espessa é determinada, respectivamente, por:

$$Q_{CD} = n_b \cdot v \cdot A_b \quad (10)$$

$$Q_{CE} = A_c \cdot DFA \quad (11)$$

Em que:

Q_{CD} = vazão de ar demandada na secagem em camada delgada ($m^3 s^{-1}$);

n_b = número de bandejas;

v = velocidade do ar de secagem em camada espessa ($m s^{-1}$);

A_b = área de cada bandeja de secagem em camada delgada (m^2);

Q_{CE} = vazão de ar demandada na secagem em camada espessa ($m^3 s^{-1}$);

A_c = área de cada bandeja de secagem em camada espessa (m^2);

DFA = densidade de fluxo de ar ($m^3 s^{-1} m^{-2}$).

3.5 Queda de pressão no produto

O ar ao atravessar uma camada de grão, tende a vencer a resistência ao escoamento, a qual depende de características como rugosidade, impurezas presentes na massa de grãos, configuração e tamanho dos espaços intersticiais na massa, tamanho e quantidade de grãos quebrados e altura da camada (SILVA et al. 2008).

A queda de pressão imposta pela massa de produto a ser seco em camada delgada foi calculada pela equação.

$$\Delta P_g = \frac{a \cdot DFA^2 \cdot h_g}{\ln(1+b \cdot DFA)} \cdot FC \quad (12)$$

Onde:

ΔP_g = queda de pressão devido à resistência do produto, expressa em mmCA;

Q = fluxo de ar em $m^3/\min, m^2$;

h_g = altura da massa em m;

a e b = constantes dependentes do produto e expressas na tabela 1.

Tabela 1 – Constantes a e b em relação a cada produto

PRODUTO	a	b
Arroz em casca	0,722	0,197
Aveia	0,718	0,243
Café pergaminho	0,333	0,302
Café em coco	0,017	3,900
Milho	0,583	0,512
Soja	0,333	0,302
Trigo	0,825	0,164

Fonte: Adaptado de SILVA, 2008

2.6 Curvas características do ventilador

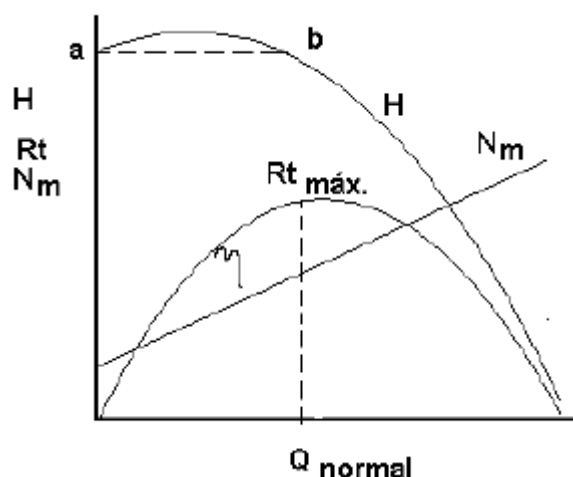
Para fazer a relação de grandezas características dos ventiladores, normalmente são realizados ensaios de laboratórios, pois apesar de existirem equações e alguns métodos físicos, não é fácil se basear apenas em dados teóricos. Assim com os ensaios de laboratórios pode-se expressar a variação de uma grandeza em função de outra, em forma de gráficos, possibilitando fazer uma rápida escolha do ventilador e realizar uma análise de seu comportamento em função das variações nas respectivas grandezas estudadas. (SILVA 2008)

As grandezas que caracterizam as condições de funcionamento são:

- Número de rotações por minuto (**n**)
- Vazão (**Q**)
- Altura manométrica (**Hm**)
- Potência (**Nm**)
- Rendimento (**η**)

A figura 2 apresenta a curva característica do ventilador centrífugo de pás radiais, que para a curva He mostra um ramo ascendente e outro descendente, com o trecho a e b instável.

Figura 2 - Curva característica do ventilador centrífugo de pás radiais



Fonte: SILVA, 2008

2.7 Curva característica do sistema

Segundo Silva (2008), a curva característica do sistema é plotada a partir da determinação de todas as quedas de pressão dos diversos componentes do sistema.

Ainda segundo o autor, para vencer a resistência, o sistema de ventilação precisa fornecer uma quantidade de energia que será dissipada. A sobreposição entre curva característica principal do ventilador e a curva característica do sistema, dar-nos-á, em seu ponto de intercessão, o ponto de funcionamento do ventilador.



Figura 3 - Ponto de funcionamento do sistema
 Fonte: SILVA, 2008

3 Resultados

No processo de dimensionamento dos ventiladores centrífugos, algumas etapas devem ser obedecidas para que os resultados esperados sejam alcançados de forma a conseguir um funcionamento ideal para o sistema de ventilação. Para tanto, utilizou-se os seguintes valores pré-determinados aplicados à tabela 2, que descreve de forma sucinta os procedimentos necessários para o dimensionamento:

Q = vazão (m^3/s);

H = pressão total a ser vencida (mmCA);

$\beta_1 = 90$ = ângulo da pá de saída do rotor;

$R_a = 0,70$ = rendimento adiabático;

$R_h = 0,70$ = rendimento hidráulico;

$R_m = 0,85$ = rendimento mecânico.

Tabela 2 - Passos para o dimensionamento de um ventilador centrífugo

ETAPAS	DESCRIÇÃO	FÓRMULA
1 ^a	Cálculo da velocidade absoluta do ar à saída do rotor (C)	$C = 4,04 \cdot H^{\frac{1}{2}}$ m/s
2 ^a	Cálculo do diâmetro interno do rotor (D_1)	$D_1 = 2 \cdot \left(\frac{Q}{C}\right)^{\frac{1}{2}}$ m
3 ^a	Cálculo do diâmetro externo do rotor (D_2)	$D_2 = 1,20 \cdot D_1$

Continua

4ª	Número de rotações por minuto do rotor (N)	$N = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot D_2}$
5ª	Largura das pás do rotor na saída (L_2) e na entrada (L_1)	$L_2 = 0,2 \cdot D_2$ $L_1 = L_2$
6ª	Velocidade à entrada do rotor	$C_1 = \frac{Q}{\pi \cdot R_h \cdot D_1 \cdot L_1} \text{ m/s}$
7ª	Velocidade tangencial de entrada no rotor (U_1)	$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot N}{60} \text{ m/s}$
8ª	Ângulo de entrada das pás	$\beta_1 = 90^\circ$
9ª	Número de pás	Varia de 10 a 20
10ª	Traçado da voluta do difusor	* Espiral de Arquimedes

Fonte: Adaptado de SILVA, 2008.

* Para o traçado da voluta considera-se o seguinte:

O processo consiste em traçar um quadrado auxiliar, cujo lado equivale a 0,10 vez o valor do diâmetro externo do rotor, e centra-lo no eixo deste. Considerando a **Figura 2**, o quadrado auxiliar será centrado no ponto 0 (zero) e a distância do vértice 4 ao ponto f será, então, de aproximadamente, 0,9 vez o valor do diâmetro externo do rotor. Assim, com o centro no vértice 4 do quadrado auxiliar e o raio igual a 0,9 vez o diâmetro externo do rotor, traça-se o arco f – d. Em seguida, com o centro no vértice 2 traça-se o arco c – b, e com o centro no vértice 1 traça-se o arco b – a (SILVA, 2000, p. 252, grifo nosso)

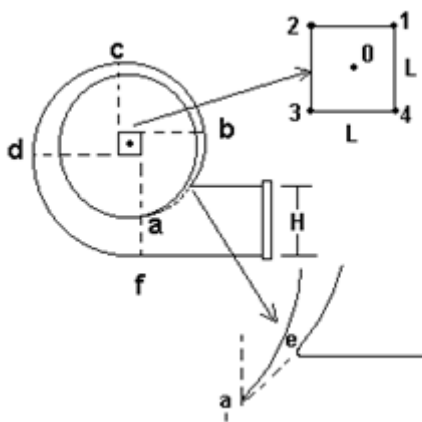


Figura 2 – Esquema da espiral de Arquimedes aplicado ao traçado da voluta

Fonte: SILVA, 2008.

4 Conclusão

Com base no estudo e perante sua proposta, temos que o artigo como um todo pode ser usado como uma ferramenta prática para auxiliar no dimensionamento de sistemas de ventilação aplicados à secagem de grãos, visto que a escolha do sistema de ventilação ideal, aliado ao sistema de aquecimento é responsável pela eficiência ótima do processo como um todo.

A tabela apresentada dentro da seção de resultados mostra de forma prática e sucinta os passos necessários para o dimensionamento de um ventilador centrífugo, fazendo um apanhado geral em forma de formulário.

Com base nos fundamentos do processo de secagem e através do estudo dos sistemas de ventilação é possível conceber diferentes sistemas de ventilação aplicados à secagem. No entanto devem ser observados os princípios de engenharia, que garantam a concepção de equipamentos eficientes que garantam um maior aproveitamento calorífico e atendam de forma concisa o sistema ao qual é empregado.

Referências

ASHRAE HVAC, **Systems & Equipment Handbook**, 2000

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10131**: Bombas hidráulicas de fluxo. 1987

de Cimento, 40. pp. 579-590, São Paulo. Anais... São Paulo, 1996.

DIEFENTHÄLER, C. E., **Fluxo de Ar na Colheitadeira MF5650 para Diminuição da Umidade Durante a Colheita de Cereais (Soja)**, Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul – UNIJUÍ, Panambi – RS

FERRARI FILHO, E., **Métodos e temperaturas de secagem sobre a qualidade físico química e microbiológica de grãos de milho no armazenamento**, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011

GARCIA, R. T.; GONELI A. L. D. ; JORDAN R. A. **Protótipo de Secador Experimental para a Secagem de Produtos Agrícolas em Camada Delgada**. 8º ENEPE UFGD – 5º EPEX UEMS, Dourados – MS, 2014

LACERDA FILHO, A. F. DE; MELO, E. DE C. **Medição de vazão de ar (Notas de aula)**.

MANCINTYRE, A. J. **Ventilação Industrial e Controle da Poluição**. Ed. Guanabara S.A.; Rio de Janeiro – RJ. 1988

MOREIRA, A. B., **Análise da Operação de Sistemas de Ventilação Industrial Visando à Eficiência Energética**, Universidade Federal do Ceará – UFC, 2006, 141p.

QUEIROZ, D. M. & PEREIRA, J. A. M., **Secagem de Grãos em Baixa Temperatura**, CENTTREINAR, Viçosa – MG, 1986. 46 p.

SANTOS, M. M. **Dimensionamento de um Secador de Milho com 60t/dia de Capacidade**, Porto – Portugal, 2011

SILVA, J. de S. e; VITOR, D. G; LOPES, R. P. **Construção de Ventiladores Centrífugos para uso Agrícola**. Brasília, DF: Embrapa Café, 2013 13 p. (Embrapa Café. Comunicado técnico, 3), 2013.

SILVA, J. S., **Desenvolvimento e Avaliação de um Secador de Café Intermitente de Fluxos Contracorrentes**, Viçosa – MG, Universidade Federal de Viçosa, 1990, 74 p.

SILVA, J. S.; MELO, E. C.; PINTO, F. A. C. **Seleção e Construção de Ventiladores e Armazenagem de Produtos Agrícolas**. Viçosa – MG: Aprenda Fácil, 2008. 560p.

SILVA, L. C., **Secagem de Grãos**, Boletim Técnico: AG: 04/05, Alegre – ES, 2005

Viçosa-MG, 2008.

WEBER, E. A. **Armazenagem Agrícola**. Editora. Livraria e Editora Agropecuária, Guaíba: RS. 2001. 396 p.