

Jogando no ventilador ...

Por J. Fernando B. Britto

Introdução

Como indiquei no artigo "ADF-25AT04 – More lembas bread...", é necessário considerarmos o reaquecimento produzido pelo motoventilador durante o cálculo da vazão de insuflação do sistema.

Para sistemas utilizados em aplicações comerciais ou residenciais (conhecidas como "instalações de conforto térmico"), que requeiram apenas filtragem grossa à montante da serpentina de resfriamento e possuam pequenas redes de distribuição de ar, resultando pequena perda de carga a jusante do motoventilador, o efeito deste reaquecimento costuma ser pequeno e causar pouco impacto na operação.

Contudo, em instalações de maior porte, principalmente onde se requerem estágios adicionais de filtragem ou que possuam singularidades importantes (VAVs, atenuadores de ruído etc.) em suas redes de dutos, o reaquecimento causado pelo motoventilador produz impacto significativo na difusão (diferença de temperatura entre a o ar de insuflação e a condição do ambiente), como veremos ao longo deste artigo.

Estimativa da potência do motoventilador durante a carga térmica

Como vimos em artigos anteriores, os cálculos das cargas térmicas sensíveis e latentes internas é feito a partir das estimativas de transmissão de calor e insolação através das paredes, teto e piso dos ambientes, somadas às cargas de iluminação, ocupação e dissipações dos equipamentos internos.

Ao término desta etapa, encontramos as cargas HSI – Calor Sensível Interno, HLI – Calor Latente Interno e HTI – Calor Total Interno (soma dos anteriores), com as quais determinamos o SHF (ou FCS – Fator de Calor Sensível) e traçamos uma reta com a inclinação apropriada a partir do ponto de ajuste do ambiente, até a curva de saturação da carta psicrométrica.

Então indicamos a condição de saída teórica da SR' – Serpentina de Resfriamento, acrescentamos a elevação de temperatura resultante da potência de reaquecimento imposta pelo motoventilador e ajustamos os pontos de insuflação (INS) e saída da serpentina de resfriamento (SR) na reta de SHF.

Agora, conhecendo a temperatura de insuflação, podemos calcular a vazão de insuflação, estimar a condição da mistura de retorno e ar exterior e a potência de refrigeração necessário ao sistema.

Porém, como dimensionamos a potência de reaquecimento causada pelo motoventilador, sem sabermos a vazão de insuflação e sendo a própria vazão afetada pelo selecionamento do motoventilador?

Trata-se de um cálculo iterativo, no qual a resposta afeta o próprio cálculo, que requer a formulação de uma hipótese inicial (chutar um valor) e repetir o cálculo até que se encontre o valor apropriado.

Sabemos que a equação para cálculo da potência do motoventilador é:

$$N = \frac{FS * V * dp * dr}{\eta_{\text{ventilador}}}$$

onde:

N:	Potência; W
FS:	Fator de segurança; adimensional
V:	Vazão de ar; m ³ /s
dp:	Diferencial de Pressão; Pa
dr:	Relação de densidades; adimensional
	Densidade na sucção do ventilador (ρ_{INS}) dividida pela densidade do ar padrão ($\rho_{\text{PAD}} = 1,2047 \text{ kg/m}^3 @ 20^\circ\text{C}; 0\text{m}; 0\% \text{ UR}$)
$\eta_{\text{ventilador}}$:	Rendimento do ventilado; adimensional

Lembrando que a definição da unidade de pressão Pascal equivale à força de um Newton aplicada sobre um metro quadro, podemos substituir Pa por N/m²

Uma vez que toda a potência aplicada pelo motor ao ventilador é utilizada para mover o ar, pela Lei da Conservação da Energia, toda a energia fornecida ao motor se transformará em calor ao término do processo, elevando a temperatura do ar, resultando na seguinte equação:

$$H_{\text{REQ.V}} = \frac{FS * V * dp * dr}{\eta_{\text{ventilador}}}$$

Certamente, podemos lançar mão da álgebra, isolar o valor de “m” e equacionar tudo, contudo, gostaria de lhes apresentar um cálculo um pouco mais prático, partindo de um exemplo simples:

Supondo o motoventilador de um air handler operando sob as seguintes condições:

Vazão de insuflação:	7200 Am³/h (⇔ 2 m³/s)
Vazão mássica:	2,22 kg/s
Densidade:	1,11 kg/m³
Rendimento do ventilador:	80%
Rendimento do motor:	92%

A relação de densidade será:

$$dr = \rho_{\text{INS}} / \rho_{\text{PADRÃO}}$$

$$dr = \frac{1,1100 \text{ [kg/m}^3\text{]}}{1,2047 \text{ [kg/m}^3\text{]}}$$

$$dr = 0,9214$$

Considerando-se as seguintes perdas de carga no sistema:

Duto retorno:	200 Pa
Filtro grosso:	200 Pa
Serpentina de Resfriamento:	150 Pa
Efeito do sistema na sucção:	25 Pa
Efeito do sistema na descarga:	75 Pa
Filtragem fina classe ePM1 90%:	500 Pa
Filtragem HEPA classe ISO45H:	500 Pa
Duto de insuflação:	200 Pa
Total	1850 Pa

Portanto, teríamos a seguinte potência dissipada pelo motoventilador:

$$H_{\text{REQ.V}} = \frac{1,2 * 2,0 \text{ [m}^3\text{/s]} * 1850 \text{ [N/m}^2\text{]} * 0,9214}{0,8}$$

$$H_{\text{REQ.V}} = 5,12 \text{ kW}$$

A equação da carga térmica em função do escoamento, diferencial de temperatura e calor específico (c_p) do fluido é:

$$H = m * c_p * (t_1 - t_0)$$

Então, aplicando essa potência à equação da carga térmica para isolar o diferencial de temperatura, temos:

$$(t_1 - t_0) = H_{\text{REQ.V}} / (m * c_p)$$

$$(t_1 - t_0) = 5,56 \text{ [kW]} / (2,22 \text{ [kg/s]} * 1,0048 \text{ [kJ/kg.}^\circ\text{C]})$$

$$(t_1 - t_0) = 2,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Como a maior parte do reaquecimento ocorre por atrito ao longo do sistema, distribuindo a elevação de temperatura em função da perda de carga temos:

$$(t_1 - t_0) / dp = 2,5 \text{ [}^\circ\text{C]} / 1850 \text{ [Pa]}$$

$$(t_1 - t_0) / dp = 0,00124 \text{ [}^\circ\text{C/Pa]}$$

Observem que, ao dividirmos a potência do ventilador por sua vazão mássica e calor específico do ar, em seguida por seu diferencial de pressão, temos:

$$k(dp) = \frac{FS * \cancel{V} * \cancel{dp} * (\cancel{\rho_{ASP}} / \rho_{PAD})}{\eta_{\text{ventilador}} * (\cancel{V} * \cancel{\rho_{ASP}}) * c_p * \cancel{dp}}$$

Portanto,

$$k(dp) = FS / (\eta_{\text{ventilador}} * \rho_{PAD} * dp)$$

Uma vez FS , ρ_{PAD} e c_p são constantes, podemos substituí-las por α na equação, resultando:

$$k(dp) = \alpha / \eta_{\text{ventilador}}$$

Ou seja, $k(dp)$ independe do escoamento V , porém, depende tanto do rendimento mecânico do ventilador $\eta_{\text{ventilador}}$, quanto de seu diferencial de pressão, nos permitindo redefinir o coeficiente como: $k(dp; \eta_{\text{ventilador}})$

Para um ventilador ideal ($\eta_{\text{ventilador}} = 100\%$), utilizando os mesmos dados do exemplo anterior, teríamos:

$$k(dp; \eta_{\text{ventilador}}) = \frac{FS * V * dp * (\rho_{ASP} / \rho_{PAD})}{(V * \rho_{ASP}) * c_P * dp}$$

$$k(1850; 1,00) = \frac{1,2 * 2 * 1850 * 0,9214}{1,0 * 2,22 * 1004,8 * 1850}$$

$$k(1850; 1,00) = 0,00099 \text{ } ^\circ\text{C/Pa}$$

Obs.: Para harmonizarmos a equação, ajustamos o calor específico do ar para J/kg. $^\circ\text{C}$, ao invés de kJ/kg. $^\circ\text{C}$.

Então, agora considerando o rendimento mecânico do ventilador, temos:

Para $\eta_{\text{ventilador}} = 85\%$: $k(1850; 0,85) = 0,00116 \text{ } ^\circ\text{C/Pa}$

Para $\eta_{\text{ventilador}} = 80\%$: $k(1850; 0,80) = 0,00124 \text{ } ^\circ\text{C/Pa}$

Para $\eta_{\text{ventilador}} = 75\%$: $k(1850; 0,75) = 0,00132 \text{ } ^\circ\text{C/Pa}$

Para $\eta_{\text{ventilador}} = 70\%$: $k(1850; 0,70) = 0,00141 \text{ } ^\circ\text{C/Pa}$

Para $\eta_{\text{ventilador}} = 65\%$: $k(1850; 0,65) = 0,00152 \text{ } ^\circ\text{C/Pa}$

Sabendo que a perda de carga desde a sucção do ventilador até o ambiente é de 1275 Pa e aplicando o coeficiente de elevação de temperatura, temos:

Para $\eta_{\text{ventilador}} = 85\%$: $(t_1 - t_0) = 0,00116 \text{ } [^\circ\text{C/Pa}] * 1275 \text{ [Pa]} = 1,48 \text{ } [^\circ\text{C}]$

Para $\eta_{\text{ventilador}} = 80\%$: $(t_1 - t_0) = 0,00124 \text{ } [^\circ\text{C/Pa}] * 1275 \text{ [Pa]} = 1,58 \text{ } [^\circ\text{C}]$

Para $\eta_{\text{ventilador}} = 75\%$: $(t_1 - t_0) = 0,00132 \text{ } [^\circ\text{C/Pa}] * 1275 \text{ [Pa]} = 1,68 \text{ } [^\circ\text{C}]$

Para $\eta_{\text{ventilador}} = 70\%$: $(t_1 - t_0) = 0,00141 \text{ } [^\circ\text{C/Pa}] * 1275 \text{ [Pa]} = 1,80 \text{ } [^\circ\text{C}]$

Para $\eta_{\text{ventilador}} = 65\%$: $(t_1 - t_0) = 0,00152 \text{ } [^\circ\text{C/Pa}] * 1275 \text{ [Pa]} = 1,94 \text{ } [^\circ\text{C}]$

Em um sistema de conforto, sem incidência de efeito de sistema ou filtragem após o ventilador, com rendimento mecânico de 65% e perda de carga no duto de insuflação de 100 Pa, teríamos:

$$(t_1 - t_0) = 0,00142 \text{ } [^\circ\text{C/Pa}] * 125 \text{ [Pa]} = 0,19 \text{ } [^\circ\text{C}]$$

Em síntese, mesmo que ainda não saibamos a vazão do sistema no momento dos cálculos psicrométricos, certamente podemos estimar a perda de carga do sistema com elevado grau de confiabilidade, o que nos permite determinar com boa exatidão a elevação de temperatura imposta pelo motoventilador e, com base nisso, determinarmos a temperatura de insuflação e de saída da serpentina de resfriamento, bem como a difusão e a carga térmica total da serpentina.

Os rendimentos mecânicos típicos esperados em função do tipo de rotor dos ventiladores centrífugos atualmente utilizados no mercado, são:

➤ Limit Load com pás aerodinâmicas (Air Foil): 78% a 89% ($m = 83\%$)

➤ Limit Load com pás retas, inclinadas ou curvadas para trás: 74% a 81% ($m = 77\%$)

➤ Sirocco com pás curvas voltadas para frente: 57% a 70% ($m = 63\%$)

Obs.: Conforme curvas características constantes do catálogo de ventiladores Soler Palau®, para DN 400 a 1120mm.

- Plenun ou Plug-Fan com pás curvadas para trás: 54% a 73% ($m = 63\%$)
Obs.: Conforme curvas características constantes do catálogo de ventiladores Ziehl-Abegg®, para DN 250 a 630mm.

Considerações adicionais

Embora o reaquecimento devido às perdas mecânicas e atrito interno em função do rendimento mecânico do ventilador só afetem diretamente o escoamento a jusante do ventilador, medições efetuadas por mim na descarga de vários ventiladores, de diferentes tipos e fabricante, foram pouco conclusivas quanto à detecção do aumento de temperatura imposto pelo rendimento mecânico do equipamento, possivelmente devido à altíssima turbulência do ar nessa região.

Portanto, considerando que o efeito final da elevação de temperatura devida às perdas internas, somado à elevação acarretada pelo atrito ao longo dos dispositivos e redes de dutos à jusante do ventilador, resultarão o mesmo valor quando o rendimento é incluído no cálculo do coeficiente de elevação de temperatura, não haveria diferença prática na separação do cálculo em duas etapas.

Cabe lembrar ainda, que a dissipação a montante da serpentina de resfriamento irá elevar a temperatura da mistura na admissão, sendo impactada pela existência de filtragens ou singularidades adicionais que imponham perda de carga elevada neste trecho do sistema.

Neste caso, a adoção de coeficiente de elevação de temperatura distinto do global, resultaria em diferença desprezível no cálculo, dado o alto rendimento atual dos motores elétricos disponíveis no mercado e o valor usual relativamente pequeno das perdas de carga acumuladas até a entrada da SR, como vemos no exemplo abaixo, que considera 400 Pa de perdas até a entrada da SR:

$$(t_1 - t_0) = 0,00124 \text{ [}^\circ\text{C/Pa]} * 400 \text{ [Pa]}$$

$$(t_1 - t_0) = 0,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Deduzindo a dissipação do motor (8%) e as perdas internas no ventilador (20%), teríamos uma elevação de temperatura de:

$$(t_1 - t_0) = 0,00124 \text{ [}^\circ\text{C/Pa]} * 400 \text{ [Pa]} * (1,00 - 0,20 - 0,08)$$

$$(t_1 - t_0) = 0,36 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Sendo possível considerar desprezível a diferença de 0,14°C no cálculo, devida aos rendimentos do motor e do ventilador.

Também podemos estimar o impacto da dissipação de calor relativa à eficiência do motor sobre a temperatura de admissão do ventilador, a qual geralmente ocorre após a serpentina de resfriamento.

Atualmente, essa dissipação representa 8% da potência útil (em média), ou seja, para um ventilador operando com pressão de 1850 Pa e 80% de rendimento, temos:

$$(t_1 - t_0) = 0,00099 \text{ [}^\circ\text{C/Pa]} * 1850 \text{ [Pa]} * 0,08 / 0,80$$

$$(t_1 - t_0) = 0,18 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Também considerando 5% de perdas em uma transmissão feita por meio de polias e correias, teríamos:

$$(t_1 - t_0) = 0,00099 \text{ [}^\circ\text{C/Pa]} * 1850 \text{ [Pa]} * 0,05 / 0,80$$

$$(t_1 - t_0) = 0,12 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Resultando em elevação de temperatura entre a saída da SR e a sucção do ventilador de:

$$(t_1 - t_0) = (0,18 + 0,12) \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$(t_1 - t_0) = 0,3 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Se houver uma serpentina de reaquecimento entre a de resfriamento e o ventilador, com perda de carga de 125 Pa, somada aos 25 Pa de perda de carga devida ao efeito de sistema na sucção do ventilador, temos elevação adicional de temperatura de:

$$(t_1 - t_0) = 0,00124 \text{ [}^\circ\text{C/Pa]} * (125 + 25) \text{ [Pa]}$$

$$(t_1 - t_0) = 0,19 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Aumentando a elevação de temperatura entre a saída da SR e a sucção do ventilador, mesmo com a serpentina de reaquecimento desativada, para:

$$(t_1 - t_0) = (0,30 + 0,19) \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$(t_1 - t_0) = 0,49 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Conclusão

Verificamos ao longo do texto ser possível determinar previamente a elevação de temperatura devida ao reaquecimento imposto pelo motoventilador em função dos componentes da rede de dutos à jusante do mesmo, determinando que esta independe da vazão do sistema, além de avaliarmos seu impacto na difusão e, conseqüentemente, na vazão de insuflação do sistema resultante das necessidades de filtragem e atrito na rede de dutos.

Também verificamos que o reaquecimento pode ser considerado desprezível em sistemas destinados a instalações de conforto térmico, porém, quando associamos filtragens e/ou dispositivos que impõem perdas de carga elevadas ao sistema, devemos avaliar seu impacto na difusão e no dimensionamento da vazão do sistema, bem como na entrada da serpentina de resfriamento.

Além disso, verificamos que o rendimento mecânico do motoventilador em sistemas que requerem médias e altas pressões a jusante da serpentina de resfriamento reduz a difusão e demanda aumento de vazão para compensá-la.

Considerando os rendimentos médios esperados em função do tipo de rotor escolhido e considerando filtragens fina ($dp = 500 \text{ Pa}$) e HEPA ($dp = 500 \text{ Pa}$) a jusante do ventilador, além de $dp = 200 \text{ Pa}$ disponível na rede de dutos, resultando $dp = 1275 \text{ Pa}$ a jusante do ventilador, teríamos:

Para rotor air foil: **$k(1275; 83\%) = 0,00099 * 1275 / 0,83 = 1,52^{\circ}\text{C}$**

Para rotor limit load: **$k(1275; 77\%) = 0,00099 * 1275 / 0,83 = 1,64^{\circ}\text{C}$**

Para rotor plenum-fan: **$k(1275; 63\%) = 0,00099 * 1275 / 0,63 = 2,00^{\circ}\text{C}$**

Rotor Sirocco não suporta o diferencial de pressão requerido.

Portanto, assumindo uma difusão teórica entre a saída da serpentina de resfriamento e o ambiente de $\sim 10^{\circ}\text{C}$, as perdas impostas pela filtragem e rede de dutos a reduziriam:

Para rotor air foil: **$(t_1 - t_0) = 10 - 1,52 = 8,48^{\circ}\text{C} \Leftrightarrow V +18\%$**

Para rotor limit load: **$(t_1 - t_0) = 10 - 1,52 = 8,36^{\circ}\text{C} \Leftrightarrow V +20\%$**

Para rotor plenum-fan: **$(t_1 - t_0) = 10 - 1,52 = 8,00^{\circ}\text{C} \Leftrightarrow V +25\%$**

Ou seja, as perdas de carga à jusante do ventilador demandam aumento de vazão, o qual será ainda maior em função do rendimento mecânico do rotor escolhido.