

CONSIDERAÇÕES SOBRE PROJETOS DE PRESSURIZAÇÃO DE CAIXAS DE ESCADA

O assunto em pauta consiste da aplicação da Instrução Técnica do Corpo de Bombeiros nº CB.010/33/99, nos cálculos de definição do sistema de distribuição de ar para a finalidade em causa.

1 PREMISSAS

1. Sistema de unidades adotadas SI (Sistema Internacional)
- 1.2 Consideração do regime de escoamento do ar como essencialmente turbulento.
- 1.3 Aplicação das leis de Kirchoff análogas as da eletricidade, salvaguardando a dependência quadrática entre as perdas de pressão e as vazões mássicas, características dos regimes turbulentos.
- 1.4 Aplicação da equação de Bernoulli para sistemas com atrito.
- 1.5 Desconsideração da influência do nº de Reynolds sobre os coeficientes de resistência associados às perdas de pressão distribuídas bem como sobre algumas localizadas, previstas no Manual da “HVAC System Duct Design” da Smacna, adotando valores médios considerados constantes.
- 1.6 Consideração das vazões volumétricas referidas na IT-CB 010/33/99 como correspondentes à densidade padrão de 1,204 kg/m³, adotadas igualmente nos catálogos de equipamentos e fabricantes.

2 SIMBOLOGIA ADOTADA

Q = vazão volumétrica.

m = vazão mássica.

p_T = pressão total.

p_d = pressão dinâmica.

Δp = diferença de pressão total.

R = resistência fluido-dinâmica.

R_f = resistência associada às frestas das portas “corta-fogo”, fechadas.

R_p = resistência associada às portas “corta-fogo” quando abertas.

R_i = resistência associada ao duto de insuflação.

R_{esc} = resistência de escape ao exterior proveniente da caixa de escada.

R_{asp} = resistência associada à aspiração do ventilador.

R_d = resistência associada ao “damper” de alívio da “caixa de escada” para
limitação da pressão interna.

IT = Instrução Técnica do Corpo de Bombeiros.

\overline{Q}_{IT} = vazão determinada pela IT.

$p_{vT} = p_{TD} - p_{TA}$ = pressão total do ventilador.

PCF = porta “corta-fogo”.

c = coeficientes de resistência (extraídos do Manual da Smacna, ASHRAE ou
Idelsik – “Memento de Pertes de Charge”.

ρ = densidade.

ρ_{pad} = densidade de ar padrão.

ρ_{asp} = densidade na aspiração do ventilador.

p_{TD} = pressão total na descarga do ventilador.

p_{TA} = pressão total na aspiração do ventilador.

3 DETERMINAÇÃO DAS EQUAÇÕES DO SISTEMA NAS CONDIÇÕES ABAIXO:

- Com as PCF fechadas em situação de emergência.
- Com as PCF abertas em situação de emergência.
- Em situação normal (fora da situação de emergência).

3.1 Esquemas elétricos “equivalentes”.

- Condições “a” e “c” de acordo com o IT do Corpo de Bombeiros.

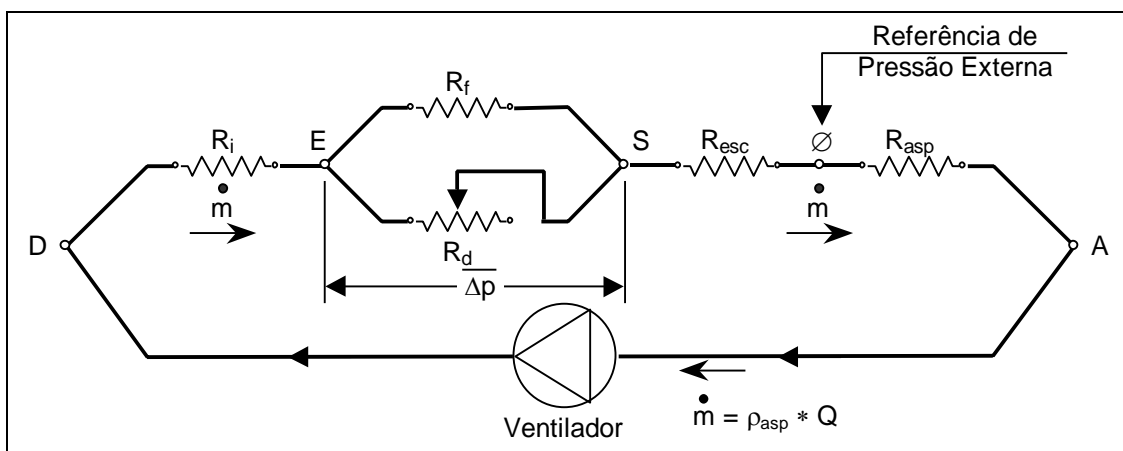


Figura 1

O trecho E-S se refere ao ambiente da “caixa de escada”.

$\overline{\Delta p}$ = diferença de pressão entre a “caixa de escada” e o interior do prédio.

De acordo com o IT do Corpo de Bombeiros $\overline{\Delta p}$ = 50 Pa para a condição “a” e 15 Pa para a situação “c”.

• **Condição “b”.**

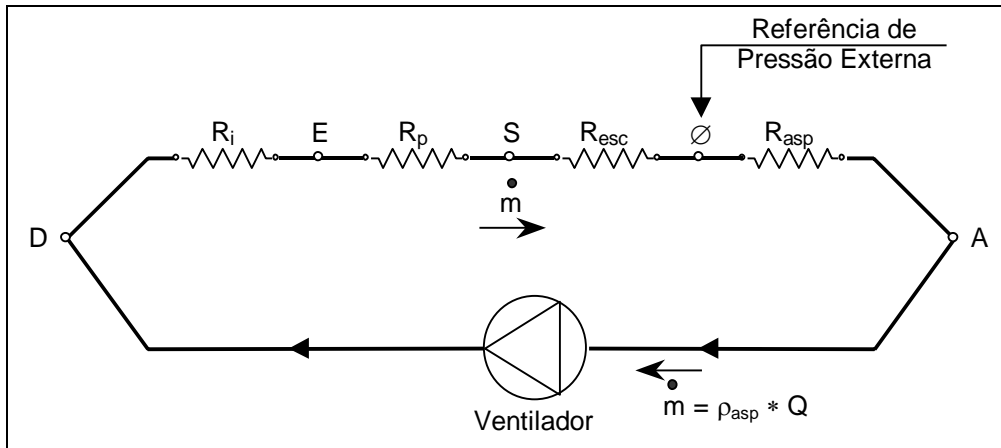


Figura 2

3.2 Equações:

3.2.1 Definição de resistência fluido-dinâmica.

Para qualquer trecho do sistema tem-se:

$$\Delta p = c * p_d = c * \frac{V^2}{2} * \rho = c * \frac{Q^2}{2S^2} * \rho$$

Substituindo Q por (\dot{m}/ρ) tem-se:

$$\Delta p = c * \frac{\dot{m}^2}{2S^2 * \rho^2} * \rho = \frac{c * \dot{m}^2}{2 * S^2 * \rho}$$

O termo $\frac{c}{2 * S^2 * \rho}$ constitui a resistência fluido-dinâmica R que, conforme premissa

1.4, permanece constante para um mesmo ρ .

$$\left. \begin{aligned} \text{De } R &= \frac{c}{2 * S^2 * \rho} \\ \Delta p &= \frac{c}{2 * S^2 * \rho} * \dot{m}^2 \end{aligned} \right\} R = \frac{\Delta p}{\dot{m}^2}$$

3.2.2 Equações dos sistemas:

Esquema das condições “a” ou “c” (vide figura1).

De acordo com a equação de Bernoulli para sistemas com atrito tem-se:

$$p_{T_S} = 0 + \Delta p_{S-0} = 0 + R_{esc} * \dot{m}^2$$

$$p_{T_E} = p_{T_S} + \Delta p_{E-S}$$

mas $\Delta p_{E-S} = \overline{\Delta p}$ (mantido constante)

$$\therefore p_{T_E} = R_{esc} * \dot{m}^2 + \overline{\Delta p}$$

$$p_{T_D} = p_{T_E} + \Delta p_{D-E} = p_{T_E} + R_i * \dot{m}^2$$

$$\therefore p_{T_D} = R_{esc} * \dot{m}^2 + \overline{\Delta p} + R_i * \dot{m}^2$$

por outro lado $p_{T_A} = 0 - \Delta p_{0-A}$

$$\therefore p_{T_A} = -R_{asp} * \dot{m}^2$$

A vazão mássica \dot{m} é constante em todo o sistema de acordo com o “Princípio da Conservação da massa”.

$$\therefore p_{V_T} = p_{T_D} - p_{T_A} = R_{esc} * \dot{m}^2 + \overline{\Delta p} + R_i * \dot{m}^2 - (-R_{asp} * \dot{m}^2)$$

$$\text{ou } p_{V_T} = (R_{esc} + R_i + R_{asp}) * \dot{m}^2 + \overline{\Delta p}$$

Para interação entre sistema e ventilador (cuja curva é função da vazão volumétrica) obtém-se a equação do sistema em termos da vazão volumétrica na aspiração do ventilador, conforme abaixo, onde m é substituído por $Q * \rho_{asp}$.

$$p_{V_T} = (R_{esc} + R_i + R_{asp}) * (Q * \rho_{asp})^2 + \overline{\Delta p}$$

com Q em m^3/s .

$$\therefore p_{TV} = [(R_{esc} + R_i + R_{asp}) * \rho_{asp}^2] * Q^2 + \overline{\Delta p}$$

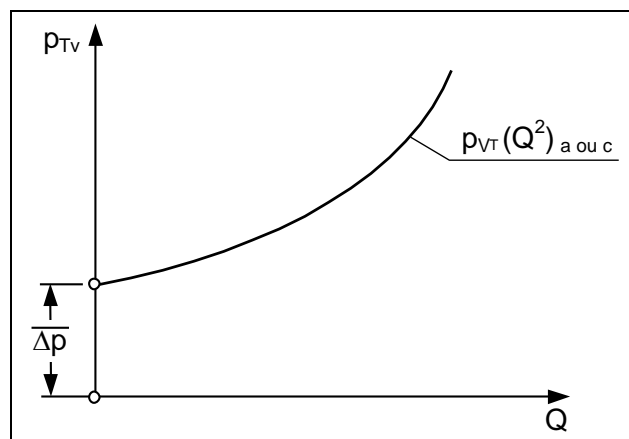


Figura 3

Para $Q = 0$, $p_{T_v} = \overline{\Delta p}$

Na condição “b” (vide figura 2) tem-se de forma análoga:

$$p_{T_D} = (R_{esc} + R_p + R_i) * \dot{m}^2$$

$$p_{T_A} = -R_{asp} * \dot{m}^2$$

$$\therefore p_{T_v} = (R_{esc} + R_i + R_{asp}) * \dot{m}^2 + R_p * \dot{m}^2$$

e substituindo \dot{m} por $Q * \rho_{asp}$ tem-se:

$$p_{T_v} = [(R_{esc} + R_i + R_{asp}) * \rho_{asp}^2] * Q^2 + R_p * \rho_{asp}^2 * Q^2 = [\sum R_i * \rho_{asp}^2] * Q^2$$

4 INTERAÇÃO DOS SISTEMAS COM O VENTILADOR REPRESENTANDO AS 3 CURVAS (a, b, c) E A CURVA DE VENTILADOR, TEM-SE:

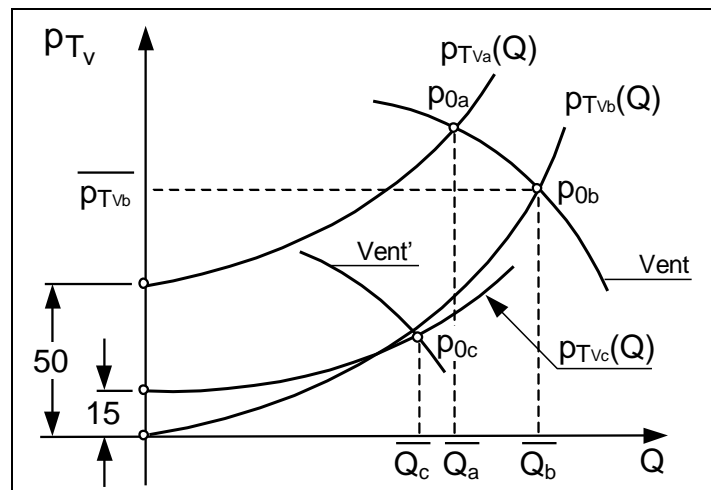


Figura 4

$$\overline{Q}_a = (\overline{Q}_{IT(a)} * 1,204) / \rho_{asp}$$

$$\overline{Q}_b = (\overline{Q}_{IT(b)} * 1,204) / \rho_{asp}$$

$$\overline{Q}_c = (\overline{Q}_{IT(c)} * 1,204) / \rho_{asp}$$

Na figura anterior está supondo-se, como ocorre na maioria dos casos, que \overline{Q}_b resultou na vazão máxima através da qual o ponto de operação do ventilador fica determinado por $(\overline{Q}_b, \overline{p}_{Tv_b})$ e \overline{Q}_a resulta pela interseção da curva do ventilador com a curva $p_{T_v_a}(Q)$.

Se entretanto $\overline{Q}_{IT_{máx}} = \overline{Q}_{IT(a)}$ então o ponto de operação do ventilador fica

determinado por $(\bar{Q}_a; \overline{p_{v_{T_a}}})$ e \bar{Q}_b é que resulta da intersecção da curva do ventilador com a curva $p_{v_{T_b}}(Q)$, conforme abaixo ilustrado.

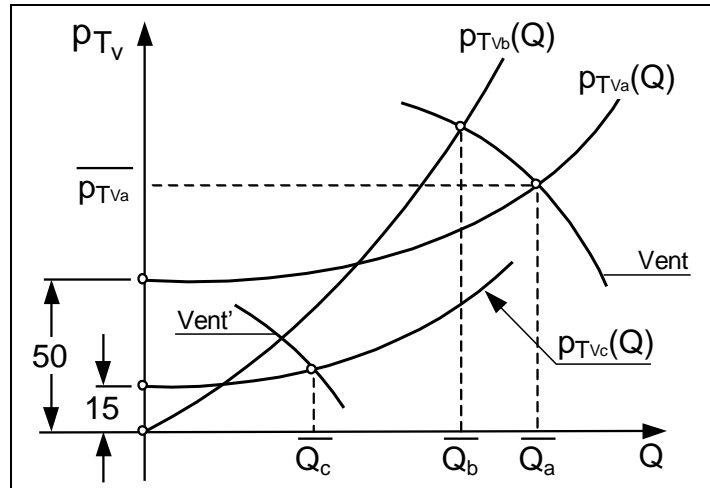


Figura 5

$(Q_c; p_{T_{V_c}})$ determina a condição de operação do ventilador na condição c.

5 DETERMINAÇÃO DE ÁREA DE FACE MÍNIMA DO “DAMPER” DE ALÍVIO DA “CAIXA DE ESCADA”.

Chamando \dot{m}_f = vazão mássica correspondente às frestas das PCF fechadas.

\dot{m}_d = vazão mássica a ser descarregada pelo “damper”,

tem-se, reproduzindo abaixo parte do esquema correspondente à condição “a”:

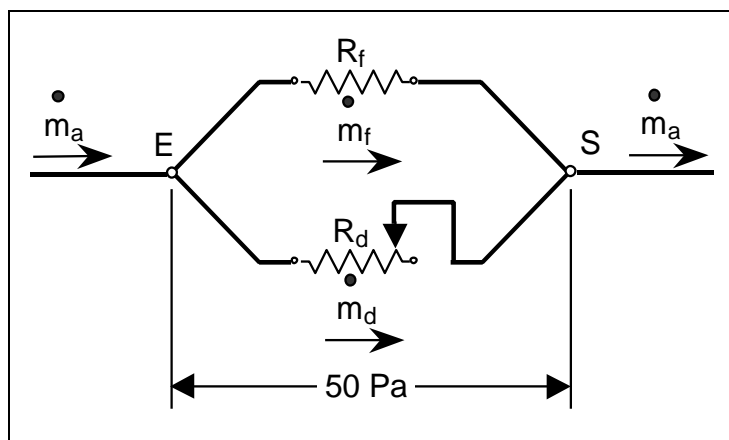


Figura 6

De acordo com a 1ª Lei de Kirchoff:



BRASIL

$$\begin{aligned}\dot{m}_a &= \dot{m}_f + \dot{m}_d \\ \therefore \dot{m}_d &= \dot{m}_a - \dot{m}_f \\ \dot{m}_a &= Q_a * \rho_{asp}\end{aligned}$$

$$\therefore R_d = \frac{\Delta p}{\dot{m}_d^2} \text{ (consequente da aplicação da 2ª Lei de Kirchoff)}$$

Determinados os coeficientes c_i associados à passagem de \dot{m}_d pelo “damper”, tem-se:

$$R_d = \frac{\sum c_i}{2 * S^2 * \rho} \quad \therefore S^2 = \frac{\sum c_i}{2 * R_d * \rho}$$

e $S = \sqrt{\frac{\sum c_i}{2 * R_d * \rho}}$, obtendo-se a área mínima de face do damper suposto 100% aberto.

OBS.: No próximo Smacpaper será apresentado um cálculo completo em um sistema simulado.

Ref.: Programa Smacna de Educação Continuada em Tratamento de Ar
IT – 010/33/99 do Corpo de Bombeiros.



BRASIL