

VENTILAÇÃO MECÂNICA

TEORIA e APLICAÇÕES

no CONFORTO HUMANO,
INDÚSTRIA e SERVIÇOS

RUI CAVACA MARCOS

AUTOR

Rui Cavaca Marcos

TÍTULO**Ventilação Mecânica**

– Teoria e Aplicações – no Conforto Humano, Indústria e Serviços

EDIÇÃO

Quântica Editora – Conteúdos Especializados, Lda.

Tel. 220 939 053 . E-mail: geral@quanticaeditora.pt . www.quanticaeditora.pt

Praça da Corujeira n.º 38 . 4300-144 PORTO

CHANCELA

Engobook – Conteúdos de Engenharia

DISTRIBUIÇÃO

Booki – Conteúdos Especializados

Tel. 220 104 872 . E-mail: info@booki.pt . www.booki.pt

APOIO INSTITUCIONAL

EFRIARC – Associação Portuguesa dos Engenheiros de Frio Industrial e Ar Condicionado . www.efriarc.pt

APOIO

CONTIMETRA . www.contimetra.com

EVAC – Equipamentos de Ventilação e Ar Condicionado, S.A. . www.evac.pt

METEC . www.metec.pt

SANDOMETAL – Metalomecânica e Ar Condicionado, S.A. . www.sandometal.pt

SYSTEMAIR, S.A. . www.systemair.com/pt-pt

TRANE . www.trane.pt

REVISÃO

Quântica Editora – Conteúdos Especializados, Lda.

DESIGN

Delineatura – Design de Comunicação . www.delineatura.pt

FOTOGRAFIA DA CAPA

Sistema de ventilação da Estação do Metropolitano de Lisboa, localizada no acesso da Avenida Augusto de Aguiar / Avenida Ressano Garcia.

Por Carlos Saraiva.

IMPRESSÃO

Novembro, 2023

DEPÓSITO LEGAL

515355/23



A cópia ilegal viola os direitos dos autores.

Os prejudicados somos todos nós.

Copyright © 2023 | Todos os direitos reservados a Quântica Editora – Conteúdos Especializados, Lda.

A reprodução desta obra, no todo ou em parte, por fotocópia ou qualquer outro meio, seja eletrónico, mecânico ou outros, sem prévia autorização escrita do Editor e do Autor, é ilícita e passível de procedimento judicial contra o infrator.

Este livro encontra-se em conformidade com o novo Acordo Ortográfico de 1990, respeitando as suas indicações genéricas e assumindo algumas opções específicas.

O autor e a editora agradecem à Administração do Metropolitano de Lisboa a autorização obtida para integrar na capa do livro a fotografia do sistema de ventilação da Estação do Metropolitano de Lisboa, localizada no acesso da Avenida Augusto de Aguiar / Avenida Ressano Garcia.

CDU

697 – Aquecimento, ventilação e condicionamento de ar em edificações

ISBN

Papel: 9789899101760

Ebook: 9789899101777

Catálogo da publicação

Família: Refrigeração/AVAC

Subfamília: Refrigeração/AVAC

Apliquemos a equação de Bernoulli, expressa em termos de pressões, sem considerar a diferença de cotas altimétricas, entre as secções s_1 e s_2 :

$$\rho_1 \cdot \dot{V}_1 = \rho_2 \cdot \dot{V}_2 = \rho \cdot \dot{V}; \text{ ou seja que } \rho_1 \cdot (s_1 \cdot v_1) = \rho_2 \cdot (s_2 \cdot v_2)$$

sendo:

- p – pressão sobre as paredes de entrada e saída;
- g – aceleração da gravidade; [m/s²]
- ρ – massa específico do ar; [kg/m³ $\rho_{\text{ar}} = 1,205 \text{ kg/m}^3$ nas CNPT]
- w – energia específica transferida (recebida), através da fronteira; [J/kg]
- l_f – termo correspondente à perda de carga; [m]

O significado físico desta equação, vai acompanhar toda a teoria da ventilação na Parte A do livro, e que se traduz por:

O acréscimo ou a diminuição de energia de um sistema, correspondente à diferença entre as condições de fronteira "1" e "2", depende do fluxo de energia recebida (ρw), diminuída das perdas ($\rho g l_f$), do sistema.

Reparemos que a energia é expressa por dois termos, um representando pressão e o outro energia cinética.

1.2.4. Aplicação da Equação de Bernoulli a um sistema de ventilação

Consideremos um sistema de ventilação completo, com o ventilador e a(s) conduta(s), conforme Figura 1.4. e apliquemos primeiro a equação de Bernoulli, aos troços de conduta, à aspiração e à insuflação.

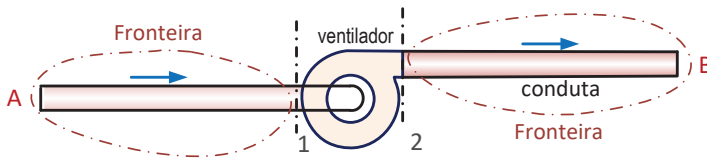


FIGURA 1.4.

Sistema de ventilação, constituído por ventilador e rede associada. Aplicação da equação de Bernoulli aos espaços definidos pelas Fronteiras.

- Circuito A/1, (aspiração):

$$p_A + \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_A^2\right) = p_1 + \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2\right) + \Delta p_{C_{A/1}}$$

- Circuito 2/B (insuflação):

$$p_2 + \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2\right) = p_B + \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_B^2\right) - \Delta p_{C_{2/B}}$$

Alterando a ordem dos termos da primeira equação:

$$p_2 + \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2\right) = p_A + \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_A^2\right) - \Delta p_{C_{A/1}}$$

Os grupos adimensionais com mais interesse e que vamos utilizar são:

- $\frac{\Delta p t}{\rho N^2 D^2}$ coeficiente adimensional de pressão
- $\frac{Q}{ND^3}$ coeficiente adimensional de caudal
- $\frac{P_m}{\rho N^5 \cdot D^3}$ coeficiente adimensional de potência.
- $\frac{\Delta p t \cdot Q}{P_m}$ coeficiente adimensional de rendimento (η)

(representando “ P_m ” a potência mecânica absorvida no veio do ventilador).

O último coeficiente merece uma atenção especial, uma vez que se trata de um rendimento. Repare-se que em numerador está a potência que o ventilador cede ao fluido (aumento de pressão Δp ,) sobre o caudal em jogo (Q) e em denominador a potência que ele absorve no veio para fazer esse trabalho (P_m).

Embora a representação adimensional tenha vantagens para o estudo teórico, é necessário ter curvas dimensionais para serem consultadas pelos utilizadores dos ventiladores. A utilização das variáveis adimensionais, permite no entanto estabelecer uma relação entre dois pontos de funcionamento de um mesmo ventilador, ou seja, passar duma curva $\Delta Pt = f_1(Q)$, com um valor correspondente N_1 , para outra curva $\Delta Pt = f_2(Q)$, correspondente a um valor N_2 .

2.1.2. Conversão de variáveis adimensionais em dimensionais

Consideremos na Figura 2.2. a alteração de velocidade num ventilador, correspondente às condições de funcionamento para a velocidade N_1 , sendo P_1 um ponto dessa curva, com coordenadas dimensionais $(Q_1, \Delta Pt_1)$.

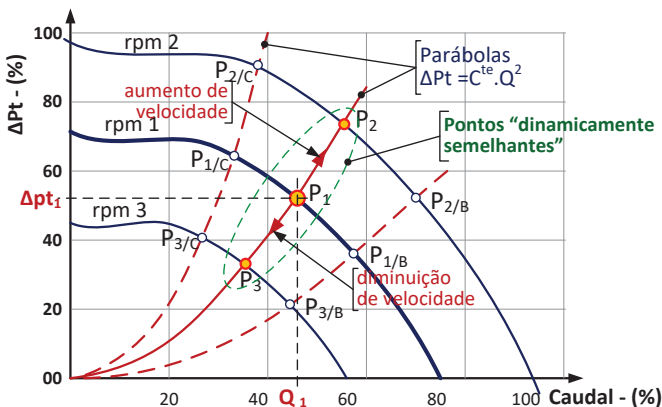


FIGURA 2.2.

Diagrama onde são expressas três curvas de funcionamento de um ventilador, CCV, e três curvas de funcionamento da Instalação, CCI, e correspondentes “Pontos de Funcionamento”.

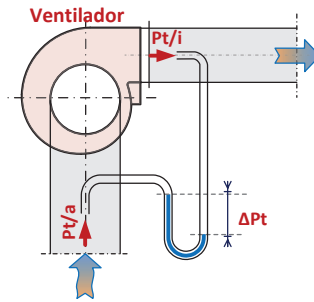


FIGURA 4.7.

Medição da pressão total de um ventilador, por meio de um manómetro de líquido, dada pela diferença das Pressões Totais entre a insuflação e aspiração. $\Delta P_t = P_{t/i} - P_{t/a}$

Do ponto de vista matemático e no sentido de esclarecer algumas dúvidas sobre a “Pressão Total negativa”, vamos considerar a Figura 4.8., que representa um sistema muito simples, de igual secção na aspiração e insuflação e com uma velocidade constante e igual à da saída na boca do ventilador e sem perdas de carga localizadas na entrada e saída do sistema.

Nas expressões da pressão, inicia-se a caracterização destas como pressões absolutas, que acabam por ser trabalhadas depois como pressões relativas.

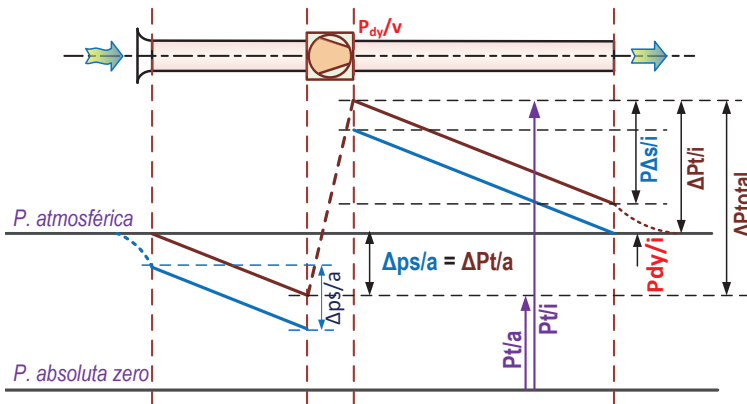


FIGURA 4.8.

Definição da pressão Total de um ventilador a partir da quota de pressão zero.

Assim de acordo com a Figura 4.8., será então:

$$\Delta p_{\text{total}} = p_{t/i} - p_{t/a} = \Delta p_{t/i} + \Delta p_{t/a} = (\Delta p_{s/i} + P_{dy/i}) + \Delta P_{s/a}$$

sendo:

- $P_{t/a}$: pressão total na aspiração (absoluta)
- $P_{t/i}$: pressão total na insuflação (absoluta)

ou alterando a ordem dos termos:

$$\Delta p_{\text{total}} = (\Delta p_{s/a} + \Delta p_{s/i}) + p_{dy/i} = \Delta p_s + p_{dy/i}$$

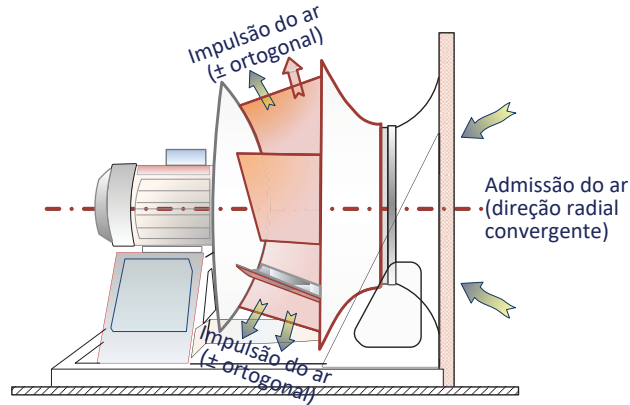


FIGURA 5.10.

Ventilador tipo *plug-fan*, com pás curvas para trás (seis pás), equipado ou não com motor eletronicamente comutado (EC), de elevada eficiência.

É de pás curvas para trás, com saída do ar em direção ortogonal ou muito próxima, com montagem em pleno sem envolvente (*plug-fan*), com pás tipo simples radiais ou “*airfoil*”, semelhantes às da Figura 5.11.

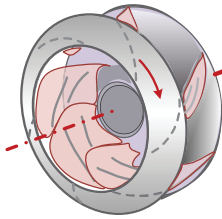


FIGURA 5.11.

Impulsor típico de um ventilador de pás curvas para trás, tipo “*plug-fan*”.

São unidades facilmente integráveis nas unidades de tratamento de ar e quando equipados com motores EC (eletronicamente comutados), apresentam uma eficiência mais elevada, sempre acima dos 65 %, e ocupam um espaço mais reduzido como referenciado na Figura 5.12.

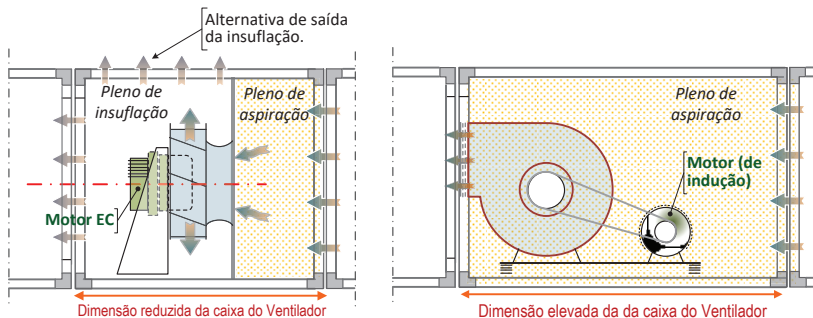


FIGURA 5.12.

Secção de ventilação de uma UTA, com ventilador de pá curvas para trás, com montagem tipo “*plug-fan*” equipado com motor EC, ocupando um espaço reduzido quando comparado com ventiladores centrífugos clássicos

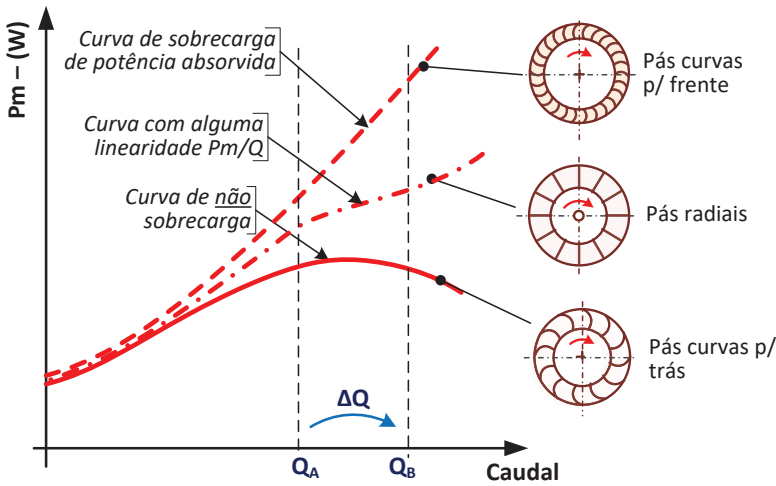


FIGURA 6.4.

Comparação de curvas de potência absorvida no veio, para ventiladores do tipo centrífugo com igual diâmetro do impulsor.

As três curvas apresentam as seguintes principais características:

- **Pás curvas para a frente:** é uma curva do tipo sobrecarga (“*overload fan curve*”). Quer dizer que uma vez em funcionamento, p. ex. com caudal Q_A , se se verificar um aumento de caudal, para Q_B , por qualquer motivo (abertura indevida de porta de UTA, ausência temporária de filtros, ou simples necessidade de maior caudal) se dá um aumento da potência absorvida no veio pelo motor, que o pode queimar se não tiver proteção ou folga de dimensionamento.
- **Pás do tipo radial:** é uma situação em que a potência absorvida é quase linear em relação ao caudal. Como tal, pode fazer-se uma regulação de velocidade (ou seja de caudal), por meio de um simples reóstato.
- **Pás curvas para trás:** no caso desta curva, verifica-se que existe uma lomba quase horizontal, na zona de seleção de melhor eficiência de funcionamento, o que permite que o caudal seja aumentado sem haver sobrecarga.

Os ventiladores de pás curvas para trás são assim apelidados de não-sobrecarga (*non overloading curve*) e são excelentes para utilização nas instalações de VAV ou outras que onde o valor do caudal não tenha que ser constante.

• Ventiladores axiais

Não há muito a dizer sobre as curvas de potência dos ventiladores axiais a menos do seguinte:

sendo “E” a energia fornecida pela roda à unidade de massa de fluido, por unidade de tempo. Será assim $E = L \cdot N / \rho \cdot Q$ e portanto

$$E = N (R_2 \cdot V_{2t} - R_1 \cdot V_{1t}).$$

(de facto dimensionalmente será: $[L \cdot N] = [E \cdot \rho Q] = [\text{Energia/unidade de massa} \times \text{unidade de massa/tempo}] = [\text{Energia/tempo}] = [\text{Potência}]$)

Sendo as velocidades de transporte, U_1 e U_2 , expressas por, $N \cdot R_2 = U_2$ e $N \cdot R_1 = U_1$ pode escrever-se a relação anterior, por:

$$E = (U_2 \cdot V_{2t} - U_1 \cdot V_{1t})$$

Esta expressão é conhecida pela Equação de Euler das turbo máquinas. Da energia fornecida pela roda ao fluido, E , apenas uma parte, $g \cdot H = \eta_h \cdot E$, vai fazer aumentar a energia útil do fluido, conforme se viu na definição de rendimento hidráulico, η_h . A altura de elevação “H”, será então dada por:

$$H = \eta_h / g \cdot (U_2 \cdot V_{2t} - U_1 \cdot V_{1t})$$

e pode ser calculada facilmente se forem conhecidos η_h e os triângulos de velocidade (particularmente o de saída, pois em geral $V_{1t} = 0$). Para a expressão da pressão ter-se-á assim:

$$\Delta P = \eta_h \cdot \rho \cdot (U_2 \cdot V_{2t} - U_1 \cdot V_{1t}) \approx \eta_h \cdot \rho \cdot (U_2 \cdot V_{2t}).$$

7.4. Estudo vetorial dos ventiladores axiais

A composição vetorial dos vetores de velocidade nos ventiladores axiais, é interessante e pode de maneira simples, ser apresentada na Figura 7.8.

Considere-se uma roda axial e admitamos que o escoamento se processa numa superfície cilíndrica de diâmetro D_m intermédio entre os diâmetros interior “d” e exterior “D”. Planificando a superfície cilíndrica, as secções das pás tomam a forma duma cascata de perfis, cujo passo é $t = \pi D_m / Z$, com $Z =$ número de pás.

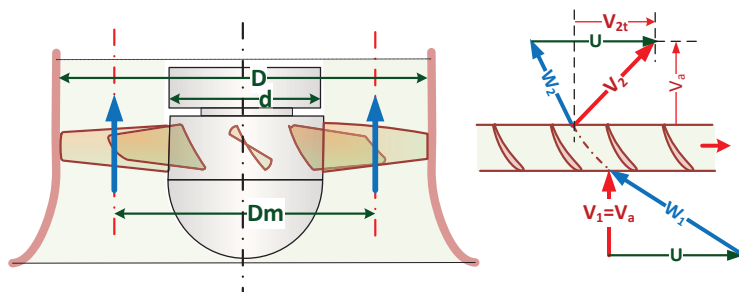


FIGURA 7.8.

Escoamento axial, com os correspondentes vetores na entrada e saída. Notar que $U_1 = U_2 = U$.

- Situação de condutas retangulares:

Considerar o comprimento reto mínimo. Na curva da Fig 8.6. do lado direito, em função da configuração da conduta, prever defletores, para manter a organização do perfil do caudal.

8.2.3. Situação específica na montagem de *plug-fan*, em UTAs

Pela grande utilização que estes ventiladores têm atualmente em UTAs e UTAN's, mais simples ou mais complexas e nas Caixas de Ventilação, vamos inserir esta informação específica, embora os fabricantes de UTAs apliquem normalização mais detalhada.

• Na boca de aspiração

Deve considerar-se uma zona livre na entrada do ventilador como uma meia esfera de raio igual ao da roda do impulsor, \emptyset . Este espaçamento permite que o perfil do ar tome uma configuração laminar e uniforme, sem canais com elevada velocidade e turbulência e logo sem déficit de caudal em relação ao caudal Nominal do modelo de ventilador.

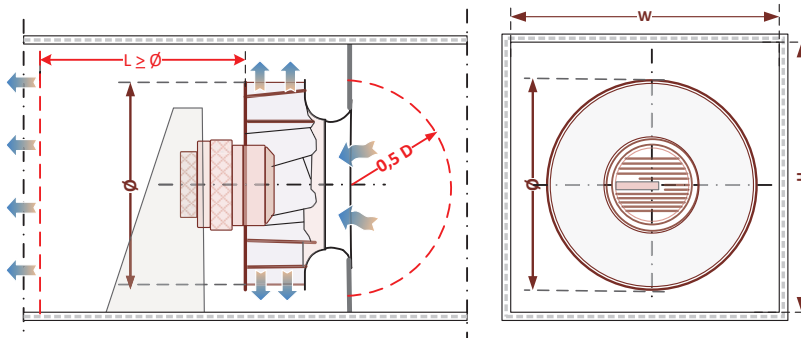


FIGURA 8.7.

Zonas livres num ventilador tipo "Plug Fan", de uma UTA:

Admissão: meia superfície esférica, com diâmetro pelo menos igual ao diâmetro da roda.

Saída: Pelo menos o comprimento de um diâmetro até ao primeiro equipamento.

Fonte: ebm – paPst

• Na saída do ventilador

A saída do ar é radial e com caudal distribuído pelo setor circular de saída do impulsor e feita a baixa velocidade. Sendo utilizado um "pleno" de expansão neste lado do ventilador, é expectável que o escoamento se faça de um modo uniforme e suave.

Qualquer elemento instalado a jusante do disco da roda, p. ex. filtros, permutador ou grelha, deve estar afastado da superfície daquele disco, de pelo menos uma vez o diâmetro do impulsor.

Para as CNPT o volume específico do ar tem o valor de $0,830 \text{ m}^3/\text{kg}$ e corresponde à zona central do diagrama psicrométrico onde se desenvolvem a maioria dos processos “sensíveis”.

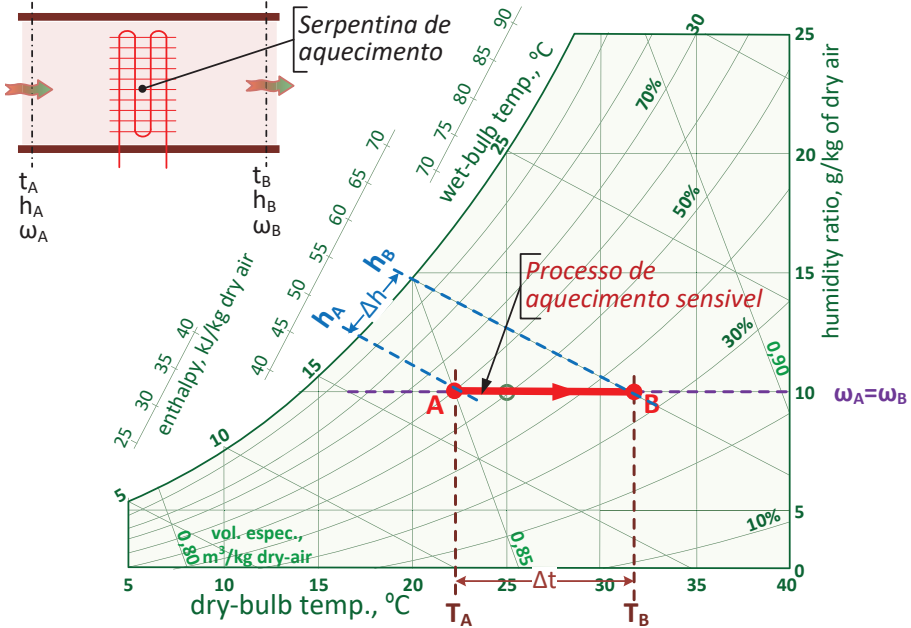


FIGURA 9.4.

Diagrama representativo do aquecimento (ou arrefecimento sensível), efetuado numa UTA. Processo com o teor de humidade absoluta constante.

A expressão (1) ficará então com uma nova configuração:

$$\dot{C} = \dot{V}/\nu_a \cdot c_{pa} \cdot \Delta t = (\dot{V}/0,830) \cdot 1,006 \cdot \Delta t = 1,21 \cdot \dot{V} \cdot \Delta t \quad (3)$$

Como a expressão (2) se simplificou costuma compensar-se a expressão (3), com uma correção no coeficiente, para garantir uma maior exatidão no cálculo destes processos, resultando a expressão final assim:

$$\dot{C} = 1,23 \cdot \dot{V} \cdot \Delta t = 1,23 \cdot \dot{V} \cdot (t_2 - t_1) \quad (4)$$

sendo:

- \dot{C} – potência sensível de aquecimento ou arrefecimento; (W)
- \dot{V} – caudal volúmico do ar; (L/s)
- Δt – variação da temperatura ente as condições finais e iniciais; ($^{\circ}\text{K}$)

Esta expressão muito simples é muito utilizada na ventilação, pois permite dimensionar sistemas de termoventilação, estimar temperaturas ambientais em espaços com ventilação forçada ou até mesmo o arrefecimento de espaços em que não haja equipamentos a dimensionar.

RESOLUÇÃO

Conforme dados do problema e formulário anteriores, vamos aplicar valores:

• Alínea a)

Ao fim de um tempo prolongado (teoricamente infinito), a concentração estabiliza no valor de $C = \frac{q}{Q}$, ou seja:

$$C = \frac{q}{Q} = \frac{0,25 \text{ (m}^3\text{/h)}}{750 \text{ (m}^3\text{/h)}} = 3,3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3\text{/m}^3 = 0,033 \text{ ppm}$$

A concentração em regime estabilizado será pois, $C = 0,033 \text{ ppm}$.

• Alínea b)

O valor do caudal sem ser afetado por um fator de segurança, k , será calculado pela expressão:

$$C = \frac{q}{Q} = \frac{0,25 \text{ (m}^3\text{/h)}}{3/10 \text{ 000 partes}} = \frac{0,25}{3 \cdot 10^{-4}} = 835 \text{ m}^3\text{/h}$$

Resultando um valor aproximado de $835 \text{ m}^3\text{/h}$

• Alínea c)

Tratando-se de uma situação em que a concentração inicial é nula, $C_0 = 0$, vamos calcular o tempo que leva a atingir a concentração indicada, através da equação simplificada, onde, substituindo por valores numéricos, será:

$$t = \frac{V}{Q} \cdot \ln = \frac{q}{(q - CQ)} = \frac{300}{750} \cdot \ln \frac{0,25}{(0,25 - 3 \cdot 10^{-4} \times 750)} = 1,47 \text{ h} = 88 \text{ min}$$

A concentração é atingida ao fim de 88 minutos.

Na Figura 10.10., são anotadas sobre as respetivas curvas, as soluções de cada alínea do problema.

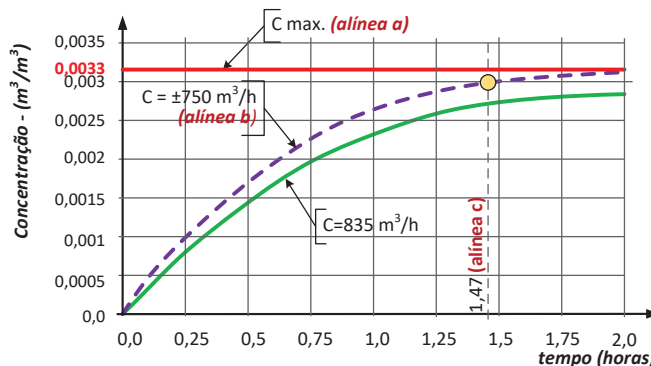


FIGURA 10.10.

Evolução da concentração para dois valores de caudal:

Valor correspondente à estabilização, $750 \text{ m}^3\text{/h}$ e valor $835 \text{ m}^3\text{/h}$, para um valor inferior de concentração máxima.

- Velocidade de transporte vertical (a mesma da velocidade de captura):

$$V_t = 10,7 \cdot \frac{S}{S + 1} \cdot D^{0,57}$$

sendo:

- V – velocidade; (m/s)
- s – densidade do material
- D – diâmetro médio da maior partícula da poeira; (mm)

11.5.3. Perfil das pressões, num sistema de captação

Apresenta-se o perfil das pressões num sistema de captação completo, embora teórico pelo menos nas escalas de pressão, com a parte da depressão e a parte da compressão, sendo de realçar as seguintes observações, na Figura 11.12.

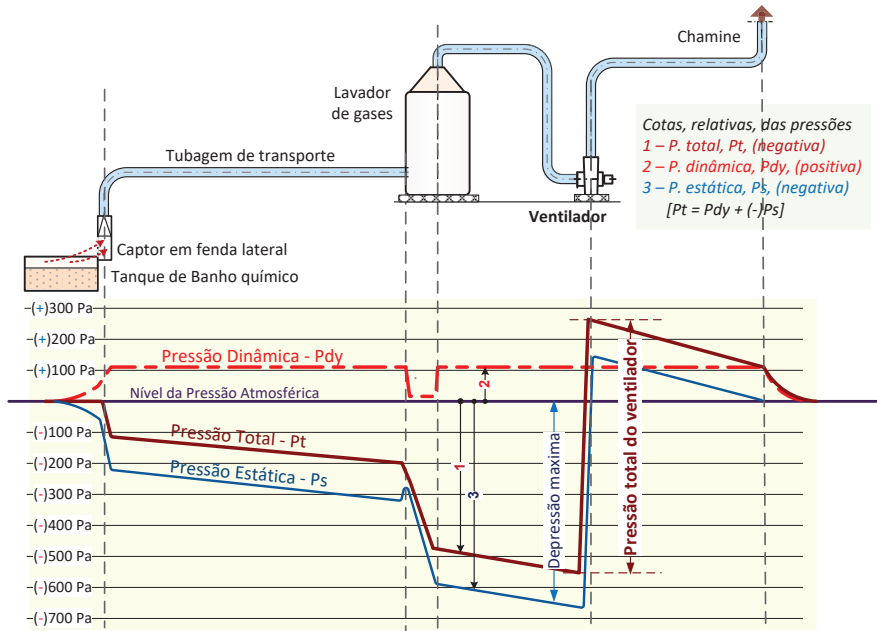


FIGURA 11.12.

Perfil das pressões ao longo de um sistema de captação e separação de gases.

• Perfil da Pressão Dinâmica (ou de velocidade)

Sendo definido como $P_{dy} = \frac{1}{2} \rho v^2$, o perfil acaba por traduzir a velocidade no sistema e se este tiver uma tubagem de secção constante e for dimensionado pelo método da velocidade constante, então o perfil vai ser também constante, exceto: 1) na aceleração desde a velocidade nula, na superfície do tanque; 2) no processo de entrada das fendas do captor; 3) no lavador de ar; 4) à saída da chaminé.

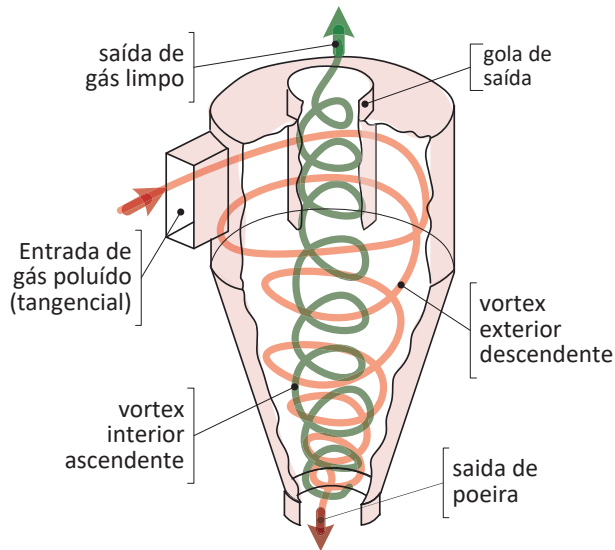


FIGURA 12.5.

Funcionamento aerodinâmico de um separador centrífugo, com os vórtices, primário descendente e secundário ascendente e ainda um pequeno fluxo de saída juntamente com as poeiras.

A existência do cone serve para compensar a perda de velocidade do ar e das poeiras, uma vez que parte do caudal de transporte sai também pelo lado inferior.

O movimento circular rotativo do ar faz com que as partículas sejam lançadas de encontro às paredes devido à força centrífuga (maior que as forças de resistência aerodinâmica), encostando-as ao cone e reduzindo a velocidade e assim separando-as do escoamento, sendo recolhidas na base do cone.

Chegado ao final do cone, caudal é obrigado a retomar um fluxo ascendente helicoidal na zona livre central até à boca de saída na parte superior do cilindro (fluxo reverso).

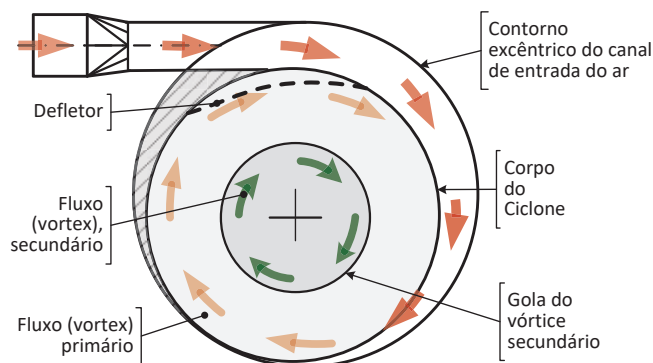


FIGURA 12.6.

Pormenor da entrada no separador, com a configuração excêntrica e defletor para correção da orientação do escoamento na primeira volta.

Pela equação, $P_{s3} = P_{s1} + (P_{dy3} - P_{dyR})$, será:

$$P_{s3} = (-) 525 + (138 - 207,67) = (-)525 - 69,65 = (-)594,67$$

Há assim uma recuperação de pressão estática, de:

$$(+)69,67 \text{ Pa} = (-)525 - (-)594,67$$

por causa da redução de velocidade, de 18,35 m/s para 15,14 m/s. Um ganho para o ventilador, sendo que se pode descontar este ganho na sua PED.

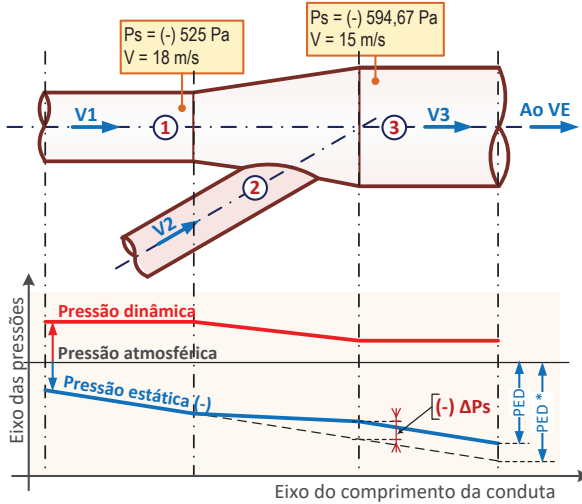


FIGURA 13.13.

Pressões Estáticas verificadas antes e depois da transformação, e respectivos perfis. Se não tivesse havido recuperação de P. Estática (ΔP_s), a PED do ventilador teria que ser maior (PED*), em vez de PED.

Na Fig. 13.13., esquematicamente, teremos que ter apenas uma PED mais pequena que PED, sendo esta a que corresponderia, se não houvesse recuperação de pressão.

• 2.ª Opção – Junção com formato cilíndrico

TABELA 13.3.

Dados das características, para uma conduta de forma cilíndrica.

CONDUTA (secções)	Ø (mm)	ÁREA (m ²)	CAUDAL (m ³ /h); (m ³ /s)	VELOC. (m/s)	PDY (Pa)	PS (Pa)
"1"	300	0,0707	4 650; (1,296)	18,35	202,5	(-)525
"2"	100	0,0079	575; (0,16)	20,37	249,8	(-)525
"3"	300	0,0707	5 245; (1,456)	20,5	255,6	a calcular

(Fonte: Manual de Ventilação de A. J. Macintyre)

1) Ábaco da RPE I – Relação L_{eq}/Q

As ordenadas deste ábaco são a “Relação L_{eq}/Q ” e as abcissas o “Caudal depois da derivação”, para valores de “Comprimento equivalente entre derivações”.

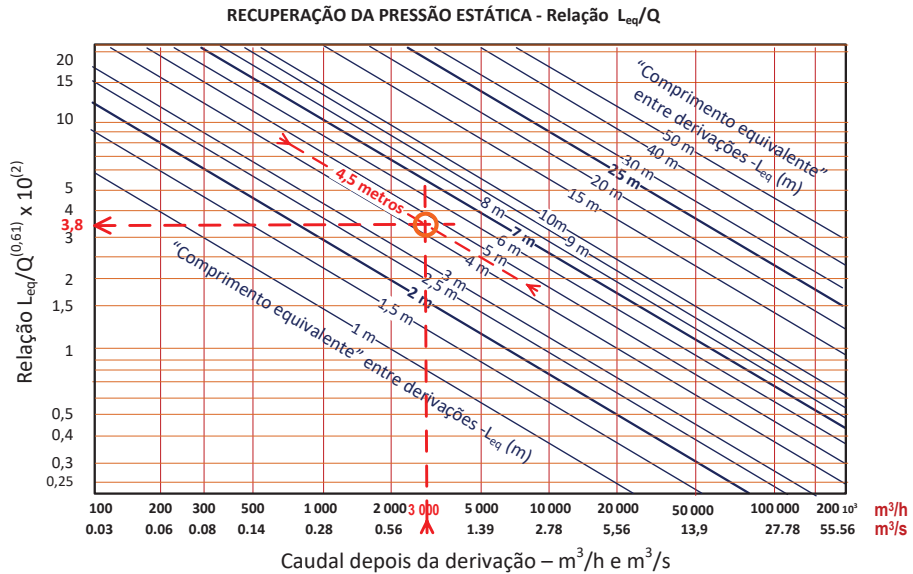


FIGURA 14.7.

Ábaco I – método RPE. Relação auxiliar L_{eq}/Q , em função do comprimento equivalente.

A Figura 14.7. refere o *input* no gráfico (em abcissas) e o *output* (em ordenadas), para cada valor do “comprimento equivalente”, que no caso da Fig.14.6. é expressa por $L_{(b1-b2)}$. No diagrama está identificado um ponto arbitrário, no caso:

- Caudal depois da derivação:
(em $b1/b2$; p.ex.: $\pm 3\ 000\ m^3/h$ ($0,83\ m^3/s$))
- Comprimento equivalente:
(em $b1/b2$ (p.ex.: $4,5\ m$))
- Valor da relação L_{eq}/Q :
(resultando o valor: $3,8$)

A relação L_{eq}/Q , vai-nos permitir entrar no ábaco seguinte.

2) Ábaco II – Ganho da pressão estática/velocidade após derivação

Este ábaco, tem as entradas (inputs), nas curvas do próprio ábaco e as saídas (output), no eixo das abcissas que é o dimensionamento que procuramos.

TABELA 15.2.

Apresentação dos dados de uma grelha de insuflação, instalada em parede.

	H (mm)		L (mm)													
	425	325					325	425	425	525	625	825	1025	1225	1025	
	225						525	625	825	1025	1225					
	165	325	425	525	625	825	1025	1225								
	125	425	525	625	825	1025	1225									
800 (m ³ /h)	Δp (Pa)	5	3	2,1	1,2	1,2	0,75	0,55	0,26							
	db(A)	43	37	33	26	19	15	6	3							
	Alc.(m)	17	16	14	13	12	10	9	8							
1000 (m ³ /h)	Δp (Pa)		5	3,4	2	1,2	0,8	0,5	0,3							
	db(A)		43	38	33	27	21	15	8							
	Alc.(m)		20	16	16	14	13	12	10							
1200 (m ³ /h)	Δp					5	3	1,8	1,2	0,7	0,45	0,3				
	db(A)					44	38	32	28	20	14	8				
	Alc.(m)					21	19	17	15	13	12	11				
1400 (m ³ /h)	Δp							4	2,4	1,8	0,9	0,6	0,4	0,26		
	db(A)							42	35	33	25	18	11	6		
	Alc.(m)							21	20	18	15	14	13	11		

Assim, na Tabela 15.2., com um jato de 800 m³/h, para alcance de 12 m, poderíamos selecionar uma grelha na parede, no modelo do Fabricante, com 525 × 225 mm e assim temos na Figuras 15.17.:

- Figura A – Grelha selecionada para um alcance adequado.
- Figura B – Grelha selecionada para um alcance curto (p. exemplo 9 metros). O utilizador pode não ter a sensação de ambiente ventilado.
- Figura C – Grelha selecionada para um alcance excessivo (p. ex 16 m). O utilizador pode sentir uma corrente descendente incomodativa nas costas e “corrente de ar” nos tornozelos.

A situação de deficiência em “C”, pode no entanto ser atenuada com a simples abertura da divergência das lâminas da grelha, admitindo que o caudal está bem escolhido do ponto de vista térmico e não for excessivo.

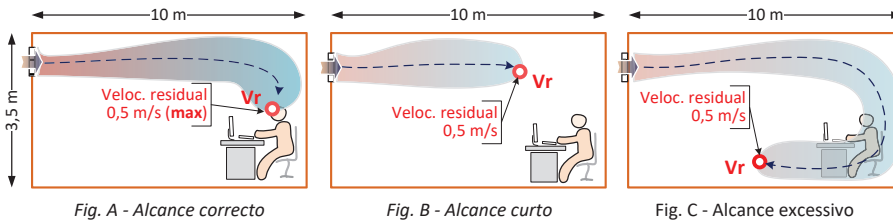


FIGURA 15.17

Três situação onde se pretende ventilar um local de trabalho adequadamente, a depender da seleção da grelha.

TABELA 16.6.

Cálculo dos valores de V_{AN} e C_{int} , referentes ao gráfico da Figura 14.10.

Pz -n.º pess,		0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
V_{ANi} (L/s)	$[3,65 \times Pz] + [0,3 \times 500]$	150	168	187	205	223	241	260	278	296	314	333
C_{i} (ppm)	(*)	400	568	704	815	908	987	1055	1114	1166	1211	1252

(*) Equação de cálculo: $C_{int} = C_{ext} + [(0,0204 \times Pz)/(3,6 \times V_{AN})]. 10^6$

No gráfico da Figura 16.10., está traduzida a tabela anterior, ou seja, a curva "A" (reta) do V_{AN} e a correspondente curva "B", da C_{int} , tendo-se anotado a amarelo, nos eixos das ordenadas, os valores extremos destas curvas.

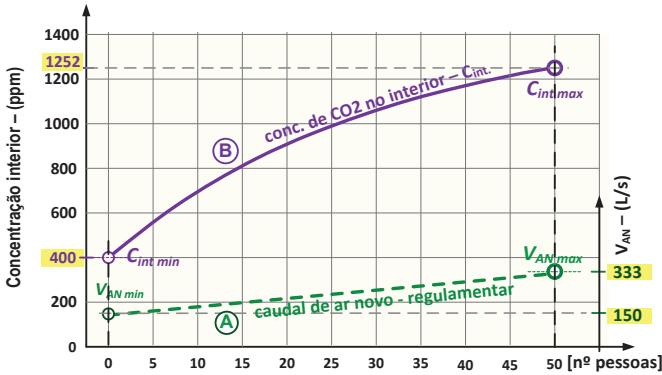


FIGURA 16.10.

Curva da evolução (relativa) da concentração de CO_2 interior, em face dos valores do caudal de ar novo, neste exemplo, calculado segundo fórmula da ASHRAE, dependente da área do local e número de ocupantes.

A partir deste gráfico, vamos desenvolver o cálculo para os dois métodos e marcar os resultados sobre o mesmo.

16.4.1. Método de controlo proporcional

No método de Controlo Proporcional, vamos calcular o V_{AN} , pela expressão:

$$V_{AN} = \frac{C_i - C_{i \min}}{C_{i \max} - C_{i \min}} \times (V_{AN \max} - V_{AN \min}) + V_{AN \min} \quad (4)$$

e que não é mais do que a equação seguinte,

$$\frac{V_{AN} - V_{AN \min}}{V_{AN \max} - V_{AN \min}} = \frac{C_i - C_{i \min}}{C_{i \max} - C_{i \min}}$$

cujos termos traduzem a proporcionalidade entre a variação do V_{AN} e a variação da C_i (C_{int}), entre os correspondentes limites máximo e mínimo da instalação. Tendo em conta a tabela e figuras anteriores, será então:

A Figura 17.10. permite representar esta questão de um modo gráfico, com ventiladores comerciais de diâmetros de $\pm 1,5$ metros, que resolvem menos bem este problema quando comparados com os ventiladores "HVLS", como veremos mais à frente, devido a um fluxo de ar muito divergente.

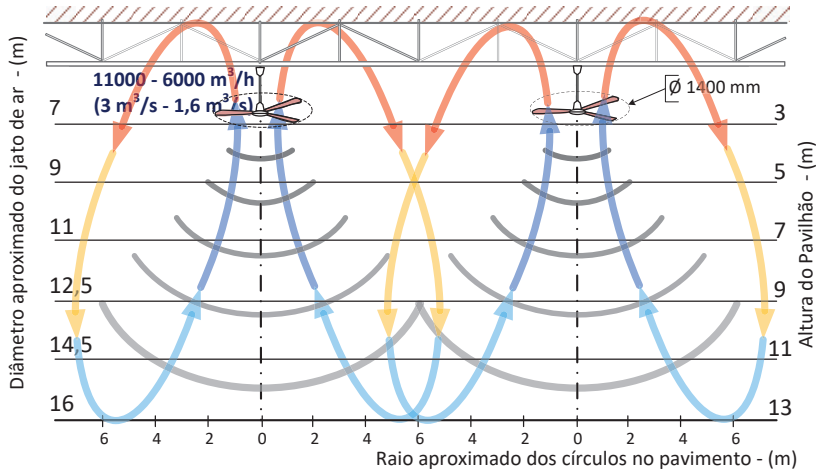


FIGURA 17.10.

Configuração das linhas de caudal, nos percursos descendentes (de recuperação de calor) e ascendentes de retorno. Linhas de igual velocidade a cinzento.

A área coberta por cada ventilador de teto, depende do diâmetro destes e da altura do teto real (pé direito), mas os valores médios apontam para cerca de 180 a 300 m²/por ventilador.

De um fabricante conhecido, foi possível obter uma recomendação para uma distribuição uniforme de ventiladores com um diâmetro de 1,4 m e suspensos do teto a uma altura de 0,5 m.

TABELA 17.3.

Ventilador de teto de modelo comercial clássico.

Altura do teto (m)	DISTÂNCIA RECOMENDADA ENTRE VENTILADORES				
	4	6	8	10	12
Distância entre ventiladores (m)	5	7	8	9	10

A organização da distribuição é conforme o indicado na Figura 17.11. e com meio afastamento das paredes em relação àquele que se verifica entre os ventiladores. Considerou-se em média 185 m² por cada ventilador.

Um cálculo simplificado da potência da serpentina de arrefecimento desta UTA em recirculação, conduz a um valor total de 36,5 kW, considerando as mesmas condições anteriores ($Q_{AN} = 6\ 000\ \text{m}^3/\text{h}$; temp. exterior 30 °C; temp. da cozinha 26 °C; temp. para cálculo da serpentina de água fria 13 °C ($T_{\text{água}} 7/12\ \text{°C}$, $T_{\text{adp}} 10\ \text{°C}$ e F_{bypass} para 3 °C)), a equação de balanço para a carga sensível, $Q = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T$, será:

– Carga de Ar Novo:

$$Q_s = [6\ 000/3\ 600 \times 1,2 \times 1 \times (30-26)] = 8\ \text{kW}$$

– Carga de equipamentos de cocção:

A potência dos equipamentos instalados no exemplo, é de 95,5 kW, sendo cerca de 30% radiada para o ambiente da cozinha. Com um fator de simultaneidade de 0,7, a carga resulta em $\pm 20\ \text{kW}$ ($95,5 \times 0,30 \times 0,7$).

– Carga da envolvente e ocupação, simplesmente estimada: 6 kW

Uma carga sensível de 34 kW, ($8 + 20 + 6$), pode ser tratada por um caudal de ar de $7\ 846\ \text{m}^3/\text{h}$, em recirculação, conforme cálculo:

$$34\ \text{kW} = [V/3\ 600 \times 1,2 \times 1 \times (26-13)] \rightarrow V \approx 7\ 850\ \text{m}^3/\text{h}$$

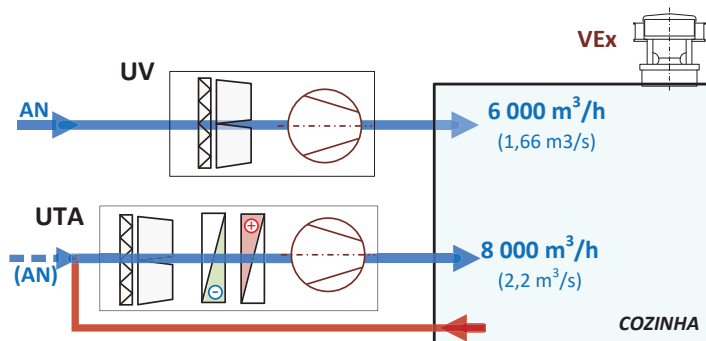


FIGURA 18.22.

Climatização de uma cozinha, com uma UTA específica. A unidade de ventilação, UV, só garante a insuflação de Ar Novo, sem tratamento do ar. Excluiu-se o caudal de transferência de zonas anexas.

Optaríamos por um caudal de $8\ 000\ \text{m}^3/\text{h}$ e uma a serpentina com capacidade não inferior a 34 kW.

- **Vantagens e desvantagens da solução:**

- É uma solução de custo mais elevado, pois obriga a instalar uma nova Unidade, além da UV.
- Permite atender às necessidades de compensação da hote de acordo com o horário de funcionamento desta, mesmo em caudal reduzido e à necessidade de climatização em horários diferenciados.
- Obriga a organizar um sistema de difusão na cozinha, com mais difusores, de modo a não perturbar o funcionamento da pluma térmica.

Pelo facto do incêndio poder ocorrer em qualquer automóvel do parqueamento, o sistema tem que possuir inteligência para diferenciar as situações. Tal vai obrigar que os diversos ventiladores tenham que estar previamente identificados e organizados por agrupamentos conjugados com os detetores de incêndio, conforme Figura 19.12., onde está representado do lado direito, o princípio de um algoritmo que traduz a funcionalidade dos VI, em função do detetor de incêndios em alarme.

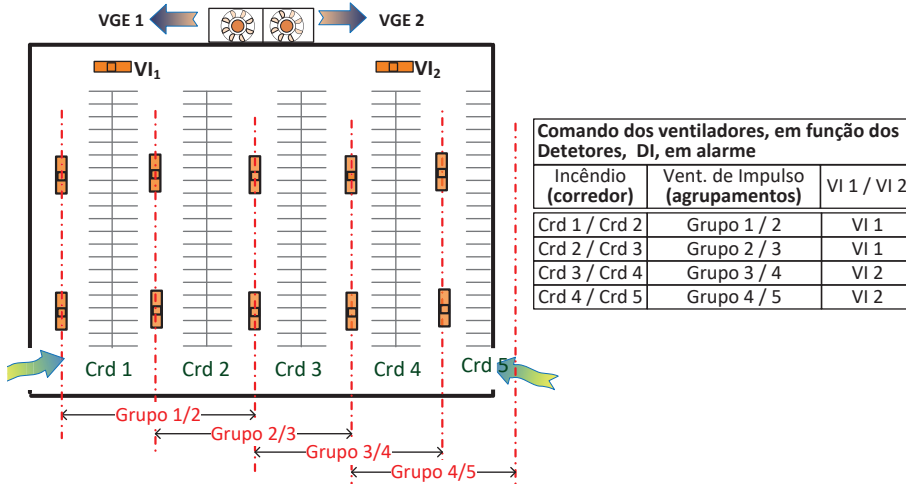


FIGURA 19.12.

Controlo dos ventiladores do parque, em situação de incêndio.

O in-input dos detetores de incêndio, DI e de CO, permitem identificar e organizar o modo de funcionamento, do conjunto dos ventiladores.

A distribuição dos detetores de incêndio não está considerada na figura, mas normalmente estão distribuídos por áreas com o diâmetro da ordem dos 7,5 m, condicionados à configuração das vigas mais próximas.

Os distribuidores destes equipamentos, possuem software, que dá uma boa ajuda nas soluções.

19.5.1. Ventilação ambiente, por ventiladores de impulso

A ventilação com o uso dos VI, que tenham sido previamente dimensionados para o serviço de desenfumagem, vai depender muito da configuração da circulação do parque automóvel e sobretudo do tempo médio que os carros despendem para aceder a um lugar de estacionamento.

Os detetores de CO, poderão ser unitariamente localizados para áreas de 400 m², ou preferencialmente com a dedicação de uma área circular de diâmetro de 25 m, por cada um de modo a permitirem uma informação do valor médio da concentração de CO.

Nota importante sobre esta opção:

Deve ter-se em conta que embora a Portaria n.º 138-I/2021, de 1 de julho, refira que: “ f) Nas situações em que exista recirculação de ar ou em que a ventilação do espaço se processe com recurso a ar transferido, este não deve ser proveniente de instalações sanitárias,....”, não está em causa a Qualidade do Ar Interior, devido à baixa simultaneidade da utilização dos sanitários e em contrapartida é melhorada a eficiência energética do edifício.

20.2.2. Dimensionamento da rede de extração

A base do dimensionamento da rede é o caudal unitário de cada extração e eventuais coeficientes de simultaneidade, que resultem da experiência do leitor.

Sabendo que qualquer hotel fica completo com frequência a solução mais segura será considerar um coeficiente de simultaneidade de 100% (ver Figura 20.15.)

Nos casos de espaços de WC separados, com aplicação de uma ventilação local não permanente, pode considerar-se restritamente para esses espaços um fator de simultaneidade da ordem dos 45/50%.

O caudal total a considerar e a PED do ventilador, deverá ser corrigido de dois fatores de segurança:

- não estanqueidade normativa das condutas.
- perdas de carga localizadas por defeitos de montagem.

Não vamos, contudo, fazer esta correção por simplificação.

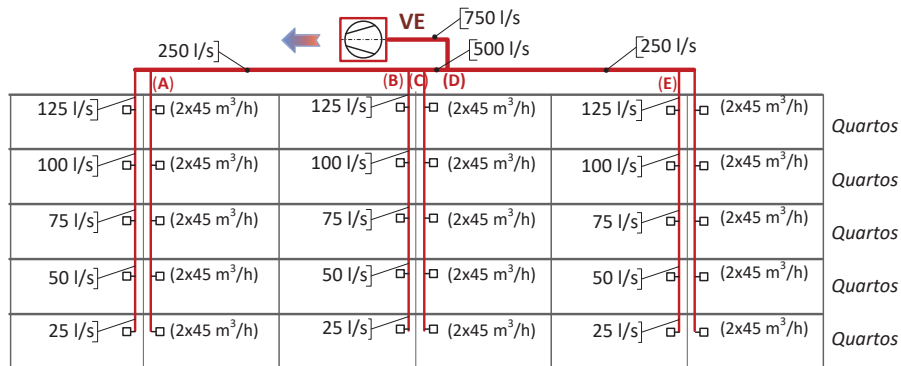


FIGURA 20.15

Princípio do sistema de extração, com a ligação das prumadas a nível de uma suposta cobertura disponível para esta instalação.

O método de dimensionamento da rede de condutas pode ser o da “perda de carga constante”, não se justificando qualquer outro método mais trabalhoso.

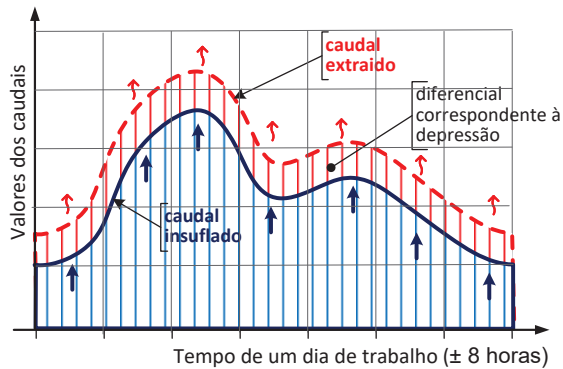


FIGURA 21.20.

Diferencial de caudais estabelecido num laboratório com cúpulas VAV, ao longo de um dia de trabalho.

Os valores dos diferenciais de caudal de ar variam em função de cada situação, mas admitindo que a passagem por uma porta normal de 2 m de altura se faz com uma abertura parcial desta, até uma largura da ordem dos 60 cm e que a velocidade da passagem do ar não deveria descer aquém dos 0,25 m/s, teremos um caudal da ordem dos 1 000 m³/h ($2 \times 0,6 \times 0,25 \times 3600 = 1\,080 \text{ m}^3/\text{h}$)

Nos laboratórios há normalmente três tipos de extrações separadas, a saber:

- extração das cúpulas propriamente ditas, com caudal variável
- extração geral ambiente, também com caudal variável
- braços articulados de exaustão
- extração localizada e constante, de armários de armazenamento de reagentes e outros produtos.

O sistema de controlo integrado da ventilação de um Laboratório é fornecido por firmas da especialidade e pode ser mais ou menos sofisticado. A conceção do seu princípio de funcionamento pode ser representada pela Figura 21.21.

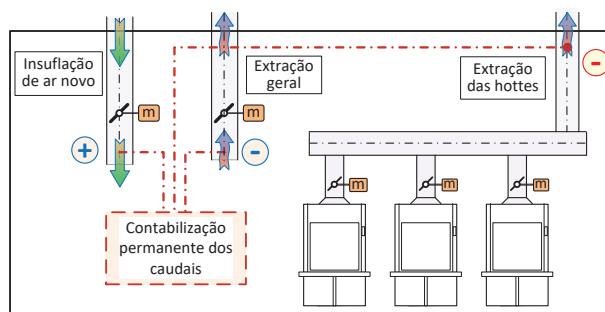


FIGURA 21.21.

O diferencial de caudais é dependente das extrações das cúpulas.

O caudal de insuflação é alterado, de modo a ser mantido o diferencial volumétrico do conjunto.

- 2.º exemplo, (Figura 22.7.):

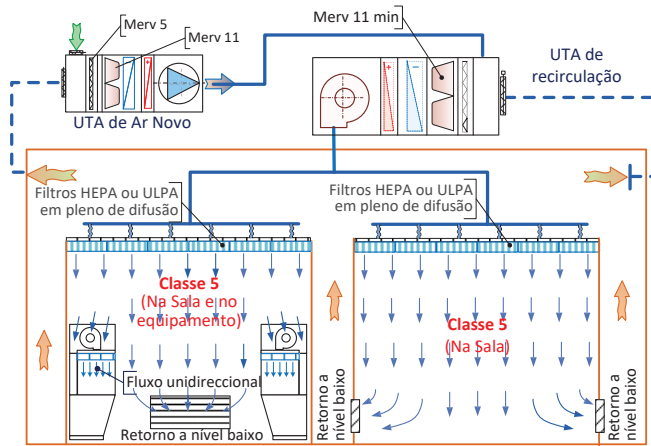


FIGURA 22.7.

A UTAN absorve a carga das salas, enquanto a UTA principal, está dedicada apenas à filtragem e ventilação, com um caudal variável em função do controlo de contagem de partículas.

A Figura 22.7., difere da anterior, na medida em que está estabelecida a difusão unidirecional em ambas as salas, por meio de um teto filtrante e garantindo assim a Classificação ISO 5.

22.5. A insuflação unidirecional, em ambiente hospitalar

Vejamos agora o caso mais específico do meio hospitalar, que está sujeita à regulamentação nacional, pelas *Especificações Técnicas para Instalações AVAC* – ET 06/2008, edição da Administração Central do Sistema de Saúde (ACSS), e algumas especificações ligadas aos blocos operatórios.

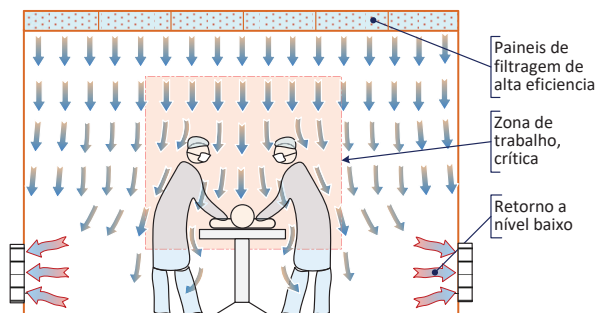


FIGURA 22.8.

A opção de uma ventilação do tipo unidirecional, deve garantir que no espaço a tratar, é apenas insuflado caudal de ar primário e por foi basicamente estendida a todo o volume da sala.

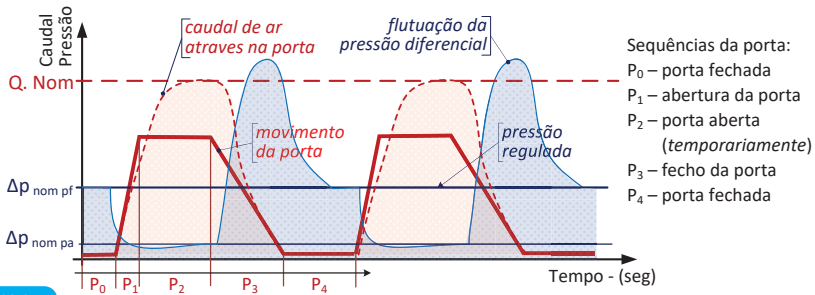


FIGURA 23.8.

As duas situações presentes numa pressurização de escadas. A pressão com portas fechadas (azul) e o caudal de ar através de portas abertas (vermelho).

Fonte : Sodeca

23.4. A pressurização em função da altura de um edifício

A pressurização de escadas, ou seja o controlo de fumos pelo método de hierarquização de pressões, é implementado nas escadas comuns de saída ou seja, nas Vias de Evacuação Vertical, VEV, e tem uma configuração regulamentar diferente para os casos de edifícios em que o último piso tem altura inferior a 28 metros ou o último tem uma altura superior a 28 metros (“Edifícios de Grande Altura”).

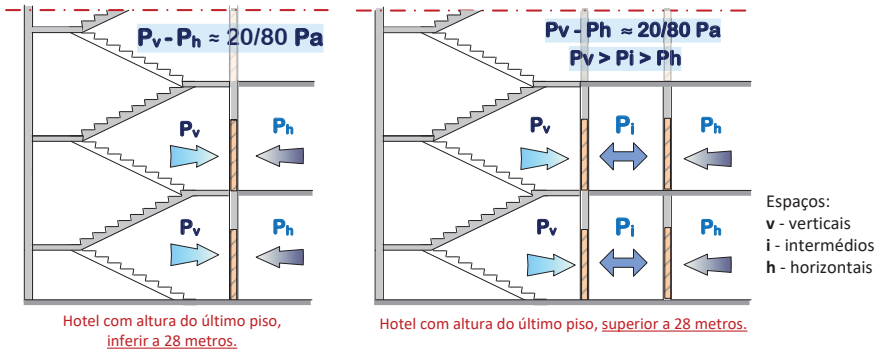


FIGURA 23.9.

Níveis de pressões diferenciais a garantir em Vias de Evacuação:

Fig. Esq.: Edif. c/ menos de 28 m

Fig. Drt.: Edif. c/ mais de 28 m.

A diferenciação está na instalação de uma Câmara Corta-Fogo, CCF, intermédia entre as escadas e as circulações horizontais e na correspondente hierarquização das pressões, conforme esquema da Fig. 23.9.

Tem que se garantir a hierarquia de pressões para que o fluxo de ar se processe no sentido da escada, VEV, para o local acidentado localizado na VEH. A garantia

Assinalamos os troços da rede de “A” até “K”, que marcámos na Tabela abaixo com a informação correspondente:

TABELA 25.1.

Valores considerados e identificados no ábaco, para o dimensionamento das condutas.

Método da PCCTe.

	TROÇO	A/B/C/D	D/E	E/F	F/G	G/H	H/I	I/J	J/K
	Bandeiras (Fig 25.1.)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
a)	caudal (m³/s)	2,00	1,75	1,50	1,25	1,00	0,75	0,50	0,25
a)	caudal (m³/h)	7 200	6 300	5 400	4 500	3 600	2 700	1 800	900
b)	ΔP/m (Pa/m)	~ 1,4	~ 1,1	~ 1,2	~ 1,5	~ 1,8	~ 1,9	~ 1,5	~ 1,4
c)	diâm. proposto. (mm)	550	550	500	450	400	355	315	250
d)	veloc. result. (m/s)	8,4	7,8	7,4	7,9	8,0	7,5	6,3	5,1

Observ.:

Linha a) – Entrada de caudal no gráfico – m³/s ou m³/h.

Linha b) – Entrada de perda de carga no gráfico – Δp/m em torno de 1,4 Pa/m

Linha c) – Saída do gráfico – diâmetro mais próximo da interceção das linha a) e b)

Linha d) – Saída do gráfico – velocidade correspondente ao diâmetro de c)

Podemos anotar quatro observações:

- o valor médio da DΔ/m, foi de 1,36 Pa/m, muito próximo do valor por que optámos no troço inicial da rede (1,4).
- A velocidade na conduta principal vai decrescendo em média, desde o início da rede até ao extremo da mesma. Esta é uma constatação muito útil na prática das redes de ventilação, para este método.
- Os diâmetros não decrescem de modo contínuo, porque as condutas comerciais são fabricadas segundo diâmetros standards.
- No ponto “6”, hesitámos entre o ponto à esquerda (6*) e o ponto à direita (6), tendo acabado por considerar este último. Uma situação vulgar na prática de opção entre duas situações possíveis.

A definição da rede em esquema e de modo completo, será então:

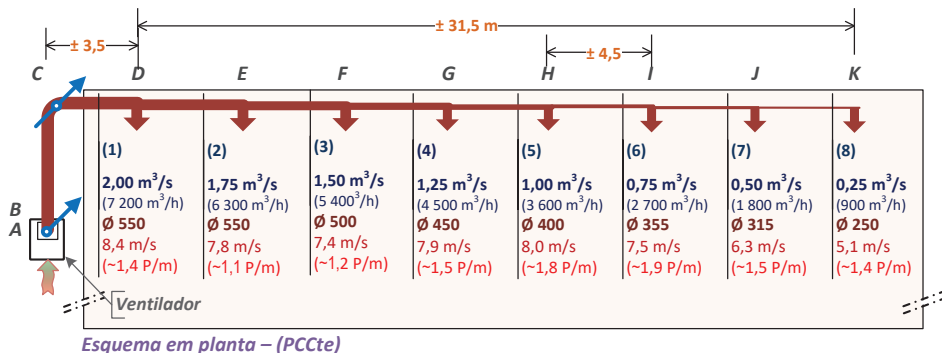


FIGURA 25.4.

Identificação dos parâmetros de dimensionamento da rede: Caudal, velocidade, diâmetro e perda de carga unitária. Método da PCCTe.

2.º - Circuito entre Separador e Ventilador: (SC/s – VE/e)

O circuito entre a saída do Separador e a boca de aspiração do Ventilador de Extração, percurso “SC/s – VE/e”, está em depressão e esta tem que ser garantida e suportada pela aspiração do VE.

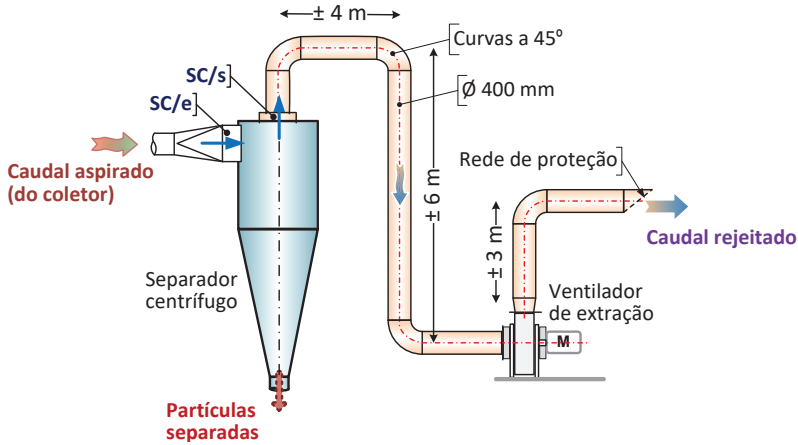


FIGURA 26.13.

Configuração do sistema de captação, no troço seguinte ao coletor geral. Esquema sem escala.

O circuito de que falamos tem a configuração apresentada na Figura 26.13. e a sua perda de carga é calculada assim:

Troços de conduta retos:

Spiro, com \varnothing 400 mm; extensão total de ± 15 m.

$Q = 1,64 \text{ m}^3/\text{s}$ ($5\,904 \text{ m}^3/\text{h}$); $v = 13,06 \text{ m/s}$; $\Delta P_u = 4,7 \text{ Pa/m}$

$\Delta p_{\text{total}} = \Delta p/m \times L = 4,7 \times 15 = 70,5 \text{ Pa}$

Transformações:

Três curvas a 90° , em gomos; $C_e = 0,16$

$\Delta p_{\text{total}} = 3 \times [C_e \times \Delta p_{dy}] = 3 \times C_e \times [\frac{1}{2} - v^2] = 3 \times [0,16 \times (\frac{1}{2} \times 1,28 \times 13,05^2)] = 52,38 \text{ Pa}$

Valor total desta perda de carga: $70,5 + 52,38 = 122,88 \text{ Pa}$

3.º - Circuito desde o VE/s, até à rejeição para o exterior: (VE/s – Exterior)

Este é o único troço do circuito em pressão positiva. Será designado nos desenhos e Tabelas por “VE/s – Exterior”.

ÍNDICE GERAL DE MATÉRIAS

Nota do autor	V
Agradecimento à EFRIARC	VII
Prefácio	IX
A organização base do livro	XI
Sumário de matérias	XIII

PARTE A | Os conceitos teóricos da ventilação 15

1. INTRODUÇÃO – Os sistemas de ventilação	17
1.1. Breves considerações sobre os sistemas de ventilação	17
1.2. Os princípios da aerodinâmica	18
1.2.1. Introdução	18
1.2.2. Lei da conservação da massa, ou fluxo mássico constante	18
1.2.3. Lei da conservação da energia	19
1.2.4. Aplicação da Equação de Bernoulli a um sistema de ventilação	20
1.2.5. Interação do Ventilador com as características da Instalação	21
1.3. Perdas de carga de uma instalação de ventilação	23
1.3.1. Perdas de carga por atrito ou perdas de carga distribuídas	23
1.3.2. Perdas de carga localizadas ou perdas de carga dinâmicas	25
1.3.3. Outras perdas causadas por acessórios e equipamentos da instalação	26
2. VARIÁVEIS CARACTERÍSTICAS – Pontos de funcionamento de um sistema	27
2.1. Variáveis dimensionais e adimensionais características	27
2.1.1. O estudo teórico laboratorial	29
2.1.2. Conversão de variáveis adimensionais em dimensionais	30
2.2. Pontos de funcionamento e curvas características	32
2.2.1. Curvas Características do Ventilador, CCV	32
2.2.2. Escalas dos eixos dos diagramas	33
2.2.3. Curva Característica da Instalação, CCI	35
2.2.4. Ponto de Funcionamento da instalação, PF	37
2.3. Aplicação prática – pontos de funcionamento de um ventilador	38
2.4. Rendimentos de um ventilador	39
2.4.1. Genérico	39
2.4.2. Rendimento global de um sistema de moto-ventilador	41
2.4.3. Aplicação prática	43

3.	LEIS GERAIS dos VENTILADORES e APLICAÇÕES	45
3.1.	As leis gerais	45
3.2.	Primeiro grupo de leis – mudança da velocidade de rotação	46
3.3.	Aplicações práticas – leis da alteração da velocidade	48
3.3.1.	Caso Prático I – (alteração da velocidade de rotação)	48
3.3.2.	Caso Prático II – (da alteração da velocidade)	50
3.4.	Segundo grupo de leis – alteração do diâmetro da roda	52
3.5.	Terceiro grupo de leis – alteração do diâmetro da roda e da velocidade	53
3.6.	Quarto grupo de leis – alteração da massa específica do fluido	54
3.6.1.	Expressão da perda de carga no circuito	55
3.7.	Aplicações práticas – alteração da massa específica do fluido	56
3.7.1.	Caso Prático I – (da alteração da massa específica do fluido)	56
3.7.2.	Caso Prático II – (da alteração da massa específica do fluido)	57
4.	PERFIL DAS PRESSÕES NUM SISTEMA DE VENTILAÇÃO	63
4.1.	Conceitos gerais das pressões, total, estática e dinâmica.	63
4.1.1.	O Ventilador	63
4.1.2.	O Sistema de Ventilação – lado da insuflação	64
4.1.3.	O Sistema de Ventilação – lado da aspiração	67
4.2.	O Sistema de Ventilação – lados da aspiração e insuflação	70
4.2.1.	Considerações sobre a Pressão Total	70
4.2.2.	O perfil completo na aspiração e insuflação	72
4.3.	Algumas questões de natureza dimensional	74
4.4.	A Recuperação de Pressão Estática – RPE	75
4.4.1.	Conceito de recuperação de Pressão Estática	75
4.5.	A aplicação prática da Recuperação de Pressão Estática	78
5.	TIPOS DE VENTILADORES	81
5.1.	Classificação geral dos ventiladores	81
5.2.	Características gerais de cada tipo de ventilador	83
5.2.1.	Ventiladores de Pás Curvas para a Frente, PCF ou de ação	84
5.2.2.	Ventiladores de Pás Curvas para trás, PCT ou de reação	85
5.2.3.	Ventiladores do tipo radial	86
5.3.	Ventiladores centrífugos especiais	87
5.3.1.	Ventiladores do tipo tubular centrífugo	88
5.3.2.	Ventiladores de pás curvas para trás, tipo <i>plug-fan</i>	88
5.4.	Ventiladores do tipo axial	90
5.4.1.	Ventiladores helicoidais	90
5.4.2.	Ventiladores tubo-axiais	91
5.4.3.	Ventiladores veio-axiais	91
5.4.4.	Ventiladores especiais	93
5.4.5.	Resumo de classificação	94

6.	CARACTERÍSTICAS ESPECÍFICAS DOS VENTILADORES	95
6.1.	Generalidades sobre as curvas dos ventiladores	95
6.1.1.	Curvas de pressão vs. caudal	96
6.1.2.	Curvas de potência absorvida, P_m vs caudal	97
6.2.	Comparação de funcionalidades em diagramas reais	99
6.3.	A seleção dos ventiladores	101
7.	ANÁLISE VETORIAL DO ESCOAMENTO DO AR NOS VENTILADORES	103
7.1.	Velocidades, absoluta, relativa e de transporte	103
7.2.	Configuração vetorial do escoamento nas rodas radiais	105
7.2.1.	Condições gerais	105
7.2.2.	Influência do ângulo de saída das pás, β_2 , nos ventiladores radiais.	106
7.2.3.	Ventiladores de pás radiais (ortogonais)	108
7.3.	Equação do escoamento da roda	108
7.4.	Estudo vetorial dos ventiladores axiais	109
7.4.1.	Recurso a pás de pós-guiamento	111
7.4.2.	Recurso a pás de pré-guiamento	111
8.	A INFLUÊNCIA DA INSTALAÇÃO, NO DESEMPENHO DOS VENTILADORES	113
8.1.	Exposição do problema	113
8.2.	Situações de deficiência mais frequentes	115
8.2.1.	Ventiladores de pás curvas para frente	115
8.2.2.	Ventiladores de pás curvas para trás, em caixa	117
8.2.3.	Situação na montagem de <i>plug-fan</i> , em UTAs	118
8.2.4.	Ventiladores radiais de cobertura	119
8.2.5.	Ventiladores tubulares	120
9.	VENTILAÇÃO E PSICROMETRIA	123
9.1.	Genérico	123
9.1.1.	Os processos psicrométricos mais simples	123
9.2.	Controlo da carga térmica sensível	125
9.2.1.	Balanço energético	125
9.2.2.	Exemplos de aplicação	128
9.3.	A ventilação no controlo da carga latente	130
9.3.1.	Exemplos de aplicação	131
9.4.	Arrefecimento evaporativo do ar	133
9.4.1.	Aplicações do arrefecimento evaporativo	134
9.4.2.	Exemplo de aplicação	135

PARTE B | As aplicações no Conforto Humano, Indústria e Serviços 141

10. O AMBIENTE INDUSTRIAL – Controlo da poluição	143
10.1. Posição do problema da Ventilação Industrial	143
10.2. Proteção dos trabalhadores à exposição ambiental agressivas para saúde	144
10.2.1. Regulamentação Nacional	146
10.3. Concentração de poluentes – Regime Estacionário ou de Equilíbrio	146
10.3.1. Mistura de poluentes	148
10.3.2. Cálculo da geração de vapor a partir de um solvente	150
10.4. Problemas de aplicação – Regime Estabilizado	150
10.4.1. Problema 1 – Caudal de diluição	150
10.4.2. Problema 2 – Mistura de poluentes	151
10.5. Concentração de poluentes – Regime Transitório	152
10.5.1. Casos particulares	154
10.5.2. Tempo decorrido entre dois valores de concentração determinadas	155
10.5.3. Regime intermitente de emissão e interrupção de poluente	156
10.5.4. Recomendações sobre a execução de Instalações (valores do Coef. K)	156
10.6. Problemas de aplicação – Regime Transitório	158
11. OS CAPTORES LOCAIS – Princípios gerais	163
11.1. Genérico	163
11.1.1. Sistemas de ventilação	164
11.2. Variáveis intervenientes na captação	164
11.2.1. Velocidades características nos captores	165
11.2.2. Condições características da captação	166
11.2.3. Classificação de materiais e fluidos	167
11.3. Características dos fluxos de ar	168
11.3.1. Perfis dos escoamentos na boca dos captores	169
11.4. Determinação do caudal (mínimo) de ar, num captor genérico	170
11.4.1. Modos de redução do caudal de captação	171
11.4.2. Resumo dos captores gerais	174
11.5. O fundamento e tratamento das pressões nos captores	175
11.5.1. Organização do escoamento à entrada de um tubo	175
11.5.2. O Coeficiente de Entrada e o Fator de Perda de Carga de um captor	176
11.5.3. Perfil das pressões, num sistema de captação	181

11.6. Alguns captores específicos, para vapores e gases	182
11.6.1. Captores em fenda (<i>Slot hoods</i>)	183
11.6.2. Captores com sistema “insuflação – extração”	185
11.6.3. Captores em canópia	187
11.6.4. Captores para trabalhos de soldadura	189
11.7. Captores específicos para trabalho em madeiras	189
12. SEPARADORES DE PARTÍCULAS	197
12.1. Genérico	197
12.2. Dimensão das partículas a eliminar e respetivos separadores	198
12.2.1. Eficiência de um separador ou coletor	199
12.2.2. Problema de aplicação – (Eficiência de eliminação de partículas sólidas)	201
12.3. Coletores centrífugos ou ciclones	203
12.3.1. Constituição	203
12.3.2. Princípio de funcionamento	204
12.3.3. Definição de partícula separável – diâmetro d_0 e d_{50}	206
12.3.4. Eficiência de um separador	208
12.3.5. Geometria dos ciclones – n.º de voltas do fluxo primário	209
12.3.6. Dimensionamento prévio de um separador	211
12.3.7. Determinação da Perda de Carga	212
12.3.8. Exemplo prático do pré-dimensionamento de um ciclone	214
12.4. Separadores gravitacionais	217
12.5. Coletores de mangas	219
12.5.1. Comparação dos principais tipos de separadores	222
13. REDES DE CAPTAÇÃO EM AMBIENTE INDUSTRIAL	223
13.1. Conceção e configuração de um sistema de captação	223
13.1.1. Características gerais das redes cónicas distribuídas	225
13.1.2. Balanceamento dos caudais em redes múltiplas	226
13.2. A depressão estática nas junções de caudal	228
13.2.1. Cálculo das perdas de carga lineares e localizadas	230
13.2.2. Uniões de ramal secundário à conduta geral	232
14. DIMENSIONAMENTO DE REDES de CONDUTAS	239
14.1. Genérico	239
14.2. Alguns conceitos gerais	239
14.2.1. Classificação das redes de condutas	239
14.2.2. Tipos de condutas em uso na ventilação	240
14.2.3. Dimensionamento de redes de condutas	241
14.3. Método de dimensionamento pela Perda de Carga Constante – PCCte	242
14.3.1. Diagrama de perdas de carga	245
14.3.2. Conceito de comprimento equivalente	247

14.4.	Método de dimensionamento pela Recuperação de Pressão Estática – RPE	247
14.4.1.	Âbacos de cálculo pelo método da RPE	248
14.5.	Método de dimensionamento pela “Igual Velocidade”	251
14.6.	Análise do conceito de Diâmetro Equivalente	253
14.7.	Determinação das perdas de carga localizadas	255
14.7.1.	Coeficientes de condutas circulares de mais frequente utilização	256
14.7.2.	Coeficientes para condutas retangulares	257
14.7.3.	Comportamento do caudal, para curvas “ao alto” e “na horizontal”	258
14.7.4.	Recomendações gerais sobre a conceção de redes	259
15.	DISTRIBUIÇÃO DE AR NOS LOCAIS	261
15.1.	Padrões de distribuição de ar	261
15.1.1.	Características dos tipos de distribuição	264
15.1.2.	Reação dos utilizadores aos padrões de ventilação	266
15.1.3.	“Zona de Ocupação” e condições de conforto	268
15.2.	Os fluxos de ar – conceitos fundamentais	269
15.2.1.	Fluxo de ar isotérmico nas grelhas	270
15.2.2.	Fluxos de ar aderentes	271
15.2.3.	Efeito Coanda – (fluxos próximos da superfície do teto)	271
15.2.4.	Fluxos de ar não isotérmicos	272
15.2.5.	Características dos jatos de ar de grelhas de parede	273
15.2.6.	Seleção de grelhas na parede	275
15.2.7.	Injetores de jato livre, <i>jet nozzles</i>	277
15.3.	Localização das grelhas de retorno	280
15.4.	Difusão de ar frio em sistemas de climatização	282
15.4.1.	“Zona de Ocupação” e condições de conforto	282
15.4.2.	A insuflação de ar em difusores de teto	283
15.4.3.	Dimensionamento dos difusores de ar	285
15.5.	As condições de conforto em temperatura e humidade	287
16.	O AR NOVO (AN) – Dimensionamento e controlo	289
16.1.	Genérico	289
16.2.	A tomada e distribuição dos caudais de Ar Novo	290
16.2.1.	A distribuição do caudal de ar novo a cada zona	290
16.2.2.	Condições de aspiração do caudal de ar novo, numa UTA	292
16.2.3.	Alteração dinâmica do caudal de ar novo	293
16.2.4.	Controlo dinâmico da ventilação, em unção do número de ocupantes	294
16.3.	Princípio do controlo dinâmico da ventilação, baseado no teor do CO₂	296
16.4.	Métodos de controlo do processo CDV-CO₂	300
16.4.1.	Método de controlo proporcional	302
16.4.2.	Método do <i>setpoint</i> único	304

16.5.	Controlo do caudal de Ar Novo	305
16.6.	Os sistemas de filtração	309
16.6.1.	Algumas características dinâmicas dos filtros	309
16.6.2.	Custos de operação e de energia, associados aos filtros	311
16.7.	A seleção e classificação do sistema de filtragem	312
16.7.1.	Norma ISO 16890	314
17.	CORTINAS DE AR E VENTILADORES DE TETO	317
17.1.	Genérico	317
17.2.	A movimentação do ar em vãos de acesso ao exterior	317
17.2.1.	Princípio de funcionamento das “cortinas de ar”	320
17.2.2.	Constituição das cortinas de ar	322
17.3.	Os ventiladores de teto	322
17.3.1.	Configuração da movimentação do ar	324
17.3.2.	A melhoria da eficiência no aquecimento	325
17.4.	Os ventiladores industriais de teto – HVLS	327
17.4.1.	Características típicas de um ventilador HVLS	329
17.4.2.	Funcionamento dos ventiladores HVLS no apoio térmico ao ambiente	330
18.	VENTILAÇÃO DE COZINHAS PROFISSIONAIS	333
18.1.	Tipo e organização das hotes	333
18.1.1.	Hote de parede	333
18.1.2.	Hote de ilha	334
18.2.	Compensação do caudal de extração	335
18.2.1.	A compensação por caudal de ar insuflado no ambiente.	338
18.2.2.	Tipos de filtros em cozinhas	340
18.3.	Dimensionamento do caudal de uma hote	342
18.3.1.	Método da superfície de cocção	343
18.3.2.	Método da aspiração ou método tradicional	343
18.3.3.	Método do IMC	344
18.3.4.	Método da convecção térmica	345
18.3.5.	Método da carga térmica	346
18.3.6.	Informação do fabricante	347
18.3.7.	Padrões gerais orientativos	350
18.4.	Exemplo de dimensionamento de uma hote	350
18.4.1.	Características gerais do equipamento	350
18.4.2.	Cálculo do caudal de exaustão pelos vários métodos	352
18.5.	Ventilação de cozinhas – tipos de ventiladores utilizados	356
18.5.1.	Ventiladores de exaustão	356
18.5.2.	Ventiladores de compensação de ar novo	359
18.5.3.	Conceção e dimensionamento de uma rede de exaustão	359

18.6.	Climatização das cozinhas	360
18.6.1.	Genérico	360
18.6.2.	Soluções de climatização	361
19.	VENTILAÇÃO DE PARQUES DE AUTOMÓVEIS	367
19.1.	Genérico	367
19.1.1.	Regulamentação de base	367
19.2.	Solução clássica com condutas e ventiladores centrais	368
19.2.1.	Ventilação geral ambiente	368
19.2.2.	Desenfumagem por rede de condutas e ventiladores centrais	370
19.2.3.	Algumas recomendações para os sistemas com rede de condutas	371
19.3.	Solução com ventiladores de impulso – ventilação e desenfumagem	372
19.3.1.	Características das instalações com ventiladores de impulso	372
19.4.	Os Ventiladores de Impulso – características gerais	374
19.4.1.	Comparação entre os dois tipos de ventiladores	376
19.5.	Algumas orientações para instalações de desenfumagem com VIs	378
19.5.1.	Ventilação ambiente, por ventiladores de impulso	380
19.5.2.	Os Ventiladores Gerais de Extração e de Insuflação de ar novo	381
20.	VENTILAÇÃO EM EDIFÍCIOS DE HOTELARIA	385
20.1.	Extração de sanitários do corpo de quartos de um bloco hoteleiro	385
20.1.1.	Determinação dos caudais de extração	386
20.1.2.	Modo de execução das instalações	387
20.1.3.	Soluções alternativas para a redução de consumos energéticos	388
20.2.	Soluções particulares – espaço de WC separado	390
20.2.1.	Organização das prumadas e coletores horizontais	392
20.2.2.	Dimensionamento da rede de extração	394
20.2.3.	Controlo da capacidade do ventilador	398
20.3.	A insuflação de Ar Novo nos quartos	400
20.3.1.	Determinação dos caudais de insuflação de ar novo	401
20.3.2.	Distribuição do caudal de Ar Novo nos quartos	402
20.3.3.	Dimensionamento da rede de ar novo	406
20.3.4.	Tratamento térmico do ar novo	408
20.3.5.	Funcionamento e automatização da insuflação de Ar Novo	410
20.3.6.	Controlo da capacidade do ventilador	411

21. VENTILAÇÃO DE LABORATÓRIOS	413
21.1. Posição do problema	413
21.2. As cúpulas de extração de gases de Laboratórios	414
21.2.1. Princípio de funcionamento	414
21.2.2. Tipos de cúpulas de gases e suas características	415
21.2.3. O funcionamento integrado das cúpulas de VAV	420
21.3. A organização da rede de exaustão	421
21.3.1. Extração individual por cúpula	421
21.3.2. Extração por coletor comum	422
21.4. Sistemas de exaustão	424
21.4.1. Ventiladores para cúpulas individuais de extração	424
21.4.2. Ventiladores para cúpulas agrupadas em coletor de extração	424
21.4.3. Chaminé de rejeição – alcance e diluição da pluma de fumos	425
21.4.4. Modo de funcionamento do sistema de rejeição	426
21.5. Configuração da rede de condutas	428
21.5.1. Genérico	428
21.5.2. Rede de extração	428
21.5.3. Rede insuflação	430
21.6. Controlo da pressurização no espaço laboratorial	431
21.6.1. A pressurização de um espaço de laboratório	431
21.6.2. Pressurização com cúpulas de caudal constante	433
21.6.3. Controlo de pressão com cúpulas de VAV	434
21.6.4. Leitura e controlo dos caudais	436
21.7. A recuperação de energia	438
21.7.1. Tipos de recuperadores	438
21.7.2. Outros tipos de recuperação	440
22. VENTILAÇÃO UNIDIRECIONAL EM SALAS LIMPAS	441
22.1. Genérico	441
22.2. Conceito gerais das salas limpas	442
22.3. Características específicas das salas limpas	442
22.3.1. Controlo do número de partículas no ambiente.	442
22.3.2. Caudal insuflado	444
22.3.3. Velocidade do ar	445
22.3.4. Recurso a filtros de alta eficiência	445
22.3.5. Pressurização das salas	446
22.4. A insuflação unidirecional e a classificação ambiental	447
22.5. A insuflação unidirecional, em ambiente hospitalar	449
22.6. Opções de controlo da zona de trabalho	451
22.6.1. Exemplo prático	453

23. CONTROLO DE FUMOS EM SITUAÇÃO DE INCÊNDIO	455
23.1. Técnicas do controlo de fumos em situações de incêndio	455
23.1.1. Orientações regulamentares no controlo de fumos, por meios ativos	456
23.2. Desenfumagem ativa nas Vias de Evacuação Horizontal (VEH)	457
23.2.1. Tipos de registos de insuflação e extração	458
23.2.2. Aplicação prática de dimensionamento de uma desenfumagem em VEH	459
23.2.3. Comando de funcionamento dos equipamentos (ventiladores e obturadores)	463
23.3. Desenfumagem ativa nas Vias de Evacuação Vertical – VEV	463
23.3.1. A pressurização geral de escadas	463
23.4. A pressurização em função da altura de um edifício	465
23.4.1. Pressurização de escada em – edifícios c/ altura inferior a 28 m	466
23.4.2. Pressurização de escadas – edifícios c/altura superior a 28 m	467
23.5. Exemplos de aplicação	469
23.5.1. Critério de pressurização, com as portas fechadas	469
23.5.2. Critérios de caudal, com as portas abertas	472
23.5.3. Caudal opcional final	473
23.5.4. Controlo de funcionamento da pressurização	475
23.6. Exemplos práticos de definição do sistema e do ventilador	476
23.6.1. Exemplo 1 – Edifício de habitação / Classe A	478
23.6.2. Exemplo 2 – Edifício de escritórios / Classe C	480
23.6.3. Comando e controlo da operação de desenfumagem	483
24. MOTORES DE COMUTAÇÃO ELETRÓNICA – Aplicações na ventilação	489
24.1. Princípio de funcionamento de um motor EC	489
24.2. Características gerais dos motores EC	491
24.2.1. Facilidades de aplicação a equipamentos de AVAC	493
24.2.2. A eletrónica integrada no motor do ventilador	495
24.3. Aplicações práticas dos ventiladores com motor EC, na ventilação	496

PARTE C | EXEMPLOS PRÁTICOS DE APLICAÇÕES 499

25. APLICAÇÃO PRÁTICA 1 – Dimensionamento de uma rede de insuflação	501
25.1. Genérico	501
25.1.1. Desenho da rede	501
25.2. Método de perda de carga constante, PCCte	503
25.3. Método de Recuperação Estática	506
25.4. Cálculo das perdas de carga e determinação de perfis	510
25.4.1. Perfil das curvas de pressão e comparação dos dois métodos	513
25.4.2. Comparação das duas soluções	515
26. APLICAÇÃO PRÁTICA 2 – Sistema de captação de poeiras numa carpintaria	517
26.1. Genérico	517
26.2. Caracterização dos equipamentos	517
26.3. Conceção e dimensionamento da rede de captação	519
26.4. Caudais individuais e caudais da rede geral	522
26.5. Cálculo das perdas de carga nas ligações aos equipamentos	523
26.5.1. Perdas de carga das derivações	523
26.5.2. Listagem das perdas de carga dos captores de pavimento	528
26.6. Cálculo das perdas de carga ao longo do coletor geral	529
26.6.1. Definição dos diâmetros e das perdas de carga da tubagem:	530
26.6.2. Cálculo das perdas (ou ganhos), nas transições de diâmetro	533
26.7. Condições da Instalação, desde o SC/e, até à rejeição para atmosfera	537
26.7.1. Representação gráfica global	539
26.8. Regulação de uma instalação de captação	540
26.8.1. Opção 1) – Instalação de registos de regulação	540
26.8.2. Opção 2) – Reajuste de caudais de ar e diâmetros de condutas	543
26.8.3. Opção 3) – Reorganização da posição dos equipamentos	547

ANEXOS – ELEMENTOS AUXILIARES

DXLIX

GLOSSÁRIO DE TERMOS TÉCNICOS E TABELAS

Termos técnicos	DLI
Lista de unidades	DLI
Tabelas de conversão de unidades	DLIV
Tabelas de dimensões de algumas poeiras e gases	DLV
Coefficientes de perda de carga em acessórios de condutas de ar	DLVI
Condutas circulares	DLVII
Condutas de ar, retangulares	DLVII
Coefficientes de perda de carga – junções de condutas circulares	DLVIII
Ábacos para a seleção de condutas	DLIX
Ábaco do Método de Igual Perda de Carga (Perda de Carga Constante)	DLXII
Ábacos do Método da Recuperação Estática	DLXIII
Tabelas diversas	DLXIV
Velocidades de Captura, VC	DLXVI
Portaria 138 I/2021 – do D. Lei n.º 101-D/2020 de 7 Dezembro)	DLXVI
Tabela 26.17 do problema do Cap 17	DLXVI

BIBLIOGRAFIA E DOCUMENTAÇÃO

Bibliografia	DLXIX
Documentação	DLXX

ÍNDICE GERAL DE MATÉRIAS

DLXXIII

ÍNDICE DE FIGURAS

DLXXXV

ÍNDICE DE TABELAS

DCV

VENTILAÇÃO MECÂNICA

TEORIA E APLICAÇÕES

no CONFORTO HUMANO, INDÚSTRIA e SERVIÇOS

RUI CAVACA MARCOS

Sobre a obra

Esta obra aborda, de uma maneira geral, as matérias de índole teórica e prática relacionadas com a ventilação mecânica. Intencionalmente muito ilustrado para facilitar a perceção das matérias, pode servir o estudioso com um nível de conhecimentos médio, bem como o profissional já com experiência prática na conceção, execução e condução de instalações de ventilação de utilização diversa.

O livro está dividido em três grandes partes: a parte A, que abrange a teoria subjacente à ventilação mecânica, com um nível de desenvolvimento avançado e inclui problemas de aplicação da teoria; a parte B, que identifica várias utilizações e aplicações da ventilação, nos campos da indústria, comércio e conforto humano, estando o conforto quase sempre subjacente àquelas utilizações; e a parte C, que inclui duas aplicações práticas de dimensionamento de sistemas – uma rede de condutas de insuflação e um sistema de captação de poeiras – com um desenvolvimento extenso justificado por razões didáticas.

Sobre o autor

Rui Alberto Cavaca Marcos é licenciado em Engenharia Eletrotécnica, ramo de Energia, pelo Instituto Superior Técnico (IST) (1972), e em Engenharia Mecânica, ramo de Termodinâmica, também pelo IST (1980). Frequentou o curso de Gestão do ISCTE – Instituto Universitário de Lisboa promovido pela Ordem dos Engenheiros, em 1990. Trabalhou sucessivamente no MOP, Direção de Aeronáutica Civil (Luanda), Gabinete de Projetos Marc & Robot (Marobal), e como consultor técnico do quadro da Caixa Geral de Depósitos (CGD), na Direção de Património e Obras.

Em simultâneo, exerceu sempre funções de docência, primeiro no IST, na área de Eletrotecnia, e posteriormente no Instituto Superior de Engenharia de Lisboa (ISEL), na área de Climatização e Energia. Foi também formador em cursos para Peritos Qualificados da Adene / RCESE, no ISEL. Exerceu sempre a atividade privada como consultor e projetista de instalações de AVAC.

É membro sénior da Ordem dos Engenheiros com a Especialidade de Climatização, Perito Qualificado do SCE e foi Vice-presidente da Comissão Técnica da EFRIARC, entre 2019 e 2022. É autor da obra *Sistemas de Climatização com Volume de Ar Variável e Caudal de Água Variável*.

Apoio Institucional



Apoio



Também disponível em formato e-book



ISBN: 978-989-910-176-0



www.engebook.pt