

INSTITUTO FEDERAL
SANTA CATARINA

CAMPUS SÃO JOSÉ

ÁREA TÉCNICA DE
REFRIGERAÇÃO E
CONDICIONAMENTO DE AR



TRANSFERÊNCIA DE CALOR (TCL)

Volume I – Parte 3

Prof. Carlos Boabaid Neto, M. Eng.

2010

ÍNDICE

	Página
CAPÍTULO 3 - TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO	3
3.1 - A transmissão de calor por convecção	3
3.2 - O coeficiente de transferência de calor por convecção	8
3.3 - A resistência térmica de convecção	10
Exercícios	11
CAPÍTULO 4 – TRANSFERÊNCIA DE CALOR GLOBAL	13
4.1 – Coeficiente global de transferência de calor	13
4.2 – Superfícies aletadas	17
Exercícios	20

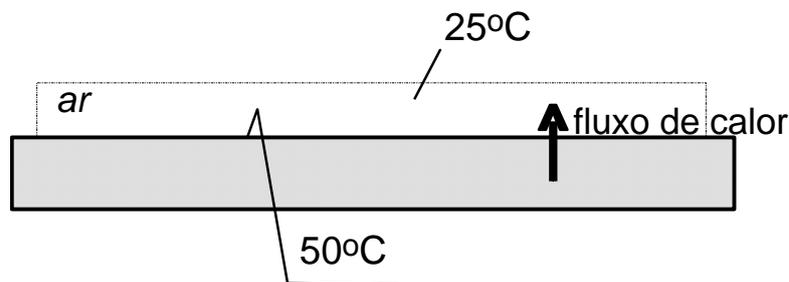
CAPÍTULO 3 - TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

3.1 - A TRANSMISSÃO DE CALOR POR CONVECÇÃO.

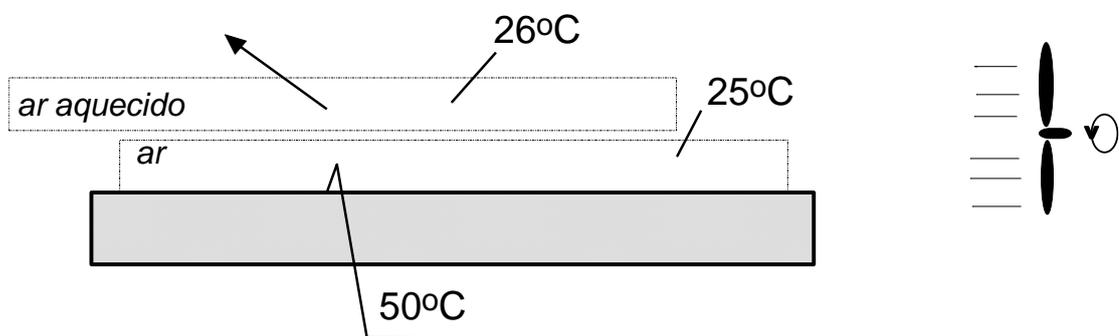
3.1.1 - Convecção Natural e Forçada

Num dia quente, utiliza-se ventiladores para produzir uma sensação de refrescamento. Isto porque, ao ligar o ventilador, está-se movimentando o ar e fazendo com que ele passe com mais velocidade sobre a pele. Existe uma troca de calor entre o corpo e o ar soprado, porque o ar ambiente está a uma temperatura menor que a temperatura da pele. Desta maneira, calor do corpo é “carregado” pelo ar.

Observe que, no estudo da transferência de calor por condução, vimos que o calor passa da superfície mais quente para a superfície mais fria. Suponha que ar a uma determinada temperatura entre em contato com uma placa mais quente que ele. Haveria uma transferência de calor conforme indica a seta.



Imagine que a massa de ar estivesse “colada” à placa. A tendência seria que esse ar se aquecesse e a placa esfriasse, até atingirem o equilíbrio térmico. Porém, como o ar está em movimento, o ar que foi aquecido pelo contato com a placa será “empurrado” e substituído por ar novo, na temperatura original do ar ambiente. Assim, existe sempre ar “frio” em contato com a placa.



Isto dá uma idéia de como a quantidade de calor que pode ser retirada da placa é bem maior quando o ar está em movimento. Quando o fluido é movimentado artificialmente, por meios mecânicos (abanador, ventilador, etc.), temos caracterizada a **circulação ou ventilação forçada** do fluido. Quando a convecção se dá por meio de ventilação forçada, temos o que se chama de **convecção forçada**.

Porém, o movimento do fluido pode ser causado pelo seu próprio aquecimento. Por exemplo, quando fazemos um churrasco numa churrasqueira, observamos que o ar sobe

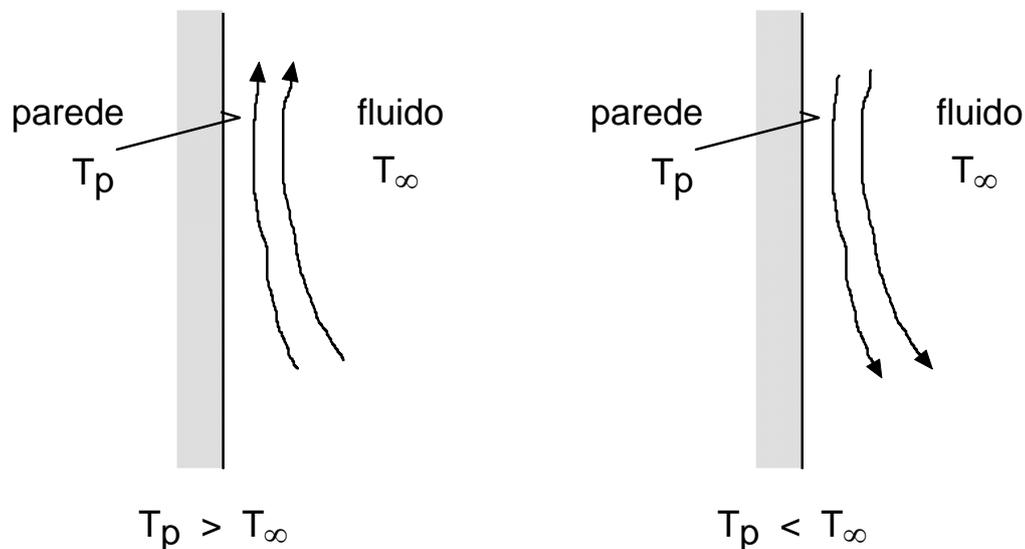
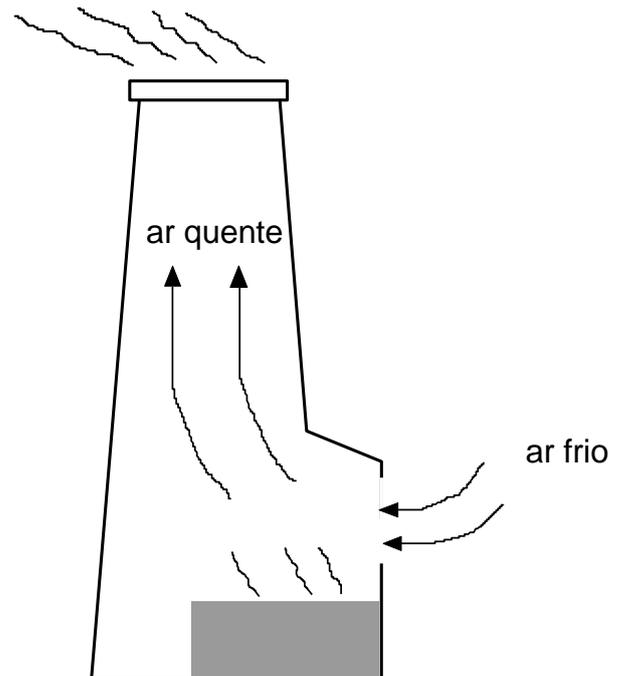
através da chaminé, carregando o calor e a fumaça, sem existir nenhum aparato mecânico que o force a isso

Da mesma maneira, quando aquecemos água numa panela, pode-se observar que a água quente sobe e a água fria desce, formando uma corrente de água que carrega o calor e aquece a água por inteiro.

Isto ocorre porque os fluidos, ao se aquecerem, ficam menos densos, conseqüentemente, mais leves, e tendem a subir. Este mecanismo é conhecido como “empuxo”.

Esta movimentação do fluido denomina-se **circulação natural**. Lembre-se sempre desta regra simples:

- fluido quente sobe
- fluido frio desce



Então, quando a convecção se dá por meio de circulação natural, temos o que se chama de **convecção natural**. Resumindo:

CONVECÇÃO FORÇADA: quando a movimentação do fluido se dá por meios artificiais (ventilador, abanador, o próprio movimento da superfície que está trocando calor, etc.)

CONVECÇÃO NATURAL: quando a movimentação do fluido se dá por meios naturais, ou seja, pelo próprio aquecimento do fluido

3.1.2 - Importância da Convecção

Como você já deve ter observado, todos os fenômenos na área de Refrigeração e Condicionamento de ar envolvem convecção. Por exemplo:

- o fluido refrigerante, ao passar no evaporador ou no condensador, troca calor com as paredes dos tubos por convecção;

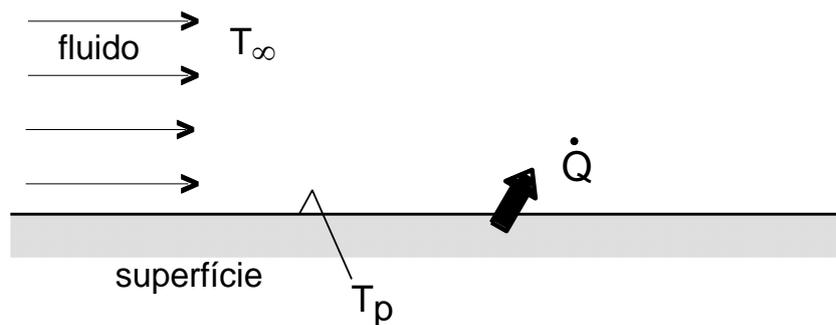
- as paredes dos tubos do condensador ou do evaporador, por sua vez, trocam calor com o ar ambiente também por convecção;
- os gêneros alimentícios no interior de uma geladeira, de um freezer ou de uma câmara frigorífica, são refrigerados pelo ar por convecção.

3.1.3 - Cálculo do calor trocado por Convecção

Como visto até agora, as condições para que ocorra convecção são:

- um fluido em movimento;
- uma superfície de troca de calor
- uma diferença de temperatura entre a superfície e o fluido.

Considere então a seguinte representação esquemática:



Um fluido, a uma temperatura T_{∞} , move-se em contato com uma superfície de área A , e que se encontra a uma temperatura T_p . Se $T_p > T_{\infty}$, haverá uma transferência de calor da parede para o fluido conforme indica a seta.

O cálculo do fluxo de calor por convecção é realizado utilizando-se a equação de Newton:

$$\dot{q} = h.(T_p - T_{\infty}) \quad (3.1)$$

onde:	\dot{q}	= fluxo de calor por convecção	[W]
	T_p	= temperatura da superfície	[K] ou [°C]
	T_{∞}	= temperatura do fluido	[K] ou [°C]
	h	= coeficiente de troca de calor por convecção	[W/m².K]

Para o cálculo da taxa de transferência de calor, usa-se a seguinte expressão:

$$\dot{Q} = h.A.(T_p - T_{\infty}) \quad (3.2)$$

onde:	\dot{Q}	= taxa de transferência de calor por convecção	[W]
	A	= área de troca de calor na superfície sólida	[m ²]

Na estimação do coeficiente de troca de calor por convecção estão incluídos todos os parâmetros que influenciam a transferência de calor convectiva. Todo o problema do estudo da convecção resume-se, então, à estimação do coeficiente **h**. Lembre-se que na condução

do calor a condutividade térmica, k , é uma propriedade física do material. Já o coeficiente de troca de calor por convecção depende, principalmente:

- (a) da forma e orientação da superfície;
- (b) das propriedades físicas do fluido, como massa específica, viscosidade, condutividade térmica, etc.;
- (c) da forma como o fluido se movimenta em relação à superfície de troca.

Observando a equação (3.1), vê-se que:

$$\begin{aligned} \text{se } T_p > T_\infty &\rightarrow (T_p - T_\infty) > 0 \rightarrow Q > 0 \\ \text{se } T_p < T_\infty &\rightarrow (T_p - T_\infty) < 0 \rightarrow Q < 0 \end{aligned}$$

Em outras palavras, a taxa de transferência de calor é positiva se o calor é transferido da *superfície para o fluido* (resfriamento da superfície e aquecimento do fluido), e negativo se o calor é transferido do *fluido para a superfície* (aquecimento da superfície e resfriamento do fluido).

Exemplo

3.1. A superfície de uma placa de aço de 8 m^2 é mantida a uma temperatura de $150\text{ }^\circ\text{C}$. Uma corrente de ar é soprada por um ventilador e passa por sobre a superfície da placa. O ar se encontra a uma temperatura de $25\text{ }^\circ\text{C}$. Calcular a taxa de transferência de calor trocado por convecção, entre a placa e o ar, considerando um coeficiente de troca de calor por convecção de $150\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

Dados: $T_p = 150\text{ }^\circ\text{C}$ $T_\infty = 25\text{ }^\circ\text{C}$
 $A = 8\text{ m}^2$ $h = 150\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$

Solução. Aplicando-se a equação da transferência de calor por convecção (eq. 3.2), temos:

$$\dot{Q} = h \cdot A \cdot (T_p - T_\infty) = 150 \times 8 \times (150 - 25) = 37500\text{ W} \quad \leftarrow$$

Ou seja, $37,5\text{ kW}$ estarão sendo transferidos da placa para o fluido.

3.2. Um determinado fluido escoia através de um tubo de 20 cm de diâmetro interno. O fluido se encontra a uma temperatura de $50\text{ }^\circ\text{C}$. A temperatura da superfície interna do tubo pode ser determinada, e é de $25\text{ }^\circ\text{C}$. Considerando um coeficiente de transferência de calor por convecção de $2000\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, calcule a taxa de transferência de calor por metro de comprimento linear de tubo.

Dados: $T_p = 25\text{ }^\circ\text{C}$ $T_\infty = 50\text{ }^\circ\text{C}$ $h = 2000\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$
 $L = 1\text{ m}$ $D = 20\text{ cm} = 0,2\text{ m}$

Solução. A área de troca de calor, por metro de comprimento linear de tubo, pode ser calculada por:

$$A = (\text{perímetro}) \times (\text{comprimento}) = (\pi \cdot D) \cdot (L) = \pi \times 0,2 \times 1,0 = 0,6283\text{ m}^2$$

Assim,

$$\dot{Q} = h \cdot A \cdot (T_p - T_\infty) = 2000 \times 0,6283 \times (25 - 50) = -31415\text{ W} \quad \leftarrow$$

Ou seja, 31,4kW estarão sendo transferidos do fluido para a superfície (lembre-se da regra de sinais)

3.3. Um prédio metálico recebe, no verão, uma brisa leve. Um fluxo de energia solar total de 450W/m² incide sobre a parede externa. Destes, 100W/m² são absorvidos pela parede, sendo o restante dissipado para o ambiente por convecção. O ar ambiente, a 27°C, escoou pela parede a uma velocidade tal que o coeficiente de transferência de calor é estimado em 50W/m².K. Estime a temperatura da parede.

Dados: $T_{\infty} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $h = 50 \text{ W/m}^2.\text{K}$

O fluxo de calor líquido de convecção é dado pela diferença entre a radiação incidente e a radiação absorvida pela parede:

$$\dot{q} = 450 - 100 = 350 \text{ W/m}^2$$

Solução. Utiliza-se a equação (3.1):

$$\dot{q} = h.(T_p - T_{\infty}) \quad \rightarrow \quad (T_p - T_{\infty}) = \frac{\dot{q}}{h} \quad \rightarrow \quad T_p = T_{\infty} + \left(\frac{\dot{q}}{h}\right)$$

$$T_p = 27 + \left(\frac{350}{50}\right) = 27 + 7 = 34 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \leftarrow$$

A temperatura da parede é de 34°C.

3.4. Um fluido escoando através de um tubo de 80mm de diâmetro interno, absorve 1kW de calor, por metro de comprimento de tubo. Sabendo-se que a temperatura da superfície do tubo é de 25°C, e considerando um coeficiente de transferência de calor por convecção de 3500 W/m².K, estime a temperatura média do fluido.

Dados: $T_p = 25^{\circ}\text{C}$ $h = 3.500 \text{ W/m}^2.\text{K}$

$$\dot{Q} = 1.000 \text{ W} \quad p/ \quad L = 1 \text{ m} \quad D_i = 80 \text{ mm} = 0,08 \text{ m}$$

Solução. A área de troca de calor pode ser calculada como:

$$A = \pi . D_i . L = \pi \times 0,08 \times 1,0 = 0,2513 \text{ m}^2$$

Da equação (3.2), vem que:

$$\frac{\dot{Q}}{h.A} = (T_p - T_{\infty}) \quad \rightarrow \quad T_{\infty} = T_p - \left(\frac{\dot{Q}}{h.A}\right)$$

$$T_{\infty} = 25 - \left(\frac{1000}{3500 \times 0,2513}\right) = 25 - 1,137 = 23,863 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \leftarrow$$

A temperatura do fluido é de 23,8°C.

3.2 - O COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

Vimos que o coeficiente de troca de calor por convecção, h , é dependente de vários fatores. Desta maneira, cada caso particular de transferência de calor terá uma equação diferente para h , ou seja, uma maneira diferente de calculá-lo. O estudo mais aprofundado de cada um desses casos foge ao nível deste curso. No entanto, é importante ter um mínimo de familiaridade com a forma de cálculo de h .

Pode-se, no entanto, utilizar tabelas com valores médios para cada situação de convecção. Um exemplo é dado abaixo:

Tabela 3.1 - Valores médios do Coeficiente de convecção " h "

PROCESSO		h [W / m ² .K]
CONVECÇÃO NATURAL	Ar	5 - 30
	Gases	4 - 25
	Líquidos	120 - 1.200
	Água, líquida	20 - 100
	Água em ebulição	120 - 24.000
CONVECÇÃO FORÇADA	Ar	30 - 300
	Gases	12 - 120
	Líquidos	60 - 25.000
	Água, líquida	50 - 10.000
	Água em ebulição	3.000 - 100.000
	Água em condensação	5.000 - 100.000

A tabela acima dá uma idéia de valores de " h ". Da observação da tabela pode-se estabelecer algumas conclusões:

- líquidos são mais eficazes que gases, para transferência de calor por convecção;
- convecção forçada é mais eficaz que convecção natural;
- uma substância em mudança de fase possui uma grande capacidade de troca de calor por convecção.

Esta última constatação explica o porquê de se utilizar uma substância em mudança de fase (o gás refrigerante) em um sistema de refrigeração. Uma grande capacidade de transferência de calor por convecção (isto é, um valor de " h " elevado) permite uma grande transferência de calor em um espaço reduzido (isto é, uma área de troca reduzida), como se pode constatar analisando-se a equação (3.2).

A tabela seguinte fornece valores de coeficiente de transferência de calor para situações de convecção natural comuns quando se analisa problemas de transferência de calor em ambientes condicionados, câmaras de refrigeração, etc.

Tabela 3.2 - Valores do coeficiente de convecção "h" para situações de convecção natural em edifícios (ar ↔ superfícies)

SITUAÇÃO	h [W/m ² .K]
Paredes internas	8,0
Forros internos	6,0
Pisos internos	10,5
Paredes externas (sem vento)	25,0
Superfícies horizontais externas (sem vento)	29,0

É interessante lembrar que o corpo humano perde calor com o ambiente por convecção. Esta troca de calor é calculada também pela equação (3.2). A área superficial do corpo humano varia entre 1,5 e 2,5 m², dependendo do tamanho da pessoa. A temperatura superficial da pele humana, nas partes cobertas pela vestimenta, variam entre 31 e 33°C. O coeficiente de transferência de calor por convecção para esse caso é dado pela seguinte equação:

$$h = 13,5 \cdot V^{0,6} \quad (3.3)$$

onde V é a velocidade do ar em [m/s]. Assim, quanto maior a velocidade do ar em contato com a pele, maior será o valor do coeficiente de transferência de calor e maior será a troca de calor.

Este mecanismo é muitas vezes descrito como o efeito de “sensação térmica”. Por definição, sensação térmica é a temperatura que o ar atmosférico deveria apresentar, em situação de velocidade muito baixa (“calmaria”), para provocar o mesmo efeito de transferência de calor da pele do ar sob condição de ventos, conforme indica a Tabela 3.3

Tabela 3.3 – Índice de resfriamento devido ao vento

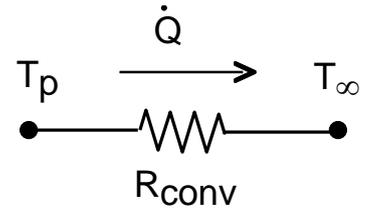
Velocidad e do vento (km/h)	Indicação do termômetro (°C)											
	10	4	-1	-7	-12	-18	-23	-29	-34	-40	-46	-51
	Efeito equivalente na pele desprotegida											
Calmaria	10	4	-1	-7	-12	-18	-23	-29	-34	-40	-46	-51
3	9	3	-3	-9	-14	-21	-26	-32	-38	-44	-49	-56
6	4	-2	-9	-16	-23	-29	-36	-43	-50	-57	-64	-71
9	2	-6	-13	-21	-28	-38	-43	-50	-58	-65	-73	-81
12	0	-8	-16	-23	-32	-39	-47	-55	-63	-71	-79	-85
16	-1	-9	-18	-26	-34	-42	-51	-59	-67	-76	-83	-92
19	-2	-11	-19	-28	-36	-44	-53	-62	-70	-78	-87	-96
22	-3	-12	-20	-29	-37	-45	-55	-63	-72	-81	-89	-98
25	-3	-12	-21	-29	-38	-47	-56	-65	-73	-82	-91	-100
	Pouco perigo com roupas adequadas				Perigo de congelamento da pele exposta				Grande perigo de congelamento da pele exposta			

Fonte: Elonka, S.M. e Minich, Q.W.; página 14

3.3 - A RESISTÊNCIA TÉRMICA DE CONVECÇÃO

Por uma analogia similar à realizada com a equação da condução do calor, podemos definir uma *resistência térmica convectiva*:

$$R_{\text{conv}} = \frac{(T_p - T_\infty)}{\dot{Q}} \quad (3.4)$$



Como:

$$\dot{Q} = h.A.(T_p - T_\infty) \quad \rightarrow \quad \frac{(T_p - T_\infty)}{\dot{Q}} = \frac{1}{h.A} \quad (3.5)$$

Assim:

$$R_{\text{conv}} = \frac{1}{h.A} \quad (3.6)$$

Observe que, quanto maior o coeficiente de transferência de calor por convecção, bem como quanto maior for a área de troca, teremos uma menor resistência térmica, ou, em outras palavras, uma maior facilidade para haver troca de calor.

Desta maneira, a resistência térmica convectiva pode ser associada à resistência térmica condutiva. Isto permitirá o cálculo do coeficiente global de troca de calor "U".

EXERCÍCIOS

- 3.1.** Defina o coeficiente de transferência de calor por convecção. Explique como o mesmo está relacionado com os mecanismos físicos da convecção.
- 3.2.** Uma barra de 2,5 cm de diâmetro e 15 cm de comprimento é mantida a 260°C. A temperatura do ambiente é 16°C e o coeficiente de transferência de calor por convecção é 15 W/m².°C. Calcule o calor perdido pela barra (taxa de transferência de calor).
R.: $\dot{Q} = 43,12 \text{ W}$
- 3.3.** Um cilindro de 25 cm de diâmetro e 1,50 m de comprimento, contendo nitrogênio líquido, está exposto ao ar ambiente. Uma determinada quantidade de nitrogênio vaporiza a cada 24 horas, equivalente a uma transferência de calor da ordem de 10kJ. Supondo que este calor seja transferido por convecção do ar ambiente para a parede do cilindro, com um coeficiente de transferência de calor por convecção da ordem de 2,7 W/m².K, calcule a diferença de temperatura necessária entre a parede do cilindro e o ar ambiente.
R.: $\Delta T = 0,0364 \text{ }^\circ\text{C}$
- 3.4.** Uma placa metálica colocada na horizontal, e perfeitamente isolada na sua parte traseira absorve um fluxo de radiação solar de 700 W/m². Se a temperatura ambiente é de 30°C, e não havendo circulação forçada do ar, calcule a temperatura da placa nas condições de equilíbrio (isto é, quando todo o calor que está sendo recebido é eliminado) (para obter o coeficiente de convecção, consulte a Tabela 3.2).
R.: $T_p = 54,14 \text{ }^\circ\text{C}$
- 3.5.** Ar atmosférico a 25°C escoia sobre uma placa que se encontra a uma temperatura de 75°C. A placa tem 1,5 m de comprimento por 75 cm de largura. Calcule o fluxo de calor que está sendo transferido da placa para o ar, se o coeficiente de transferência de calor for de 5,0 W/m².K.
R.: $\dot{q} = 250 \text{ W/m}^2$
- 3.6.** O cilindro de um motor de combustão interna tem 10cm de diâmetro por 15cm de altura. Este motor gera uma taxa de transferência de calor da ordem de 5 kW, que precisa ser dissipado por convecção. Calcule a temperatura da parede externa do cilindro, quando se utiliza os seguintes fluidos:
 (a) ar a 27°C ($h = 280 \text{ W/m}^2\text{.K}$);
 (b) água a 21°C ($h = 3000 \text{ W/m}^2\text{.K}$);
 (c) calcule as resistências de convecção para cada caso;
R.: (a) $T_c = 405,94 \text{ }^\circ\text{C}$; (b) $T_c = 56,37 \text{ }^\circ\text{C}$; (c) $0,0758 \text{ }^\circ\text{C/W}$ e $0,00707 \text{ }^\circ\text{C/W}$
- 3.7.** Em um evaporador circula refrigerante R-12. A serpentina do evaporador têm 37,5mm de diâmetro externo e 5,0m de comprimento total. A taxa de transferência de calor total deve ser de 1,0 kW. Para evitar formação de gelo sobre a superfície da serpentina, deve-se manter a temperatura da superfície em torno de 2°C. O ar em contato com a serpentina está a aproximadamente 10°C. Qual deve ser o valor do coeficiente de

transferência de calor por convecção no evaporador para que não ocorra formação de gelo?

R.: $h = 212,21 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$

3.8. Um condensador tipo arame sobre tubo deve ser projetado para dissipar 0,6 kW de energia. O diâmetro do tubo utilizado é de 7,5mm. A temperatura da parede dos tubos é de 45°C.

(a) se a temperatura ambiente for de 27°C e $h = 15 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, qual será o comprimento de tubo necessário para o condensador?

(b) se o tamanho máximo da tubulação do condensador for de 20m, qual será o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção necessário?

R.: (a) $L = 94,31 \text{ m}$; (b) $h = 70,73 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$;

3.9. Qual é a taxa de liberação de calor por convecção de um corpo humano exposto a uma corrente de ar de 0,25 m/s e 24°C ?

R.: $\dot{Q} = 105,77 \text{ W}$ ($p/T = 33 \cdot \text{°C}$ e $A = 2 \text{ m}^2$)

3.10. Considere a parede da sala de aula. Ela tem aproximadamente 15 cm de espessura, sendo 1 cm de reboco ($k = 2,5 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$) em cada lado, e 13 cm a espessura do tijolo ($k = 0,7 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$). Para uma área de 1 m², calcule:

(a) as resistências térmicas de condução da porção de tijolo e de reboco;

(b) as resistências térmicas de convecção para ambos os lados da parede (utilize os valores da tabela 3.2);

(c) a resistência térmica total equivalente;

(d) compare os valores de resistência:

/d.1/ qual a parcela mais importante?

/d.2/ as resistências de convecção são significativas, quando comparadas com as de condução?

/d.3/ percentualmente, qual a participação das resistências de convecção em relação à resistência total? E em relação à principal resistência de condução ?

R.: (a) $R_{tij} = 0,186 \text{ °C/W}$ e $R_{reb} = 0,008 \text{ °C/W}$ ($p/A = 1 \text{ m}^2$); (b) $R_{conv,e} = 0,04 \text{ °C/W}$ e $R_{conv,i} = 0,125 \text{ °C/W}$; (c) $R_{total} = 0,359 \text{ °C/W}$

CAPÍTULO 4 - TRANSFERÊNCIA DE CALOR COMBINADA

O calor conduzido através de um sólido frequentemente é fornecido ou removido por algum processo de convecção. Por exemplo, em aplicações de trocadores de calor, um arranjo de tubos é empregado para a remoção de calor de um líquido quente. A transferência de calor do líquido quente para o tubo ocorre por convecção. O calor é transferido através da parede do material por condução, e finalmente dissipado para o ar ambiente por convecção. Obviamente, uma análise dos sistemas que combinam condução e convecção é muito importante do ponto de vista prático.

4.1 – COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Considere a parede plana mostrada na Figura 4.1, exposta a um fluido quente A em um dos lados e a um fluido mais frio B no outro lado.

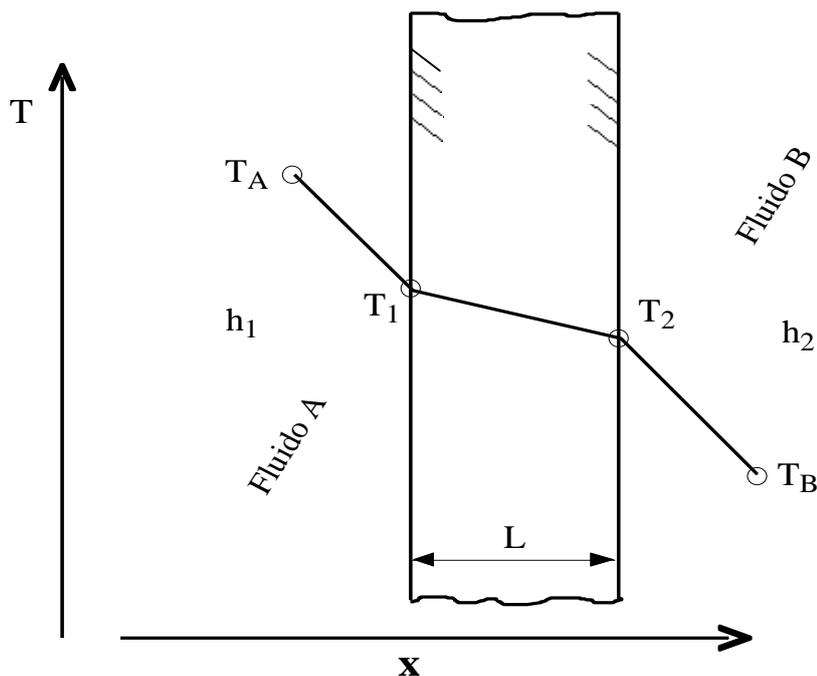


Figura 4.1 - Transferência de calor através de uma parede plana

A taxa de transferência de calor através da parede, em regime permanente, é dada por:

$$\dot{Q} = h_1 \cdot A \cdot (T_A - T_1) = \frac{k \cdot A}{L} \cdot (T_1 - T_2) = h_2 \cdot A \cdot (T_2 - T_B)$$

O *processo* de transferência de calor pode ser representado pelo circuito de resistências apresentados na Figura 4.2,

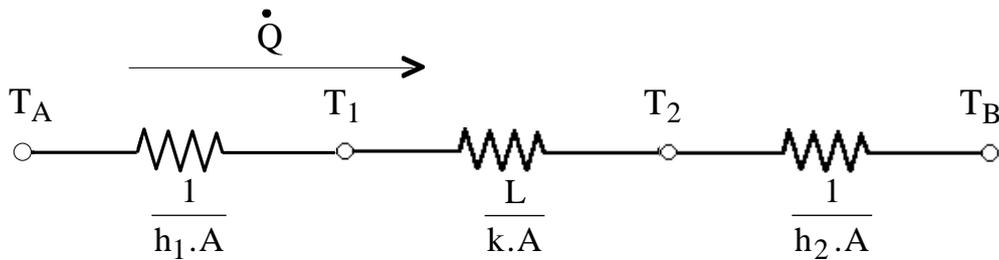


Figura 4.2 - Circuito elétrico equivalente à situação física da Figura 3.1

e o calor total transferido é calculado como a razão entre a diferença total de temperatura e a soma das resistências térmicas:

$$\dot{Q} = \frac{(T_A - T_B)}{R_{\text{conv},A} + R_{\text{cond}} + R_{\text{conv},B}} \quad (4.1)$$

ou seja

$$\dot{Q} = \frac{(T_A - T_B)}{\frac{1}{h_1 \cdot A} + \frac{L}{k \cdot A} + \frac{1}{h_2 \cdot A}} \quad (4.2)$$

Observe que o valor $(1 / h \cdot A)$ é usado para representar a resistência térmica de convecção (eq. 3.6), e o valor $(L / k \cdot A)$ é usado para representar a resistência térmica de condução (eq. 2.6).

O calor total transferido pelos mecanismos combinados de condução e convecção é frequentemente expresso em termos de um *coeficiente global de transferência de calor U*, definido pela relação:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{\text{total}} \quad (4.3)$$

onde A é uma área adequada para a transferência de calor. Comparando com a equação (4.2), o coeficiente global de transferência de calor para o caso da parede plana é:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_2}} \quad (4.4)$$

Geometrias cilíndricas. A analogia elétrica para o caso de um cilindro oco (por exemplo, um tubo ou duto, Figura 4.3), que troca calor por convecção interna e externa, está representada pela analogia elétrica da Figura 4.4, onde T_A e T_B são as temperaturas dos fluidos interno e externo, respectivamente, e L é o comprimento do tubo.

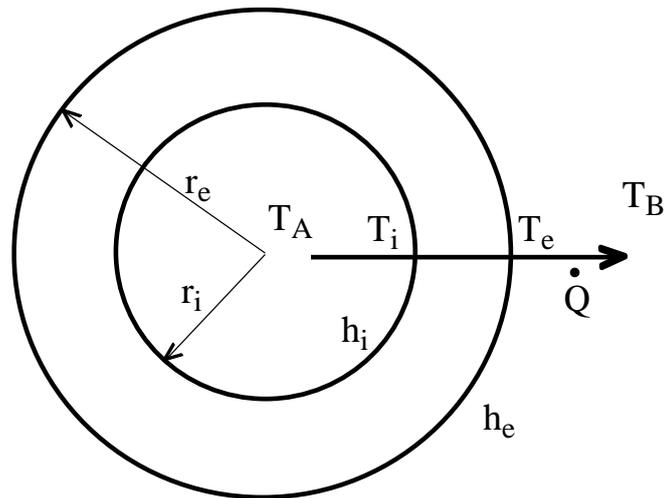


Figura 4.3 - Transferência de calor através de um cilindro oco (tubo)

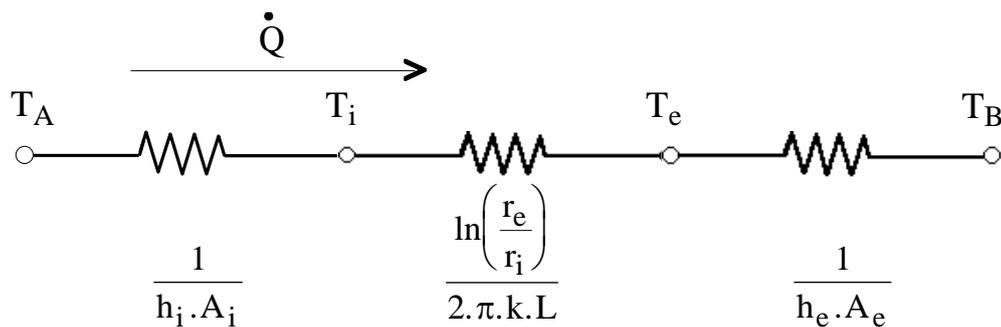


Figura 4.4 - Circuito elétrico equivalente à situação física da Figura 5.3

Observe que neste caso a área para convecção não é a mesma para os dois fluidos. Estas áreas dependem do diâmetro interno do tubo e da espessura da parede. Neste caso, a taxa de transferência de calor total é dada por:

$$\dot{Q} = \frac{(T_A - T_B)}{\left[\frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln(r_e / r_i)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_e \cdot A_e} \right]} \quad (4.5)$$

de acordo com o circuito térmico da Figura 4.4. Os termos A_e e A_i representam as áreas das superfícies externa e interna do tubo. Nestes casos, ao invés de se utilizar o coeficiente global de transferência de calor de forma isolada, utiliza-se o parâmetro “UA”, ou seja, o produto do coeficiente global pela área de troca:

$$\dot{Q} = (UA)_{\text{global}} \cdot \Delta T_{\text{global}} \quad (UA)_{\text{global}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot L}{\left(\frac{1}{r_i h_i} + \frac{\ln(r_e / r_i)}{k} + \frac{1}{r_e h_e} \right)} \quad (4.6)$$

Outra situação encontrada na prática é quando há uma camada de isolamento aplicada ao redor do tubo (Figura 4.5). Neste caso, o fator UA é dado pela equação (4.7):

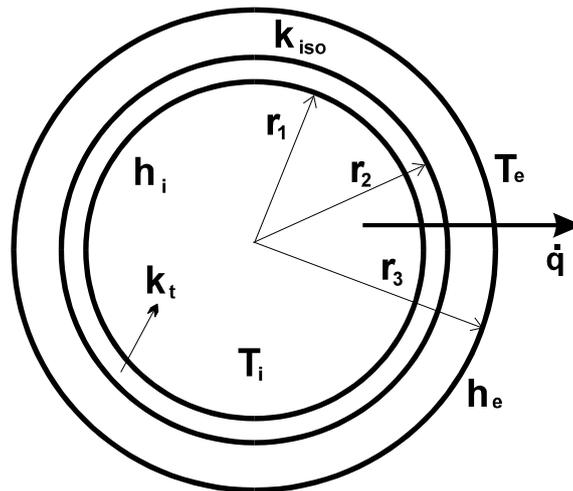


Figura 4.5 - Transferência de calor através de um cilindro com isolamento térmico

$$(UA)_{\text{global}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot L}{\left(\frac{1}{r_1 h_i} + \frac{\ln(r_2 / r_1)}{k_t} + \frac{\ln(r_3 / r_2)}{k_{\text{iso}}} + \frac{1}{r_3 h_e} \right)} \quad (4.7)$$

onde: r_1 = raio interno do tubo;
 r_2 = raio externo do tubo = raio interno do isolante;
 r_e = raio externo do isolante;

Exemplo

4.1. Um ambiente que se encontra a 24 °C, recebe calor do ambiente externo, que está a 30 °C. Qual a quantidade de calor recebido? Sabe-se que as paredes tem uma área total de 48 m². O coeficiente de transferência de calor por convecção no lado interno é estimado em 8 W/m².K, e no lado externo em 25 W/m².K. As paredes são feitas de concreto, e têm 15 cm de espessura.

Dados: $T_{\text{int}} = 24^\circ\text{C}$ $T_{\text{ext}} = 30^\circ\text{C}$ $h_e = 25 \text{ W/m}^2.\text{K}$
 $A = 48 \text{ m}^2$ $L = 15 \text{ cm} = 0,15 \text{ m}$ $h_i = 8 \text{ W/m}^2.\text{K}$
 p/ concreto: $k = 0,76 \text{ W/m.K}$ (tabelas Capítulo 2)

Solução. O coeficiente global de transferência de calor pode ser calculado:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_2}} = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,15}{0,76} + \frac{1}{25}} = \frac{1}{0,125 + 0,197 + 0,04} = \frac{1}{0,362} = 2,762 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

e o calor total transferido é calculado por:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{\text{total}} = U \cdot A \cdot (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}) = 2,762 \times 48 \times (24 - 30) = -795,5 \text{ W} \quad \leftarrow$$

Ou seja, 795,5 W estão sendo transferidos do ambiente externo para o interno. Veja que, ao fazermos $(T_{\text{int}} - T_{\text{ext}})$, convencionamos que a transferência se daria do interior para o exterior. Por isso, o resultado apresentou sinal negativo, mostrando que a transferência de calor está na verdade ocorrendo no sentido oposto ao convencionado.

4.2. Um determinado fluido escoia através de um tubo de aço, de 20 cm de diâmetro externo e 3 cm de espessura. O fluido se encontra a uma temperatura de 50 °C. O tubo está exposto ao ambiente, com temperatura de 20 °C. Considerando um coeficiente de transferência de calor por

convecção no lado interno de 2000 W/m².K, e no lado externo de 20 W/m².K, calcule a transferência de calor por metro de comprimento linear de tubo.

$$\begin{array}{lll} \text{Dados: } D_e = 20 \text{ cm} = 0,2 \text{ m} & \rightarrow & r_e = D_e/2 = 0,1 \text{ m} & t = 3 \text{ cm} = 0,03 \text{ m} \\ L = 1 \text{ m} & & T_{int} = 50 \text{ }^\circ\text{C} & T_{ext} = 20 \text{ }^\circ\text{C} \\ h_i = 2000 \text{ W/m}^2\cdot\text{K} & & h_e = 20 \text{ W/m}^2\cdot\text{K} & p/\text{o aço: } k = 60,5 \text{ W/m}\cdot\text{K} \end{array}$$

Solução. Calculemos inicialmente o raio interno do tubo:

$$r_i = r_e - t = 0,1 - 0,03 = 0,07 \text{ m}$$

Utilizando a eq. (4.6), tem-se:

$$\begin{aligned} (UA)_{global} &= \frac{2\pi \cdot L}{\left(\frac{1}{r_i h_i} + \frac{\ln(r_e/r_i)}{k} + \frac{1}{r_e h_e} \right)} = \frac{2\pi \cdot 1}{\left(\frac{1}{0,07 \cdot 2000} + \frac{\ln(0,1/0,07)}{60,5} + \frac{1}{0,1 \cdot 20} \right)} \\ &= \frac{1}{0,007 + 0,0059 + 0,5} = \frac{1}{0,513} = 1,95 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

Assim,

$$\dot{Q} = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T_{total} = 1,95 \times (50 - 20) = 58,5 \text{ W} \quad \leftarrow$$

ou seja, 58 W estarão sendo transferidos do fluido para o ambiente, por cada metro de tubo. Observe que a maior resistência para o fluxo de calor é consequência do baixo coeficiente de convecção externo.

Importância de U. O conceito do coeficiente global de transferência de calor é aplicado em muitas situações práticas.

Por exemplo, a transferência de calor através de paredes, tetos e pisos de um ambiente construído é um dos principais fatores no cálculo de *cargas térmicas* de refrigeração e ar condicionado. Por esta razão, muitas situações encontradas na prática já têm tabelados os valores de coeficiente U, aplicáveis a cada caso. Dessa maneira, para o cálculo da carga térmica equivalente à parede em questão, utiliza-se diretamente a equação (4.3).

Da mesma maneira, quando se trabalha com o projeto, seleção e dimensionamento de *trocadores de calor*, geralmente há necessidade de se determinar o coeficiente global de transferência de calor, para um determinado tipo de trocador de calor, operando com determinado fluido, etc. Neste caso, também existem valores tabelados para situações encontradas na prática.

4.2 – SUPERFÍCIES ALETADAS

Considere a superfície plana à esquerda da Figura 4.6. Se T_s é fixa, há duas maneiras pelas quais a taxa de transferência de calor pode ser aumentada. Uma delas seria o aumento do coeficiente de convecção h , aumentando-se a velocidade do fluido, e/ou reduzindo a temperatura do fluido T_∞ . Entretanto, poderão existir muitas situações nas quais aumentar o coeficiente h ao maior valor possível poderá ser insuficiente para obter a taxa de transferência de calor desejada, ou os custos poderão ser proibitivos. Estes custos poderão

estar associados ao tamanho e/ou potência requeridos para o ventilador ou bomba necessários para aumentar o coeficiente h através do aumento da velocidade do fluido. Além do mais, a segunda opção, de redução de T_{∞} , é frequentemente impraticável.

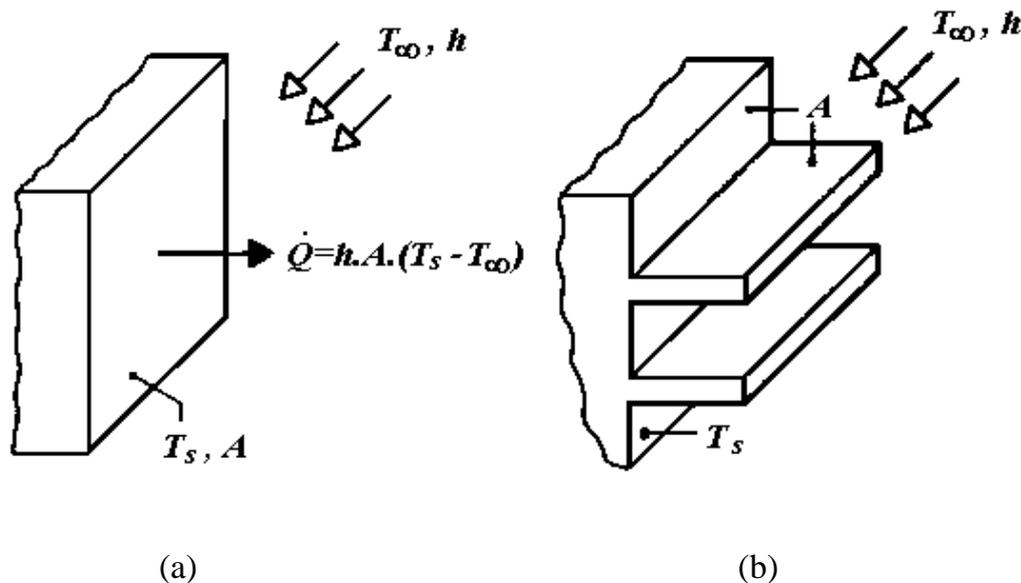


Figura 4.6 - Uso de aletas para aumentar a transferência de calor de uma superfície plana: (a) superfície plana; (b) superfície aletada

Examinando a Figura 4.6, entretanto, observa-se que existe uma terceira opção. Ou seja, a taxa de transferência de calor pode ser aumentada, aumentando-se a *área* da superfície através da qual a convecção ocorre. Isto pode ser feito, empregando-se *aletas* que *estendem-se* a partir da parede, adentrando o fluido adjacente.

A condutividade térmica do material da aleta tem um forte efeito na distribuição de temperatura ao longo da aleta e, por consequência, influencia o grau no qual a transferência de calor é aumentada. Idealmente, o material da aleta deve ter uma alta condutividade térmica, para minimizar variações de temperatura desde a sua base até a ponta. No limite imaginário de uma condutividade infinita, a aleta estaria por inteiro na temperatura de sua superfície de base, proporcionando com isso o maior aumento possível na transferência de calor.

As aletas são de uso muito comum na tecnologia. Considere por exemplo os blocos e cabeçotes de motores de motocicletas e cortadores de grama, e o corpo de motores elétricos. Considere também os tubos aletados utilizados para promover a troca de calor entre o ar e o fluido refrigerante em um condicionador de ar. O condensador típico de geladeiras e bebedouros, com arames soldados transversalmente sobre o tubo, também é uma aplicação típica, com os arames servindo como aletas.

A Figura 4.7 mostra trocadores de calor de tubos aletados típicos. A Figura 4.8 mostra um tipo de condensador bastante utilizado em sistemas de refrigeração de pequeno porte, onde varetas metálicas cilíndricas (arames) são soldadas perpendicularmente aos tubos que conduzem o fluido, de forma a aumentar a superfície de troca de calor, formando o arranjo conhecido como “arame-sobre-tubo”.

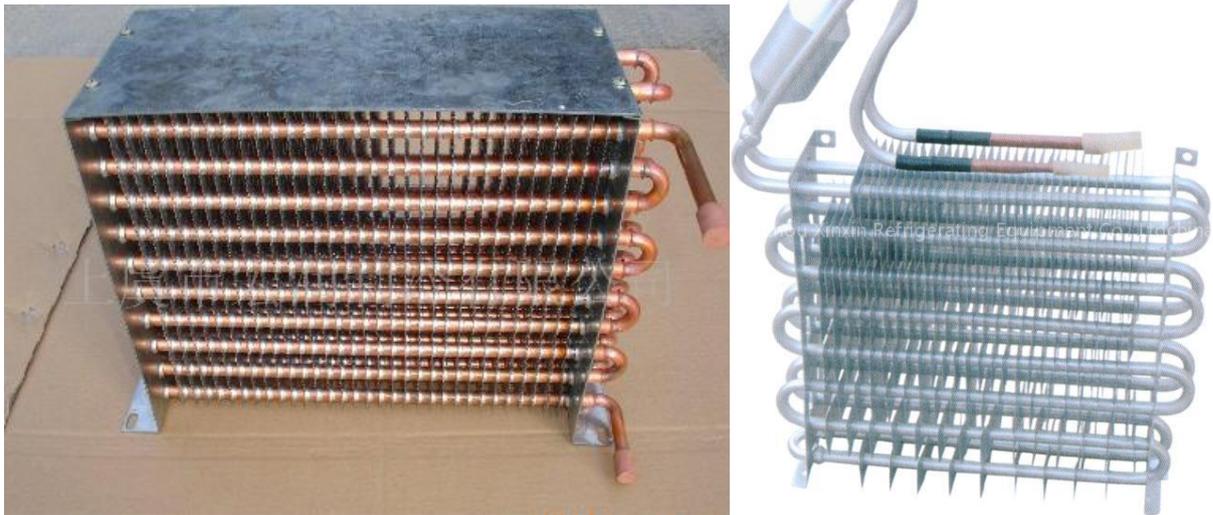


Figura 4.7 - Trocadores de calor com tubos aletados

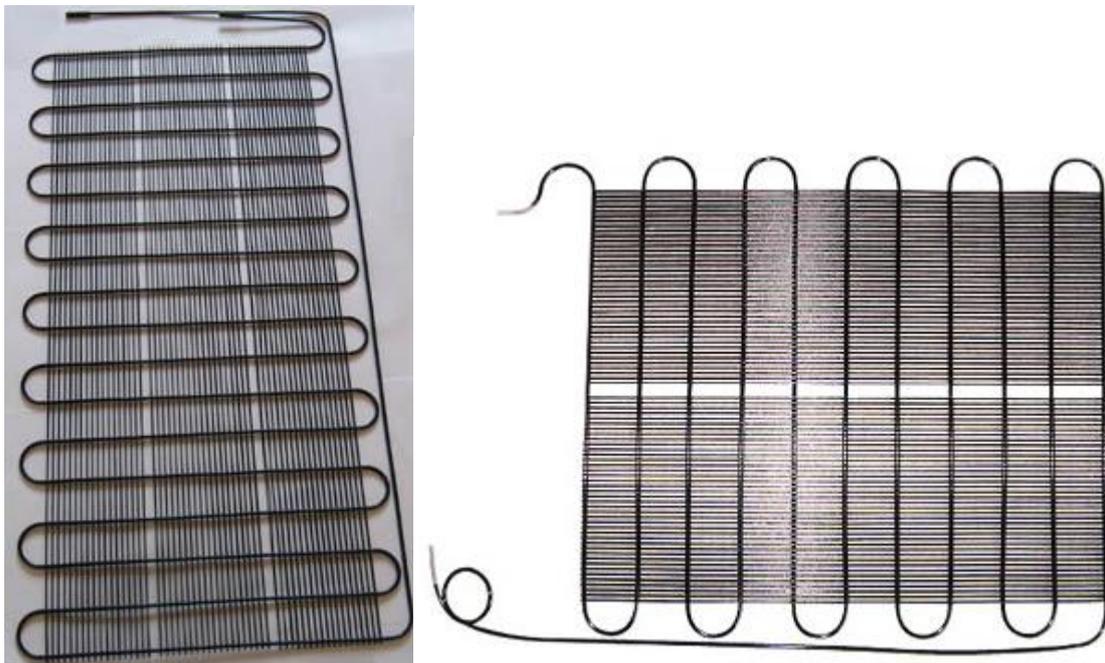


Figura 4.8 – Condensadores do tipo arame-sobre-tubo

Em qualquer aplicação, a seleção de um tipo particular de aleta depende de considerações acerca do espaço físico, peso, fabricação, e custo. Além do que, na mesma proporção que aumentam a área de troca de calor, a presença das aletas pode reduzir o valor do coeficiente de convecção para a superfície, bem como aumentar a perda de carga associada ao escoamento sobre as aletas, ao diminuir a área da seção transversal do escoamento.

EXERCÍCIOS

- 4.1.** A temperatura interna de um ambiente é de 24 °C, quando a temperatura externa é de 32°C. Qual a taxa de transferência de calor através de uma janela de vidro de 1,2 x 3 m, com 5 mm de espessura? A condutividade térmica do vidro é de 1,4 W/m.K.
R.: $\dot{Q} = 170,85 \text{ W}$
- 4.2.** Uma parede de concreto em um prédio comercial tem uma área superficial de 30 m² e uma espessura de 0,30 m. No inverno, o ar interno é mantido a 25 °C, enquanto o ar externo encontra-se a 5°C. Qual é a perda de calor através da parede? A condutividade do concreto é de 1 W/m.K.
R.: $\dot{Q} = 1.290,32 \text{ W}$
- 4.3.** Um dos lados de uma parede plana é mantido a 100°C, enquanto o outro lado está exposto a um ambiente onde $T = 80^\circ\text{C}$ e $h = 100\text{W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$. A parede, de 40cm de espessura, tem condutividade térmica $k = 1,6 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$. Utilizando o conceito das resistências térmicas, calcule o fluxo de calor através da parede.
R.: $\dot{q} = 76,92 \text{ W/m}^2$
- 4.4.** Um dos lados de uma parede plana de 5cm de espessura está exposto a uma temperatura ambiente de 38°C. A outra face da parede se encontra a 315°C. A parede perde calor para o ambiente por convecção. Se a condutividade térmica da parede é de 1,4 W/m.K, calcule o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção que deve ser mantido na face da parede exposta ao ambiente, de modo a garantir que a temperatura nessa face não exceda 41°C.
R.: $h = 2.557,33 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$
- 4.5.** Um dos lados de uma parede plana está exposto a um ambiente onde $T = 80^\circ\text{C}$ e $h = 100\text{W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$, enquanto o outro lado está exposto à atmosfera. A parede, de 40cm de espessura, tem condutividade térmica $k = 1,6 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$. Calcule o coeficiente global de transferência de calor, e o fluxo de calor através da parede, se a temperatura atmosférica for de 30°C.
R.: $U = 3,33 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$; $\dot{q} = 166,67 \text{ W/m}^2$
- 4.6.** Recalcule a taxa de transferência de calor para uma parede semelhante a do Exercício 4.2, se do lado interno da parede é adicionado um revestimento de gesso de 5 mm de espessura.
R.: $\dot{Q} = 1.262,05 \text{ W}$ (considerando p/ o gesso $k = 0,48 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$)
- 4.7.** Recalcule o fluxo de calor do exercício anterior se, entre o revestimento de gesso e o concreto, for adicionado isolamento de placas de poliestireno (isopor), de 1 cm de espessura.
R.: $\dot{Q} = 788,30 \text{ W}$ (considerando p/ o EPS $k = 0,035 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$)
- 4.8.** Um vidro duplo de janela é formado por duas lâminas de vidro de 5 mm de espessura, separadas por um intervalo que contém ar. Supondo que o ar no meio das lâminas de vidro está estagnado e se comporta como um sólido, com condutividade térmica igual a

0,02624 W/m.K, calcule o coeficiente global de transferência de calor para este tipo de vidro. A condutividade térmica do vidro é de 1,4 W/m.K. Coeficientes típicos de troca de calor por convecção em relação a ambientes internos e externos podem ser assumidos como 8,0 e 23,0 W/m².K respectivamente.

R.: $U = 2,73 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$ (considerando 5mm de espessura de ar)

- 4.9.** Uma parede é construída de uma seção de aço inoxidável ($k = 16 \text{ W/m.K}$) de 4 mm de espessura com idênticas camadas de plástico sobre as duas faces. O coeficiente global de transferência de calor, considerando o coeficiente de convecção nas duas superfícies de plástico, é 200 W/m².K. Se a diferença de temperatura entre o ar de um lado e de outro da placa é de 100°C, calcule a diferença de temperatura através do aço inoxidável. (considere uma área unitária).

R.: $\Delta T = 5 \text{ °C}$

- 4.10.** O compartimento de um freezer consiste de uma cavidade cúbica de 2 m de lado. Pode-se assumir o fundo como perfeitamente isolado.

(a) qual o coeficiente global de transferência de calor que os materiais das paredes do freezer devem ter para garantir um ganho de calor menor que 400 W, quando as temperaturas externa e interna são respectivamente 35°C e -10°C?

(b) baseado no valor de U calculado, qual seria a espessura mínima de poliestireno expandido ($k = 0,027 \text{ W/m.K}$) que deve ser aplicada às superfícies do compartimento? Despreze a contribuição dos materiais de revestimento interno e externo. Os coeficientes de convecção interno e externo podem ser assumidos como 7,5 e 20,0 W/m².K.

R.: (a) $U = 0,44 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$; (b) $L = 55,8 \text{ mm}$

- 4.11.** A parede de uma casa pode ser aproximada por duas camadas de 1,2cm de reboco sobre uma camada de 15cm de tijolo comum. Admitindo um coeficiente de transferência de calor por convecção de 15 W/m².°C em ambos os lados da parede, calcule o coeficiente global de transferência de calor para este arranjo. (para obter os valores de condutividade térmica, utilize as tabelas do Capítulo 2)

R.: $U = 2,783 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$ (considerando p/ o reboco $k=2,78 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$ e p/ o tijolo $k=0,69 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$)

- 4.12.** Água escoia no interior de um tubo de aço com diâmetro interno de 2,5 cm. A espessura da parede do tubo é 2 mm, e o coeficiente de convecção no interior do tubo é 500 W/m².K. O coeficiente de convecção no lado externo é 12 W/m².K. Calcule o coeficiente global de transferência de calor.

R.: $UA = 1,06 \text{ W/°C}$ (por metro de comprimento de tubo, considerando p/ o aço $k=60,5 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$)

- 4.13.** Uma tubulação de vapor de diâmetro interno 8 cm e 5,5 mm de espessura tem sua superfície interna a uma temperatura de 300°C. A tubulação é coberta com uma camada de 4cm de isolante com $k = 0,35 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$. A temperatura da superfície externa do isolante é 30°C. Calcule o coeficiente global U e o calor perdido por metro de comprimento, admitindo $k = 47 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$ para o material do tubo.

R.: $UA = 3,48 \text{ W/°C}$; $\dot{Q} = 939,85 \text{ W}$

- 4.14.** Um tubo de aço de 6cm de diâmetro interno e 0,75 cm de espessura é coberto com 0,6cm de amianto ($k = 0,166 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$) seguido de uma camada de 2,5 cm de fibra de

vidro ($k = 0,040 \text{ W/m}\cdot\text{°C}$). O coeficiente de convecção interno é $2000 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, e o externo, $50,0 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

- (a) calcule o coeficiente global de transferência de calor para a situação física descrita
(b) calcule a taxa de transferência de calor por metro de comprimento, quando as temperaturas interna e externa são respectivamente 300°C e 20°C ?

R.: (a) $UA = 0,5 \text{ W}\cdot\text{°C}$ (considerando p/ o aço $k=60,5 \text{ W/m}\cdot\text{°C}$); (b) $\dot{Q} = 140,09 \text{ W}$