

Transferência de Calor por Convecção

PME3398

Prof. Antonio Luiz Pacífico

1º Semestre de 2019

Conteúdo da Aula

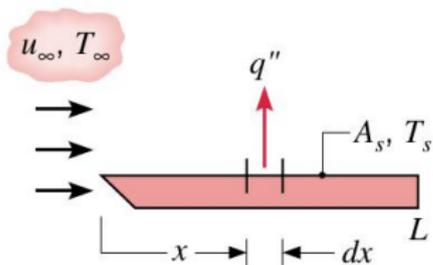
- 1 Introdução à Transferência de Calor por Convecção
- 2 Convecção Forçada em Escoamentos Externos
- 3 Convecção Forçada em Escoamentos Internos
- 4 Convecção Natural
- 5 Exercícios

Coefficiente de Transferência de Calor por Convecção

Para a condição de escoamento ilustrada na figura ao lado, o fluxo de calor local, \dot{q}'' , é dado por:

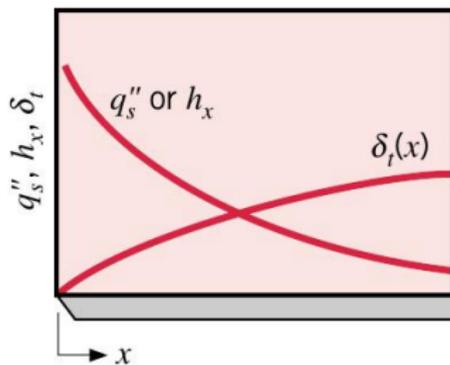
$$\dot{q}'' = h.(T_s - T_\infty)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção local e a placa é mantida com uma temperatura superficial, T_s , uniforme.



OBS: na figura, $q'' \equiv \dot{q}''$.

Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção



Como as condições do escoamento variam de ponto a ponto sobre a superfície, \dot{q}'' , h e δ (espessura da camada limite) também variam ao longo da superfície. A taxa de transferência de calor total, \dot{Q} , é obtida pela integração do fluxo de calor ao longo da superfície:

$$\dot{Q} = \int_{A_s} \dot{q}''_s \cdot dA_s$$

Assim,

$$\dot{Q} = (T_s - T_\infty) \int_{A_s} h \cdot dA_s$$

OBS: na figura, $q''_s \equiv \dot{q}''_s$.

Coefficiente de Transferência de Calor por Convecção

Define-se o *coeficiente de transferência de calor por convecção médio*, \bar{h} , para toda a superfície, tal que:

$$\dot{Q} = \bar{h}.A_s.(T_s - T_\infty)$$

Relacionando as equações já apresentadas, obtêm-se:

$$\bar{h} = \frac{1}{A_s} \int_{A_s} h.dA_s$$

Para uma placa plana, com largura constante, a equação acima reduz-se a:

$$\bar{h} = \frac{1}{L} \int_0^L h.dx$$

onde L é o comprimento da placa na direção do escoamento.

Camadas Limite de Convecção

Considere o escoamento sobre uma placa plana como ilustrado abaixo.

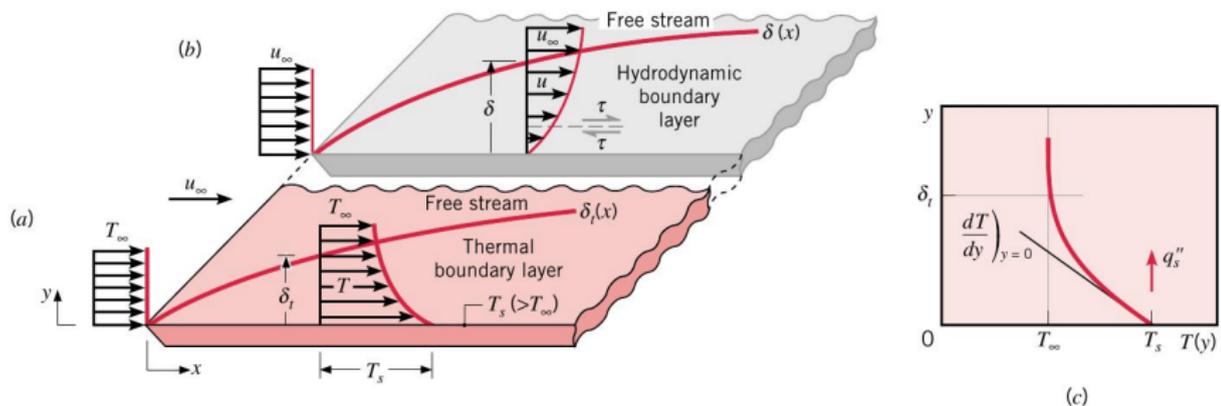


Figura: A

Camadas Limite de Convecção

A grandeza δ é conhecida como *espessura da camada limite hidrodinâmica* (Figura A, b) e é definida como o valor y para o qual $u = 0,99.u_\infty$. Chama-se de perfil da velocidade da camada limite à maneira pela qual u varia com y dentro da camada limite.

Dentro da camada limite hidrodinâmica o gradiente de velocidade e tensões de cisalhamento são elevados. Fora dela essas grandezas são desprezíveis. δ aumenta com o incremento de x .

A grandeza δ_t é conhecida como *espessura da camada limite térmica* (Figura A, a) e é definida como o valor y para o qual $(T_s - T)/(T_s - T_\infty) = 0,99$. Com o aumento da distância a partir do bordo de ataque da placa a transferência de calor penetra mais ainda na corrente livre e δ_t aumenta.

Camadas Limite de Convecção

Em $y = 0$ o fluido possui a velocidade da parede (condição de aderência). Deste modo, em qualquer posição x a partir do bordo de ataque, o fluxo de calor local na superfície, \dot{q}_s'' , pode ser calculado por (Figura A, c):

$$\dot{q}_s'' = -k_f \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}$$

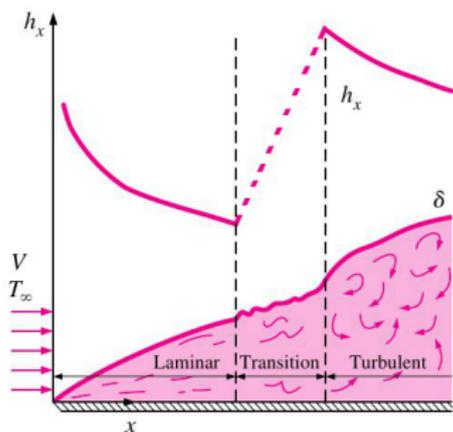
onde k_f é a condutividade térmica do fluido. Isso pode ser feito, uma vez que não há movimento de fluido adjacente à superfície e a transferência de calor neste ponto ocorre somente por condução. Combinando a equação acima obtida com a lei do resfriamento de Newton, tem-se:

$$h = \frac{-k_f \cdot (\partial T / \partial y)_{y=0}}{T_s - T_\infty}$$

Camadas Limite de Convecção

”Uma vez que $(T_s - T_\infty)$ é uma constante, independente de x , enquanto δ_t aumenta com o incremento de x , os gradientes de temperatura na camada limite térmica devem diminuir com o aumento de x . Assim sendo, a magnitude de $(\partial T / \partial y)_{y=0}$ diminui com o aumento de x , e segue que \dot{q}_s'' e h decrescem com o o aumento de x .”(Incropera e DeWitt)

Escoamento Laminar e Turbulento



As taxas de transferência de calor dependem fortemente do regime de escoamento: se laminar ou turbulento. Na camada limite laminar a intensidade da transferência de quantidade de movimento e energia nas direções ortogonais à direção principal do escoamento são muito mais limitadas que na camada limite turbulenta. As flutuações presentes na CL turbulenta aumentam sua espessura e causam distribuições de velocidade e temperatura mais planas que na CL laminar.

Escoamento Laminar e Turbulento

A posição x para a qual se dá a transição da CL laminar para CL turbulenta conhecida como $x_{\text{crítico}} \equiv x_c$. Essa posição é determinada a partir do Número de Reynolds, Re , calculado por:

$$Re_x = \frac{\rho \cdot u_\infty \cdot x}{\mu} = \frac{u_\infty \cdot x}{\nu}$$

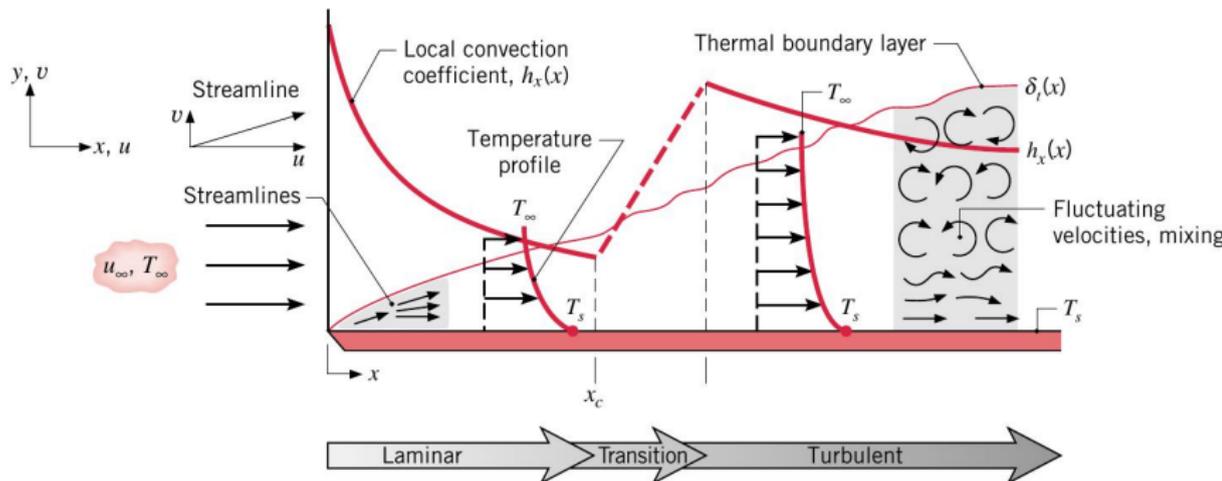
A região de transição situa-se aproximadamente entre $1 \times 10^5 < Re_x < 3 \times 10^6$, dependendo da rugosidade da superfície e da intensidade de turbulência da corrente livre. Na prática adota-se:

$$Re_{x,c} = \frac{\rho \cdot u_\infty \cdot x_c}{\mu} = 5 \times 10^5$$

como valor de referência para separação da região de CL laminar ($Re < Re_{x,c}$) da região de CL turbulenta ($Re \geq Re_{x,c}$)

Escoamento Laminar e Turbulento

A figura abaixo apresenta esquematicamente o conteúdo discutido sobre os regimes de escoamento e sua relação com a transferência de calor.



Principais Grupos Adimensionais

No problema da convecção existem muitas variáveis que influenciam o coeficiente de transferência de calor por convecção. Deste modo, nosso interesse reside na identificação de funções que possam ser expressas em termos de grupos adimensionais que tenham significado físico para as situações de escoamento convectivo. A seguir são apresentados os principais grupos adimensionais que permitem a análise da convecção.

Número de Nusselt, Nu : representa o gradiente de temperatura adimensional na superfície e fornece uma medida do coeficiente h . É definido como,

$$Nu_L = \frac{h.L}{k}$$

onde L é um comprimento característico da geometria da superfície.

Principais Grupos Adimensionais

Baseado em soluções analíticas e observações experimentais, pode-se mostrar que: $Nu_x = f(x/L, Re_x, Pr)$ e $\overline{Nu}_x = f(Re_x, Pr)$, onde x representa uma posição específica e a barra superior indica média no intervalo entre $x = 0$ e a posição x específica.

Número de Reynolds, Re : representa a razão entre as forças de inércia e as viscosas e é utilizada para caracterização da CL.

$$Re_L = \frac{u_\infty \cdot L}{\nu}$$

Número de Prandtl, Pr : é uma propriedade de transporte do fluido e representa uma medida da efetividade no transporte de quantidade de movimento e energia na CL hidrodinâmica e térmica.

Principais Grupos Adimensionais

$$\text{Pr} = \frac{C_p \cdot \mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha}$$

onde α é a difusividade térmica do fluido.

Para CL laminar, $\delta/\delta_t = \text{Pr}^n$, com $n \approx 1/3$. Para gases, $\delta_t \approx \delta$, para óleos $\delta_t \ll \delta$. Para CL turbulenta, devido à intensa mistura, geralmente $\delta_t \approx \delta$.

Outros grupos adimensionais importantes são o Número de Grashof, Gr , e o Número de Rayleigh, Ra , mas como são aplicados somente à convecção natural, serão apresentados oportunamente.

Método Empírico

O objetivo aqui é determinar os coeficientes de transferência de calor para diferentes geometrias. Deseja-se funções baseadas em grupos adimensionais que representem esses coeficientes. Na discussão anterior foi apresentado que as principais funções neste formato são: $Nu_x = f(x/L, Re_x, Pr)$ e $\overline{Nu}_x = f(Re_x, Pr)$

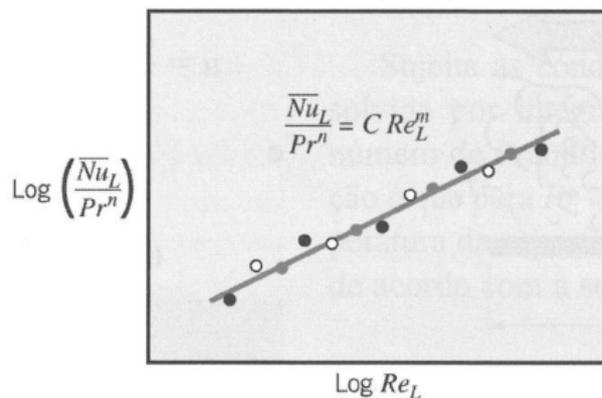
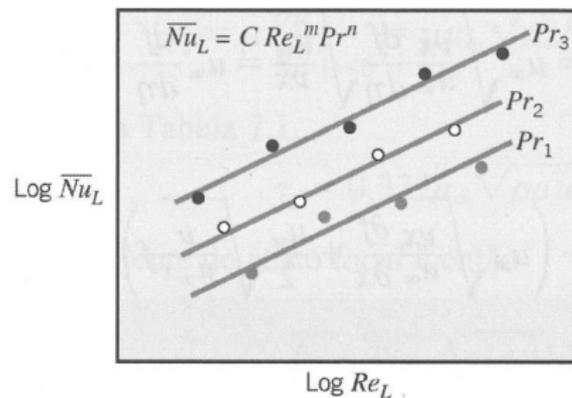
A aproximação prática, ou empírica, tem sido a principal ferramenta para a determinação das funções que relacionam esses grupos adimensionais, principalmente quando o regime de escoamento é turbulento.

A forma mais comum da função procurada, obtida experimentalmente, é:

$$\overline{Nu}_L = C.Re_L^m.Pr^n$$

Método Empírico

A equação determinada dessa forma é conhecida como *correlação empírica*. As constantes C , m e n variam com a natureza da geometria da superfície e com o regime de escoamento.

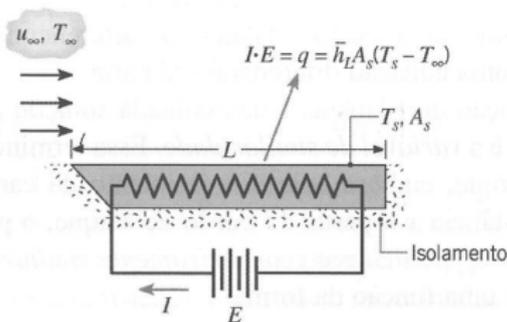


Método Empírico

Em função do fato de que as propriedades físicas do fluido, necessárias no cálculo dos grupos adimensionais, variam com a temperatura através da CL e que essa variação afeta a transferência de calor, as correlações são obtidas para uma temperatura média da CL, T_f , denominada *temperatura de filme*,

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2}$$

OBS: Na figura ao lado, $q \equiv \dot{Q}$



Correlações: Convecção Forçada, Externa, Placa Plana

Escoamento em regime laminar (na posição x específica), número de Nusselt local, superfície isotérmica:

$$Nu_x = \frac{h_x \cdot x}{k} = 0,332 \cdot Re_x^{1/2} \cdot Pr^{1/3} ; Pr \gtrsim 0,6$$

Escoamento em regime laminar (desde o bordo de ataque da placa até a posição x específica), número de Nusselt médio, superfície isotérmica:

$$\overline{Nu}_x = \frac{\overline{h}_x \cdot x}{k} = 0,664 \cdot Re_x^{1/2} \cdot Pr^{1/3} ; Pr \gtrsim 0,6$$

Correlações: Convecção Forçada, Externa, Placa Plana

Escoamento em regime turbulento (na posição x específica), número de Nusselt local, superfície isotérmica:

$$Nu_x = 0,0296.Re_x^{4/5}.Pr^{1/3} ; 0,6 < Pr < 60$$

Escoamento em regime turbulento (desde o bordo de ataque da placa até a posição x específica), número de Nusselt médio, superfície isotérmica:

$$\overline{Nu}_x = 0,037.Re_x^{4/5}.Pr^{1/3} ; 0,6 < Pr < 60$$

Correlações: Convecção Forçada, Externa, Placa Plana

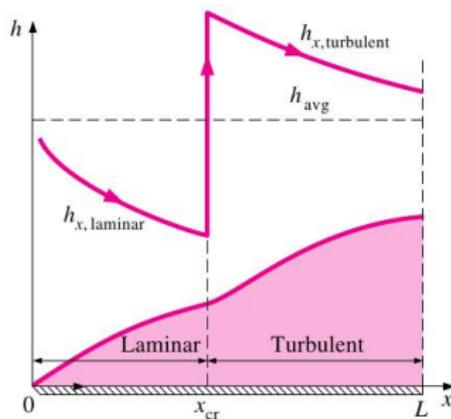
Escoamento em regime laminar (na posição x específica), número de Nusselt local, fluxo de calor uniforme na superfície:

$$Nu_x = 0,453.Re_x^{1/2}.Pr^{1/3} ; Pr \gtrsim 0,6$$

Escoamento em regime turbulento (na posição x específica), número de Nusselt local, fluxo de calor uniforme na superfície:

$$Nu_x = 0,0308.Re_x^{4/5}.Pr^{1/3} ; 0,6 \lesssim Pr \lesssim 60$$

Correlações: Convecção Forçada, Externa, Placa Plana



Camada limite mista, número de Nusselt médio, superfície isotérmica:

$$\overline{Nu}_L = \left(0,037 \cdot Re_x^{4/5} - 871 \right) \cdot Pr^{1/3}$$

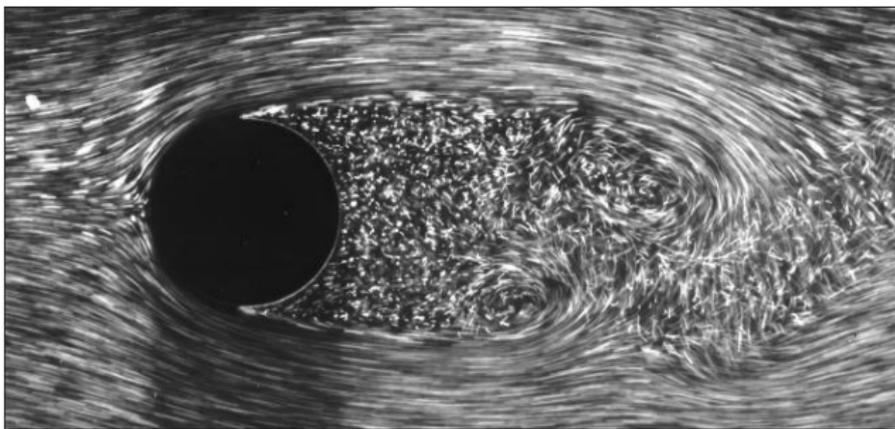
Validade:

$$0,6 < Pr < 60$$

$$5 \times 10^5 < Re_L < 10^8$$

$$Re_{x,c} = 5 \times 10^5$$

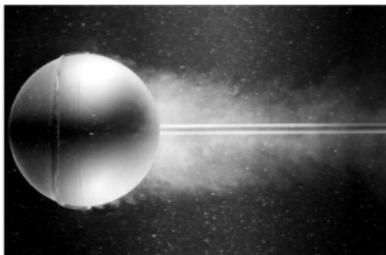
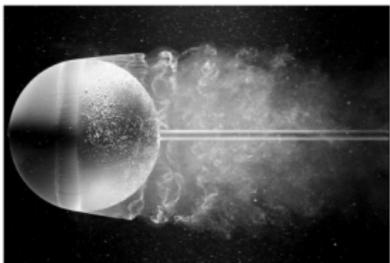
Correlações: Convecção Forçada, Externa, Cilindro



Número de Nusselt médio, superfície isotérmica:

$$\overline{Nu}_D = 0,3 + \frac{0,62.Re_D^{1/2}.Pr^{1/3}}{\left[1 + (0,4/Pr)^{2/3}\right]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} ; Re_D.Pr > 0,2$$

Correlações: Convecção Forçada, Externa, Esfera



Número de Nusselt médio, superfície isotérmica:

$$\overline{Nu}_D = 2 + \left(0,4 \cdot Re_D^{1/2} + 0,06 \cdot Re_D^{2/3} \right) \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{1/4}$$

Validade:

$$0,7 < Pr < 380$$

$$3,5 < Re_D < 7,6 \times 10^4$$

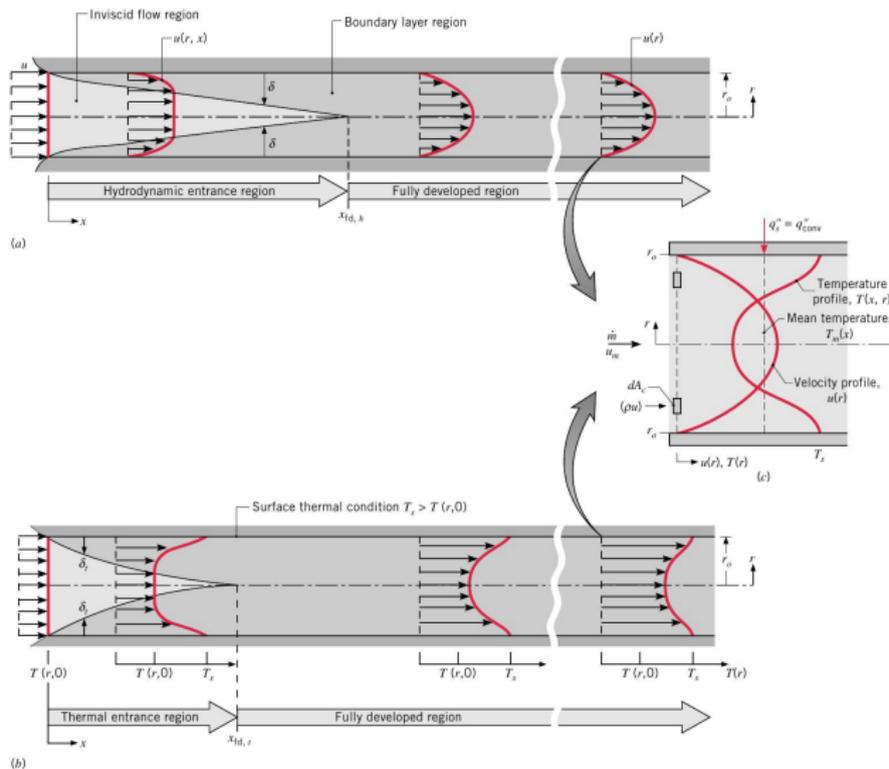
$$1 < (\mu/\mu_s) < 3,2$$

Correlações: Convecção Forçada

Observações importantes:

- 1 As propriedades físicas do fluido são avaliadas à T_f para placas planas e cilindros;
- 2 As propriedades do fluido são avaliadas à T_∞ para esferas (com μ_s , somente, avaliado à T_s).

Desenvolvimento de CL Laminar em Dutos Circulares



Desenvolvimento de CL em Dutos Circulares

Define-se:

- $x_{fd,h} \equiv$ comprimento de entrada hidrodinâmico: distância a partir da entrada do duto para que o perfil de velocidades do escoamento se torne completamente desenvolvido. Na região de entrada, $x < x_{fd,h}$, tem-se $u = u(x, r)$. Na região do escoamento completamente desenvolvido, $x \geq x_{fd,h}$, tem-se $u \cong u(r)$.
- $x_{fd,t} \equiv$ comprimento de entrada térmico: distância a partir da entrada do duto para que o perfil de temperatura do escoamento se torne completamente desenvolvido. Na região de entrada, $x < x_{fd,t}$, tem-se $T = T(x, r)$. Na região do escoamento completamente desenvolvido, $x \geq x_{fd,t}$, mas $T = T(x, r)$ ainda!

Desenvolvimento de CL em Dutos Circulares

A extensão da região de entrada e o formato do perfil de velocidades depende do número de Reynolds, que para escoamento interno é dado por:

$$\text{Re}_D = \frac{\rho \cdot u_m \cdot D}{\mu} = \frac{u_m \cdot D}{\nu} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D \cdot \mu} = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D \cdot \nu}$$

onde u_m é a velocidade média; D é o diâmetro interno do duto; ρ é a massa específica do fluido; μ é a viscosidade absoluta (dinâmica) do fluido; ν é a viscosidade cinemática do fluido; \dot{m} é a vazão mássica; e \dot{V} é a vazão volumétrica.

Quando o duto tem seção transversal não circular, D deve ser substituído pelo *diâmetro hidráulico*, D_h , dado por:

$$D_h = \frac{4 \cdot A_c}{P_M}$$

Desenvolvimento de CL em Dutos Circulares

onde, A_C é a área da seção transversal do duto e P_M é o perímetro molhado.

Assumem-se os seguintes valores de número de Reynolds, para caracterização dos regimes de escoamento em escoamentos internos:

- Regime de escoamento laminar: $Re_D < 2100$;
- Regime de escoamento em transição: $2100 < Re_D < 4000$;
- Regime de escoamento turbulento: $Re_D > 4000$

Na prática, despreza-se a faixa de transição e simplesmente adota-se $Re_{D,c} \approx 2100$ para separar os regimes laminar e turbulento, onde o subscrito c refere-se à *crítico*.

Desenvolvimento de CL em Dutos Circulares

Os comprimentos de entrada hidrodinâmico e térmico, em função do regime de escoamento, são dados por:

$$\left(\frac{X_{fd,h}}{D}\right)_{\text{laminar}} \leq 0,05.Re_D ; 10 \leq \left(\frac{X_{fd,h}}{D}\right)_{\text{turbulento}} \leq 60$$

$$\left(\frac{X_{fd,t}}{D}\right)_{\text{laminar}} \leq 0,05.Re_D.Pr ; \left(\frac{X_{fd,t}}{D}\right)_{\text{turbulento}} = 10$$

Na região de entrada o fluido apresenta perfil variável de distribuição de temperatura, fazendo com que, nesta região o coeficiente de transferência de calor seja variável. Mas a partir da posição em que o escoamento torna-se completamente desenvolvido, hidráulica e termicamente, este coeficiente passa a ser constante. Esta é uma característica importante na transferência de calor em escoamentos internos.

Temperatura Média

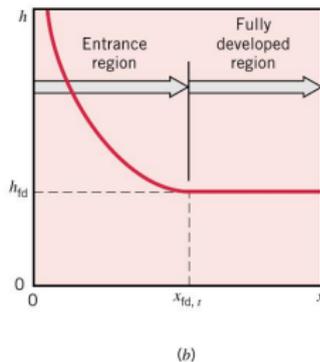
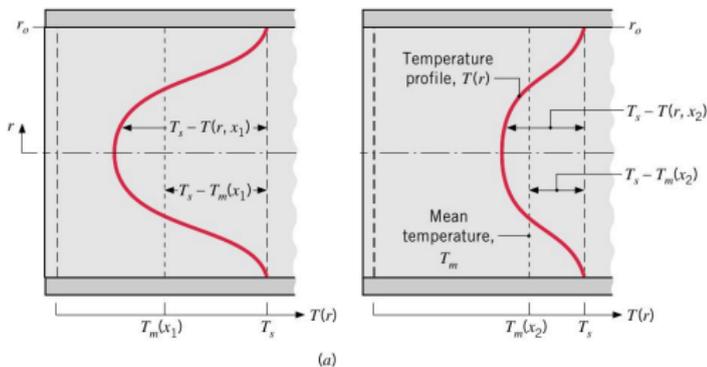
A **temperatura média**, conhecida também como temperatura média de mistura, T_m , é a temperatura de referência do fluido utilizada para a determinação da taxa de transferência de calor por convecção com a lei de Newton do resfriamento e o balanço global de energia. Para um fluido incompressível com C_p constante ela é dada por:

$$T_m = \frac{\int_{A_c} u \cdot T \cdot dA_c}{u_m \cdot A_c}$$

Para dutos de seção circular, $dA_c = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr$, assim,

$$T_m = \frac{2}{u_m \cdot r_0^2} \int_0^{r_0} u(r) \cdot T(r) \cdot r \cdot dr$$

Características do Escoamento Interno Convectivo



1. A temperatura da superfície, T_s , pode ser constante ou não, neste segundo caso $T_s = T_s(x)$; T_m é sempre um $T_m(x)$ somente; T (interna do fluido, puntual) é sempre um $T(x, r)$.

2. Para escoamento completamente desenvolvido: $\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{T_s(x) - T(x, r)}{T_s(x) - T_m(x)} \right]_{fd,t} = 0$.

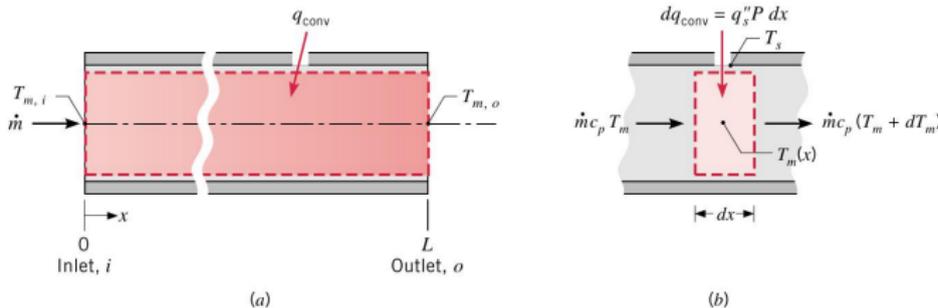
3. A partir do ponto onde o escoamento torna-se completamente desenvolvido h_{local} passa a ser constante.

Balances de Energia e Métodos de Transferência de Calor

O balanço de energia global para dutos é a aplicação da 1^a Lei da Termodinâmica para VC desprezando variações de energias cinética e pontencial sem presença de trabalho de eixo [figura (a) abaixo]:

$$\dot{Q}_{conv} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{m,o} - T_{m,i})$$

Este balanço é global e se aplica independentemente da natureza da superfície térmica ou das condições de escoamento no tubo.



Balances de Energia e Métodos de Transferência de Calor

Aplicando a mesma análise para um VC diferencial [figura (b) anterior]:

$$d\dot{Q}_{conv} = \dot{m} \cdot C_p \cdot dT_m$$

Em termos do fluxo de calor na superfície:

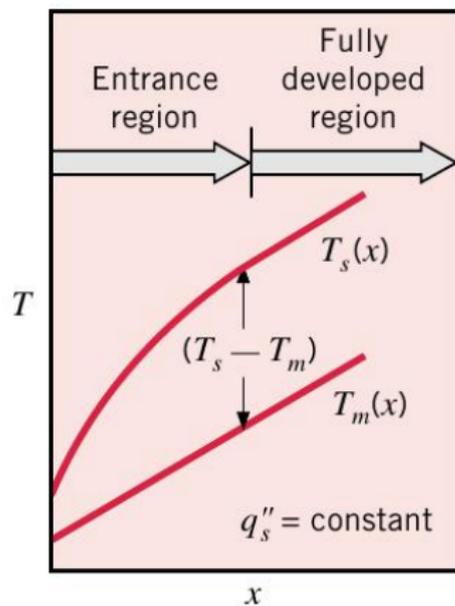
$$d\dot{Q}_{conv} = \dot{q}_s'' \cdot P \cdot dx$$

onde P é o perímetro da seção transversal do duto.

Combinando as duas equações e rearranjando:

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{\dot{q}_s'' \cdot P}{\dot{m} \cdot C_p} \quad (\star)$$

Condição 1: Fluxo de Calor Constante na Superfície

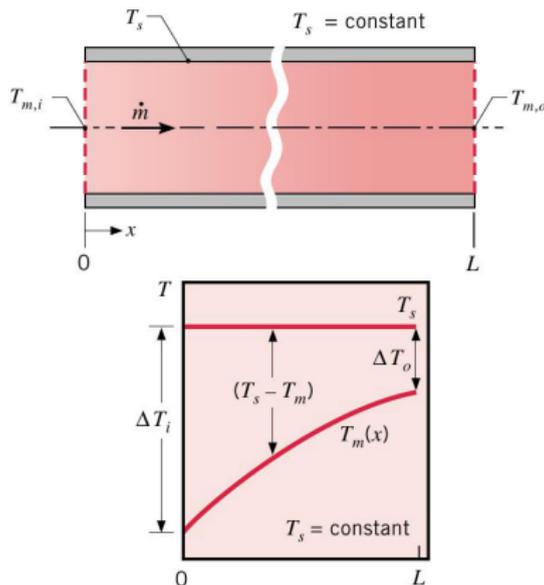


Partindo da Eq. (★), como $\dot{q}_s'' =$ Constante, segue-se que o lado direito desta equação também será uma constante. Deste modo, integrando-a da entrada do duto até uma posição x genérica, resulta:

$$T_m(x) = T_{m,i} + \frac{\dot{q}_s'' \cdot P}{\dot{m} \cdot C_p} \cdot x$$

OBS: A partir de $x > x_{fd,t}$, h é independente de x , segue-se que, para o mesmo domínio, $T_s(x) - T_m(x) = \text{Constante}$ também.

Condição 2: Temperatura Constante na Superfície



Na Eq. (★), o termo \dot{q}_s'' pode ser substituído por $h \cdot (T_s - T_m)$. Definindo $\Delta T = T_s - T_m$ a Eq. (★) pode ser reescrita como:

$$\frac{dT_m}{dx} = -\frac{d(\Delta T)}{dx} = \frac{P}{\dot{m} \cdot C_p} \cdot h \cdot \Delta T$$

$$\int_{\Delta T_i}^{\Delta T_o} \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -\frac{P}{\dot{m} \cdot C_p} \int_0^L h \cdot dx$$

$$\ln\left(\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i}\right) = -\frac{P \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p} \cdot \left(\frac{1}{L} \cdot \int_0^L h \cdot dx\right)$$

Condição 2: Temperatura Constante na Superfície

O termo entre parênteses do lado direito do sinal de igualdade é a definição de \bar{h} . Então,

$$\ln \left(\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} \right) = - \frac{P.L}{\dot{m}.C_p} \cdot \bar{h} (\diamond)$$

A equação acima é mais utilizada aplicando a função exponencial dos dois lados, resultando em:

$$\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} = \frac{T_s - T_{m,o}}{T_s - T_{m,i}} = \exp \left(- \frac{P.L}{\dot{m}.C_p} \cdot \bar{h} \right)$$

Para integração feita desde a entrada do duto ($x = 0$) até uma posição x genérica, resultaria:

$$\frac{T_s - T_m(x)}{T_s - T_{m,i}} = \exp \left(- \frac{P.x}{\dot{m}.C_p} \cdot \bar{h} \right)$$

com \bar{h} agora sendo h médio no domínio $[0, x]$.

Média Logarítmica da Diferença de Temperatura - MLDT

O balanço de energia global, para o caso de $T_s = \text{Constante}$, pode ser escrita como:

$$\dot{Q}_{conv} = \dot{m} \cdot C_p \cdot [(T_s - T_{m,i}) - (T_s - T_{m,o})] = \dot{m} \cdot C_p \cdot (\Delta T_i - \Delta T_o)$$

Substituindo o produto $\dot{m} \cdot C_p$ da Eq. (◆) obtém-se:

$$\dot{Q}_{conv} = \bar{h} \cdot A_s \cdot \Delta T_{lm}$$

onde $A_s = P \cdot L$ é a área superficial interna do duto e ΔT_{lm} é a *média logarítmica da diferença de temperatura* (MLDT), dada por:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_i)}$$

Correlações de Convecção para Dutos

Para escoamento laminar completamente desenvolvido os resultados estão sumarizados na tabela abaixo (número de Nusselt são constantes).

Cross Section	$\frac{b}{a}$	$Nu_D \equiv \frac{hD_h}{k}$	
		Constant q_s''	Constant T_s
	—	4.36	3.66
	1.0	3.61	2.98
	1.43	3.73	3.08
	2.0	4.12	3.39
	3.0	4.79	3.96
	4.0	5.33	4.44
	8.0	6.49	5.60
	∞	8.23	7.54
	∞	5.39	4.86
	—	3.11	2.47

Correlações de Convecção para Dutos

Para escoamento laminar onde se considera também o comprimento de entrada térmico, para condição de $T_s = \text{Constante}$, em duto circular:

$$\overline{Nu}_D = 3,66 + \frac{0,0668.(D/L).Re_D.Pr}{1 + 0,04. [(D/L).Re_D.Pr]^{2/3}} ; Pr \geq 5$$

Para escoamento laminar onde se considera também o comprimento de entrada combinado (\equiv hidrodinâmico e térmico), para condição de $T_s = \text{Constante}$, em duto circular:

$$\overline{Nu}_D = 1,86 \cdot \left(\frac{Re_D.Pr}{L/D} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14}$$

cuja faixa de validade é $0,6 < Pr < 5$ e $0,0044 < \mu/\mu_s < 9,75$.

Correlações de Convecção para Dutos

Finalmente, para escoamento turbulento completamente desenvolvido em qualquer uma das duas condições térmicas:

$$\text{Nu}_D = 0,023 \cdot \text{Re}_D^{4/5} \cdot \text{Pr}^n$$

onde $n = 0,4$ para $T_s > T_m$ e $n = 0,3$ para $T_s < T_m$. Sua faixa de validade é dada por três restrições: $0,6 \leq \text{Pr} \leq 160$; $\text{Re}_D \geq 10^4$; e $(L/D) \geq 10$. Esta correlação é conhecida como *Correlação de Dittus-Boelter*.

Para todas as correlações e sempre que se fizer necessário, as propriedades do fluido devem ser avaliadas à temperatura média de mistura, \bar{T}_m :

$$\bar{T}_m = \frac{T_{m,i} + T_{m,o}}{2}$$

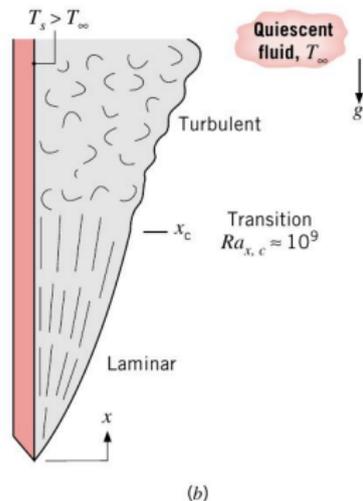
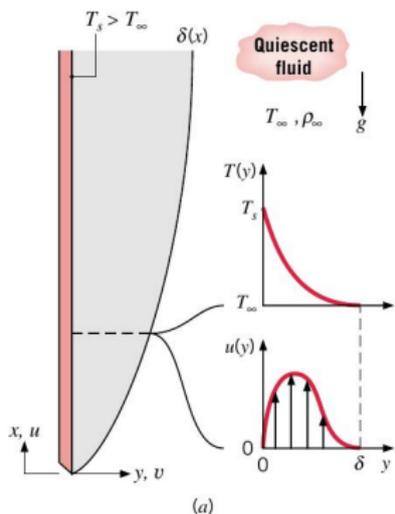
Fundamentos da Convecção Natural

A transferência de calor por convecção natural (ou livre) é devida às *correntes de convecção* que são induzidas pelas *forças de flutuação*, que surgem a partir das diferenças de massa específica causadas pelas variações de temperatura no fluido.

A convecção natural influencia fortemente, para citar apenas alguns exemplos, a transferência de calor em tubulações, linhas de transmissão, transformadores, aquecedores de ambiente, aparelhos eletrônicos em geral, movimentos oceânicos e atmosféricos.

Fundamentos da Convecção Natural

A figura abaixo ilustra as principais características de uma convecção natural em placa plana vertical aquecida. Note que a espessura da camada limite, agora, é o lugar geométrico onde, para $y > 0$, $u(y) = 0$.



Fundamentos da Convecção Natural

Na convecção natural as CL's hidrodinâmica e térmica estão acopladas: os efeitos térmicos induzem o escoamento que, por sua vez, afeta a distribuição de temperatura.

A transição de regime de escoamento laminar para turbulento na convecção natural depende da magnitude relativa das forças de flutuação e das forças viscosas no fluido. Para a convecção natural o número de Rayleigh, Ra , é o adimensional utilizado para determinação da razão entre as forças citadas. Sua definição é:

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha}$$

onde L é um comprimento característico; g é o módulo da aceleração da gravidade local; ν e α são a viscosidade cinemática e a difusividade térmica do fluido, respectivamente.

Fundamentos da Convecção Natural

O parâmetro β é uma propriedade termodinâmica do fluido, conhecida como *coeficiente volumétrico de expansão térmica*, e é definido como:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$$

Para gases ideais, onde $p = \rho \cdot R \cdot T$, tem-se,

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \cdot \left(-\frac{p}{R \cdot T^2} \right) = \frac{1}{T}$$

Para líquidos e gases não ideais β deve ser consultado em tabelas de propriedades físicas de fluidos.

Fundamentos da Convecção Natural

Voltando à caracterização da transição de regime de escoamento laminar para turbulento, o número de Rayleigh crítico, $Ra_{x,c}$, que determina-a é dado por:

$$Ra_{x,c} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot x_c^3}{\nu \cdot \alpha} \approx 10^9$$

Outro grupo adimensional importante em convecção natural é o chamado número de Grashof, Gr , dado por:

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L^3}{\nu^2}$$

Uma vez que o número de Prandtl é dado por $Pr = \nu/\alpha$, segue-se que,

$$Ra = Gr \cdot Pr$$

Natureza das Correlações para Convecção Natural

Na convecção natural o número de Nusselt é função dos números de Grashof e Prandtl:

$$\overline{Nu}_L = f(\text{Gr}, \text{Pr})$$

Assim, a forma mais apropriada dessas correlações é:

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h} \cdot L}{k} = C \cdot \text{Ra}_L^n$$

Geralmente $n \approx 1/4$ para escoamento laminar e $n \approx 1/3$ para escoamento turbulento.

As propriedades físicas do fluido devem ser obtidas à temperatura de filme, T_f , dada por:

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2}$$

Correlações para Convecção Natural: Placa Vertical

A correlação de Churchill-Chu pode ser aplicada para toda faixa de Ra_L e é dada por:

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387.Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

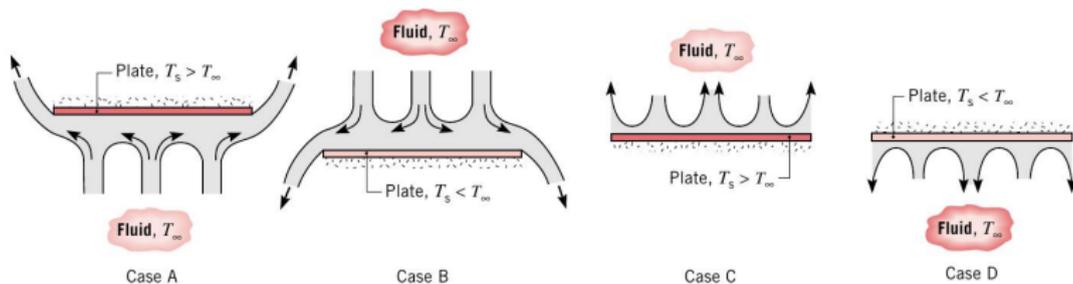
Para placas planas verticais inclinadas de um ângulo θ (medido entre a placa e a direção vertical) a correlação de Churchill-Chu acima continua válida, mas no cálculo de Ra_L a aceleração da gravidade deve ser substituída por $g \cdot \cos \theta$. Este artifício só tem validade para $0 \leq \theta \leq 60^\circ$.

Correlações para Convecção Natural: Placa Horizontal

Para placas planas na posição horizontal existem 4 casos (padrões) de convecção natural ilustrados na figura abaixo.

Para superfície quente voltada para baixo (caso A) ou uma superfície fria voltada para cima (caso B) a tendência do fluido ascender ou descender, respectivamente, é impedida pela placa e a transferência de calor é menos eficaz.

Para superfície quente voltada para cima (caso C) ou uma superfície fria voltada para baixo (caso D) a tendência do fluido ascender ou descender, respectivamente, é livre e, nestes casos a transferência de calor é mais eficiente.



Correlações para Convecção Natural: Placa Horizontal

Para placas planas horizontais o comprimento característico, L , a ser utilizado é dado por $L = A_s/P$, onde A_s e P são a área e o perímetro da superfície da placa.

Para os casos C e D (sup. quente voltada para cima ou sup. fria voltada para baixo):

$$\overline{Nu}_L = 0,54.Ra_L^{1/4} ; 10^4 \leq Ra_L \leq 10^7$$

$$\overline{Nu}_L = 0,15.Ra_L^{1/3} ; 10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}$$

Para os casos A e B (sup. quente voltada para baixo ou sup. fria voltada para cima):

$$\overline{Nu}_L = 0,52.Ra_L^{1/5} ; 10^4 \leq Ra_L \leq 10^9 \text{ e } Pr \geq 0,7$$

Exercício de Aula 1

Enunciado: Ar a uma pressão de 1 atm e a uma temperatura de 15 °C escoia paralelamente, a uma velocidade de 10 m/s, sobre uma placa plana com 3 m de comprimento. A placa é aquecida até uma temperatura uniforme de 140 °C.

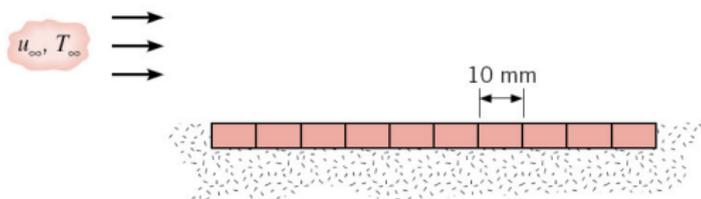
- Qual é o coeficiente médio de transferência de calor em toda a placa?
- Qual é o coeficiente local de transferência de calor no ponto intermediário da placa?

Exercício de Aula 2

Enunciado: Um elemento aquecedor elétrico, na forma de um longo cilindro, com diâmetro $D = 10$ mm, condutividade térmica $k = 240$ W/(m.K), massa específica $\rho = 2700$ kg/m³ e calor específico $C_p = 900$ J/(kg.K), é instalado em um duto através do qual ar, a uma temperatura de 27 °C e uma velocidade de 10 m/s, escoa em escoamento cruzado em relação a elemento aquecedor. Desprezando a radiação, calcule a temperatura superficial em regime estacionário quando, por unidade de comprimento do aquecedor, energia elétrica está sendo dissipada a uma taxa de 1000 W/m.

Exercício de Aula 3

Enunciado: Uma série de 10 chips quadrados de silício, cada um com lado $L = 10$ mm, é isolada em uma de suas superfícies e resfriada pela superfície oposta com ar atmosférico, em escoamento paralelo conforme mostrado na figura, com $T_\infty = 24$ °C e $U_\infty = 40$ m/s. Quando em operação, a mesma potência elétrica é dissipada em cada chip, mantendo um fluxo térmico uniforme ao longo de toda a superfície resfriada. Se a temperatura em cada chip não pode ultrapassar 80 °C, qual é a potência máxima permitida em cada chip? Qual é a potência máxima permitida se um promotor de turbulência for utilizado para perturbar a camada limite na aresta frontal? Seria preferível orientar a série de chips em uma direção normal ao escoamento do ar em vez de na direção paralela?



Exercício de Aula 4

Enunciado: Uma esfera de cobre puro, com diâmetro de 15 mm e uma emissividade de 0,5, está suspensa em um grande forno com as paredes a uma temperatura uniforme de 600 °C. Ar escoia sobre a esfera a uma temperatura de 900 °C e a uma velocidade de 7,5 m/s. Determine a temperatura da esfera no regime estacionário.

Exercício de Aula 5

Enunciado: Água quente a $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ é transportada de um prédio no qual ela é gerada para um prédio adjacente no qual ela é usada para aquecimento ambiental. A transferência entre os prédios ocorrem em tubo de aço [$k = 60\text{ W}/(\text{m.K})$], com diâmetro externo de 100 mm e 8 mm de espessura de parede. Durante o inverno, condições ambientais representativas envolvem o ar a $T_{\infty} = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $V = 3\text{ m/s}$ em escoamento cruzado sobre o tubo.

(a) Se o custo de produzir a água quente é de R\$ 0,05 por kWh, qual é o custo diário representativo da perda térmica para o ar em um tubo não isolado, por metro de comprimento de tubo?

(b) Determine a economia associada à aplicação na superfície externa do tubo de um revestimento de 10 mm de espessura de isolante de uretano [$k = 0,026\text{ W}/(\text{m.K})$],

Exercício de Aula 6

Enunciado: Óleo de motor é aquecido ao escoar através de um tubo circular com diâmetro $D = 50$ mm e comprimento $L = 25$ m, cuja superfície é mantida em 150 °C. Se a vazão de escoamento e a temperatura do óleo na entrada do tubo forem de $0,5$ kg/s e 20 °C, qual será a temperatura do óleo na saída do tubo? Qual é a taxa de transferência de calor total no tubo?

Exercício de Aula 7

Enunciado: Um tubo metálico com parede fina e 50 mm de diâmetro, coberto com uma camada de isolamento térmico [$k = 0,085 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$] com 25 mm de espessura, transporta vapor d'água superaquecido à pressão atmosférica e encontra-se pendurado no teto de uma grande sala. A temperatura do vapor na entrada do tubo é de $120 \text{ }^\circ\text{C}$ e a temperatura do ar é de $20 \text{ }^\circ\text{C}$. O coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície externa é de $10 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$. Se a velocidade do vapor for de 10 m/s , em que posição ao longo do tubo o vapor irá começar a condensar?

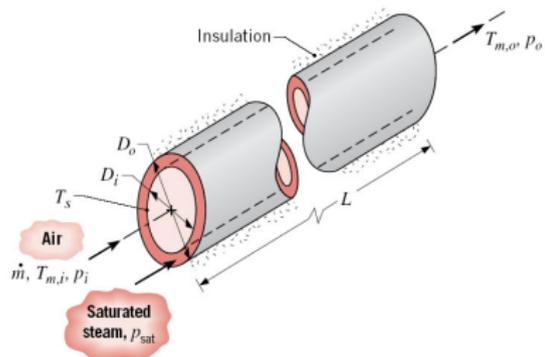
Exercício de Aula 8

Enunciado: Um tubo de aço inoxidável (AISI 316), com parede espessa e diâmetros interno e externo de $D_i = 20$ mm e $D_e = 40$ mm, é aquecido eletricamente para fornecer uma taxa de geração térmica uniforme de 10^6 W/m³. A superfície externa do tubo encontra-se isolada, enquanto água escoia através do tubo a uma vazão de 0,1 kg/s.

(a) Se a temperatura de entrada da água é de $T_{m,e} = 20$ °C e a temperatura de saída desejada é de $T_{m,s} = 40$ °C, qual é o comprimento do tubo necessário?

b) Quais são a localização e o valor da temperatura máxima no tubo?

Exercício de Aula 9



Enunciado: Um aquecedor de ar para aplicação industrial é constituído por dois tubos concêntricos, isolados para o lado externo. Nesse sistema o ar escoia através do tubo central (interior), que tem parede delgada. Vapor d'água saturado escoia através da região anular e a condensação do vapor mantém uma temperatura uniforme T_s na superfície do tubo.

Considere condições nas quais o ar entra no tubo central, de diâmetro 50 mm, com uma pressão de 500 kPa e a uma temperatura $T_{m,i} = 17^\circ\text{C}$ e uma vazão de $0,005\text{ m}^3/\text{s}$, enquanto vapor saturado a 250 kPa condensa na superfície externa do tubo. Sendo o comprimento do sistema $L = 5\text{ m}$, qual é a temperatura de saída do ar, $T_{m,o}$? Qual é a vazão mássica do condensado que deixa o sistema?

Exercício de Aula 10

Enunciado: No estágio final de produção, um produto farmacêutico é esterilizado pelo aquecimento de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ à medida que ele se desloca, a $0,2\text{ m/s}$, através de um tubo reto de aço inoxidável, com parede delgada e diâmetro de $12,7\text{ mm}$. Um fluxo térmico uniforme é mantido por um aquecedor de resistência elétrica que se encontra enrolado ao redor da superfície externa do tubo. Se o tubo possui 10 m de comprimento, qual é o fluxo térmico requerido? Se o fluido entra no tubo com um perfil de velocidades plenamente desenvolvido e um perfil de temperaturas uniforme, qual é a temperatura da superfície na saída do tubo? As propriedades do fluido podem ser aproximadas por $\rho = 1000\text{ kg/m}^3$, $C_p = 4000\text{ J/(kg.K)}$, $\mu = 2 \times 10^{-3}\text{ kg/(m.s)}$, $k = 0,8\text{ W/(m.K)}$ e $Pr = 10$.

Exercício de Aula 11

Enunciado: A seção de evaporação de uma bomba de calor está instalada no interior de um grande tanque de água, que é usado como uma fonte de calor durante o inverno. À medida que a energia é extraída da água, ela começa a congelar, criando um banho de água e gelo a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, que pode ser usado para o resfriamento do ar durante o verão. Considere condições para o resfriamento durante o verão, nas quais o ar é passado pelo interior de um conjunto de tubos de cobre, cada um com diâmetro interno $D = 50\text{ mm}$, submerso no banho de água e gelo. Se o ar entra em cada tubo a uma temperatura média de $T_{m,e} = 24\text{ }^{\circ}\text{C}$ e a uma vazão de $0,01\text{ kg/s}$, qual comprimento de tubo L fornecerá uma temperatura na saída de $T_{m,s} = 14\text{ }^{\circ}\text{C}$? Com 10 tubos passando através de um tanque com volume total $V = 10\text{ m}^3$, que contém inicialmente 80% de gelo em volume, quanto tempo irá levar para fundir a totalidade do gelo? A massa específica e o calor latente de fusão do gelo são 920 kg/m^3 e $3,34 \times 10^5\text{ J/kg}$, respectivamente.

Exercício de Aula 12

Enunciado: Os produtos de combustão de um queimador são direcionados para uma aplicação industrial através de um tubo metálico de parede delgada, com diâmetro $D_i = 1$ m e comprimento $L = 100$ m. O gás entra no tubo a pressão atmosférica, com temperatura média e velocidade de $T_{m,e} = 1600$ K e $u_{m,e} = 10$ m/s, respectivamente. Eles têm que sair do tubo com uma temperatura não inferior a $T_{m,s} = 1400$ K. Qual é a espessura mínima de um isolamento de alumina-sílica [$k_{iso} = 0,125$ W/(m.K)] necessária para satisfazer a exigência na saída no caso das piores condições, que são o tubo exposto ao ar ambiente a $T_\infty = 250$ K e com uma velocidade de escoamento cruzado $V = 15$ m/s? As propriedades do gás podem ser aproximadas pelas do ar e, como uma primeira estimativa, o efeito da espessura do isolante no coeficiente convectivo e na resistência térmica associada ao escoamento cruzado pode ser desprezado.

Exercício de Aula 13

Enunciado: R-134a é transportado a $0,1 \text{ kg/s}$ através de um tubo de Teflon com diâmetro interno $D_i = 25 \text{ mm}$ e diâmetro externo $D_e = 28 \text{ mm}$, enquanto ar atmosférico a $V = 25 \text{ m/s}$ e 300 K escoam em escoamento cruzado sobre o tubo. Qual é a taxa de calor para o R-134a a 240 K , por unidade de comprimento do tubo?

Exercício de Aula 14

Enunciado: A porta de um forno doméstico, com 0,5 m de altura e 0,7 m de largura, atinge uma temperatura superficial média de 32 °C durante a operação do forno. Estime a perda de calor para o ambiente externo a 22 °C.

Exercício de Aula 15

Enunciado: O escoamento de ar através de um longo duto de ar condicionado, com formado quadrado de 0,2 m de lado, mantém a sua superfície externa a uma temperatura de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Se o duto, na posição horizontal, não possui isolamento térmico e está exposto ao ar a $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ no porão de uma casa, qual é o ganho de calor por unidade de comprimento do duto?

Exercício de Aula 16

Enunciado: Uma placa, com dimensões de 1 m por 1 m e inclinada com um ângulo de 45° , tem a sua superfície inferior exposta a um fluxo térmico radiante líquido de 300 W/m^2 . Se a superfície superior da placa for bem isolada, estime a temperatura que a placa atingirá quando o ar ambiente estiver quiescente e a uma temperatura de 0°C .

Exercício de Aula 17

Enunciado: Bebidas em lata, com 150 mm de comprimento por 60 mm de diâmetro, encontram-se inicialmente a uma temperatura de 27 °C e devem ser resfriadas pela sua colocação em uma geladeira a 4 °C. Com o objetivo de maximizar a taxa de resfriamento, as latas devem ser colocadas na geladeira na posição horizontal ou na posição vertical? Como uma primeira aproximação, despreze a transferência de calor nas extremidades da lata.