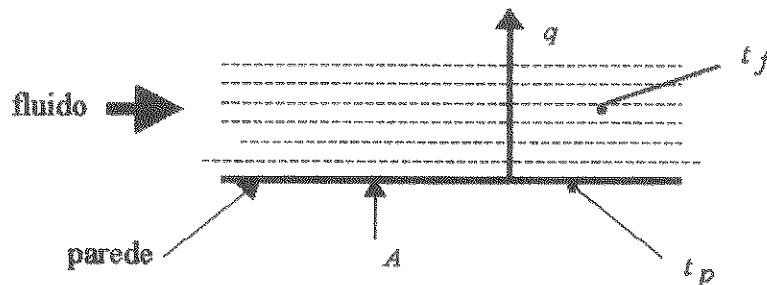


Básico sobre convecção (convection heat transfer)

Elaborado por : René Khattar

1.0 Transferência de calor por convecção



se $t_p > t_f$ então $q = hA(t_p - t_f)$
onde:

q taxa de transferência de calor, a unidade é [W].

h coeficiente de convecção (película ou filme), a unidade é $[W/(m^2 \cdot ^\circ C)] = [W/(m^2 K)]$.

A ... área da superfície que em contato com o fluido (que "troca" calor), a unidade é $[m^2]$.

t_p temperatura da parede, a unidade é $[^\circ C]$ ou $[K]$.

t_f temperatura do fluido, a unidade é $[^\circ C]$ ou $[K]$.

O coeficiente de convecção (h) é função dos parâmetros seguintes :

ρ massa específica do fluido.

c_p ... calor específico do fluido.

μ ... viscosidade absoluta (ou dinâmica) do fluido.

V ... velocidade média do fluido.

D dimensão característica.

k coeficiente de condutividade térmica do fluido.

Da análise dimensional: $h = z \rho^a c_p^b \mu^c V^d D^e k^f$ (eq.1)

, onde z é a constante de proporcionalidade.

Resolvendo, em função dos parâmetros a, b, c, d, e, f , através da determinação das dimensões das grandezas envolvidas. Dimensões $[L], [M], [T], [\theta]$. Teremos assim 4 (quatro) equações e 6 (seis) incógnitas. Graus de liberdade $6 - 4 = 2$. Fixando a e b .

$$\frac{hD}{k} = z \left(\frac{\rho V D}{\mu} \right)^a \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^b \quad (\text{eq.2})$$

• O termo $\frac{hD}{k} = Nu$, é o numero de Nusselt e representa a relação entre a quantidade de calor transferida no fluido por convecção e condução.

• O termo $\frac{\rho V D}{\mu} = Re$, é o numero de Reynolds e representa a relação entre as forças de inércia e as forças viscosas. Note que a viscosidade cinemática é dada por $\nu = \frac{\mu}{\rho}$, assim pode-se escrever:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\frac{\mu}{\rho}} = \frac{V D}{\nu}$$

• O termo $\frac{c_p \mu}{k} = \frac{c_p}{k} \cdot \nu \rho = \frac{\nu}{\frac{k}{\rho c_p}} = \frac{\nu}{\alpha} = Pr$, é o numero de Prandtl e representa a relação entre os parâmetros da quantidade de movimento e da difusão de calor (por condução).

$$Nu = z (Re)^a (Pr)^b \quad (\text{eq.3}) \quad \text{equação para convecção forçada.}$$

Convecção forçada como o próprio nome diz o fluido é forçado a se movimentar. No caso da fase líquida este pode ser bombeado (bomba hidráulica). No caso da fase gasosa (ar por exemplo) este pode ser ventilado (ventilador).

Na convecção natural [aquela que ocorre devido simplesmente as diferenças de temperatura (densidades)] a velocidade V é substituída pelo coeficiente de expansividade térmica (β) [coeficiente de dilatação volumétrica (cúbica)].

$$V = (g \beta D \Delta t)^{1/2} \quad \text{onde:}$$

V velocidade média do fluido.

g ... aceleração local da gravidade.

β coeficiente de expansividade térmica.

$\Delta t = t_p - t_f$ temperatura da parede menos a do fluido.

Substituindo na (eq.2) e desenvolvendo, vem:

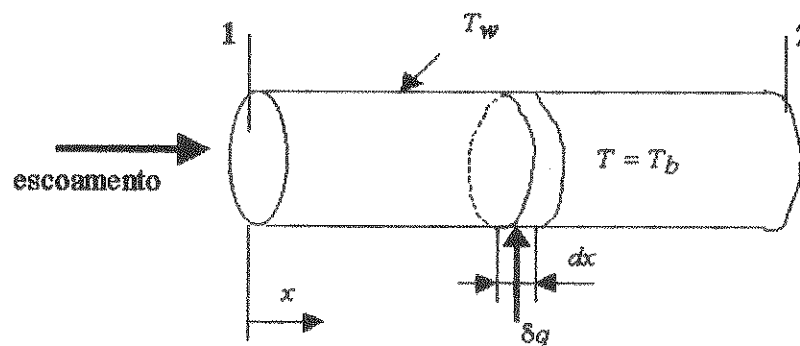
$$Nu = z \left(\frac{\rho^2 g \beta D^3 \Delta t}{\mu^2} \right)^{a/2} Pr^b$$

$$T_m = \frac{\int_0^L \int_0^{r_0} 2\pi r dr u_{cp} T}{\int_0^L \int_0^{r_0} 2\pi r dr u_{cp}}$$

• Onde o termo $\frac{\rho^2 g \beta D^3 \Delta t}{\mu^2} = \frac{g \beta \Delta t D^3}{\nu^2} = Gr$, é o número de Grashof e representa a relação entre as forças de flutuação (ou Empuxo) com as forças viscosas. Assim:

$$Nu = z(Gr)^{a/2} (Pr)^b \quad (\text{eq.4}) \quad \text{equação para convecção natural}$$

2.0 Balanço energético em um elemento de fluido



Seja: T_{b1} = temperatura "bulk" na entrada

T_{b2} = temperatura "bulk" na saída

$\dot{m} = \rho A_n V$ = vazão em massa, onde: ρ ... massa específica do fluido

A_n ... área de escoamento (normal ao fluxo)

V velocidade média

tem-se transf. de calor transferida por unidade de parede do fluido = taxa de transferência de calor

$$q = hA(T_w - T_b) = \dot{m} c_p (T_{b2} - T_{b1})$$

transferida por unidade de parede do fluido = taxa de transferência de calor
Existem várias correlações para determinação do coeficiente de convecção. A maior parte dos fenômenos onde ocorre convecção, é a convecção forçada no interior de dutos.

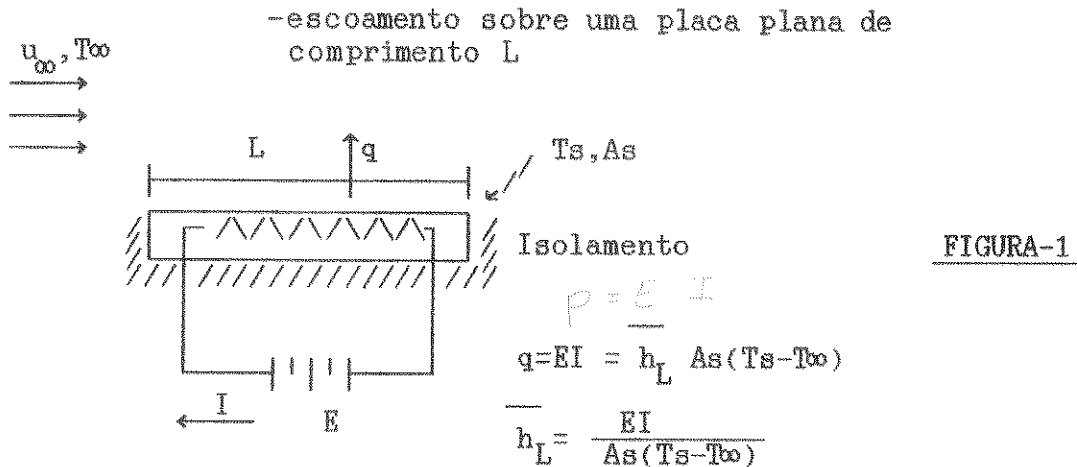
As correlações são definidas principalmente em função dos parâmetros:

- regime laminar ou turbulento.
- fluxo de calor constante na parede ou temperatura constante na parede.
- escoamento na região de entrada ou escoamento desenvolvido.

Seja q a taxa de fluxo de calor por unidade de área da parede

3.1 Método empírico na determinação do coeficiente de convecção

O modo de obter o coeficiente de convecção experimentalmente é ilustrado a seguir.



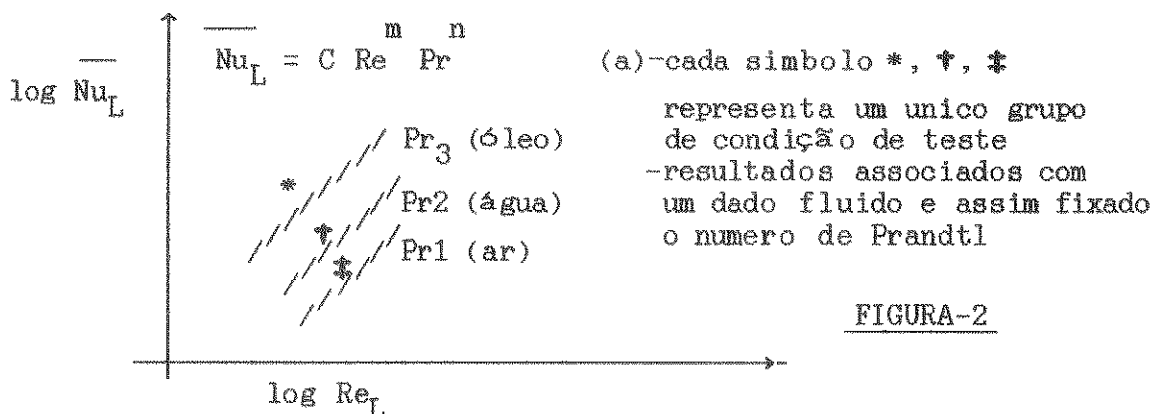
"Se uma geometria qualquer, como uma placa plana em escoamento paralelo, é aquecida eletricamente para manter $T_s > T_{\infty}$, transferência de calor ocorre através da superfície do fluido.

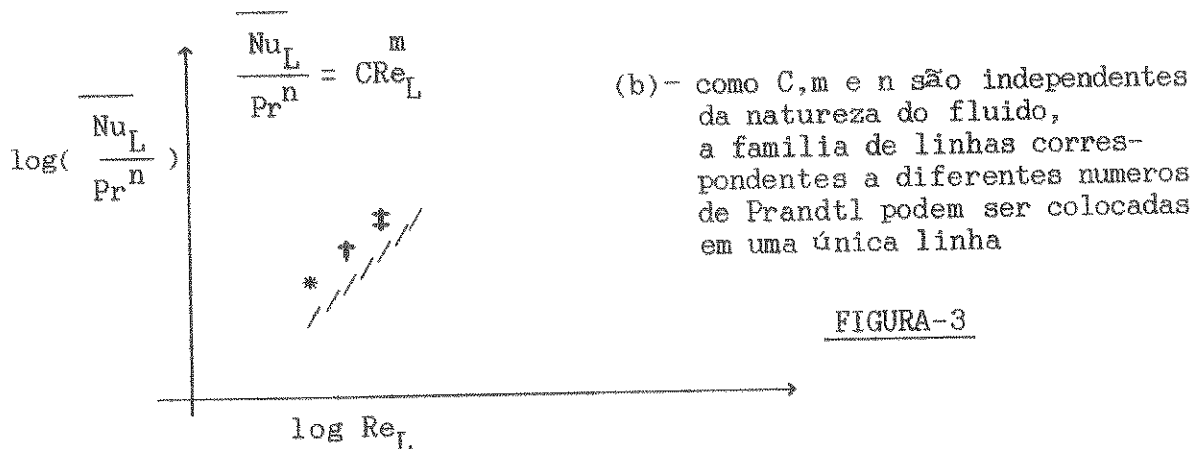
É relativamente fácil medir-se T_s e T_{∞} bem como a potência elétrica EI , que é igual a taxa de calor total q . O coeficiente de convecção $\bar{h}_L$, que é a um valor médio, pode ser calculado a partir da lei de resfriamento de Newton. A partir do conhecimento da dimensão característica L e as propriedades do fluido, os números de Nusselt, Reynolds e Prandtl podem ser calculados a partir de suas definições. O procedimento anterior pode ser repetido para uma variedade de condições de teste.

Nós poderíamos variar a velocidade u_{∞} e o comprimento da placa L , também a natureza do fluido, usando por exemplo, ar, água, óleo de motor, que tem número de Prandtl diferentes."

Como $Nu_L = C Re_L^m Pr^n$ correlação empírica

onde Nu = número de Nusselt médio
 Re = número de Reynolds
 Pr = número de Prandtl





Obs. 1. As propriedades do fluido são consideradas constantes na análise dada acima

2. Os valores de C, m e n variam com a natureza da superfície e com a geometria e do tipo de escoamento.

3. Como as propriedades do fluido variam com a temperatura e esta variação influencia a taxa de transferência de calor, este fato pode ser levado em consideração se todas as propriedades do fluido forem calculadas em uma temperatura média.

3.2 Metodologia para cálculos de coeficiente de convecção

- seleção e aplicação de uma correlação de convecção para qualquer situação de escoamento pode ser facilitado pelas seguintes noções simples.

1. A geometria do escoamento deve ser identificada - Isto quer dizer se o problema envolve escoamento sobre placa plana, uma esfera ou um cilindro. A forma específica da correlação de convecção depende evidentemente da geometria.

2. Especifique a apropriada temperatura de referência e calcule as propriedades pertinentes ao fluido naquela temperatura. - Para diferenças moderadas de temperatura, a temperatura média aritmética pode ser utilizada. Em alguns casos iremos considerar relações que requerem a avaliação de propriedades na temperatura da corrente livre e incluem uma relação de propriedades para levar em conta os efeitos de propriedades não constantes.

3. Calcular o número de Reynolds. As condições são fortemente influenciadas por este parâmetro. - Se a geometria é de placa plana determinar se o escoamento é laminar ou turbulento.

4. Decidir se um coeficiente de convecção local ou coeficiente convecção médio na superfície é requerido.

- Lembre-se que para temperatura da superfície constante, o coeficiente local é usado para determinar o fluxo em um ponto particular na superfície, e o coeficiente médio determina a taxa de transferência para a superfície toda.

Observações.

OBS1 - em relação a dimensão característica (D, L)

(a)- para escoamento interno a cilindros

D = diâmetro interno = DI

(b)- para escoamento interno a dutos não circulares ou externamente a condutos na direção longitudinal. D=Dh ... Diâmetro hidráulico

D = Dh = 4A/P ou D= diâmetro externo = DE

A... área da seção transversal

P... perímetro molhado

(c)- escoamento em torno de placas planas, paralelo as placas ou entre placas.

$D=L$ (lado da placa) ou $D=h$ (distância entre as placas)

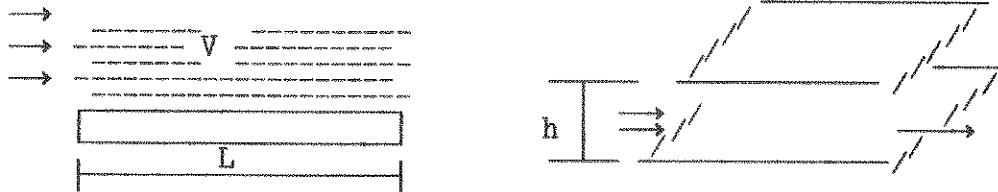


FIGURA-4

OBS2- quanto ao regime de escoamento ($N_{Re} = R_e$)

(a) escoamento interno a dutos cilíndricos ou externo, na direção longitudinal.

$0 < N_{Re} < 2300$ regime laminar

$2300 < N_{Re} < 8000$ regime de transição

$8000 < N_{Re} < \infty$ regime turbulento

(b) placas planas, escoamento na parte superior

$0 < N_{Re} < 400\,000$ regime laminar

$400\,000 < N_{Re} < 600\,000$... regime transição

$600\,000 < N_{Re} < \infty$ regime turbulento

3.3 Balanço energético em um elemento de fluido em escoamento

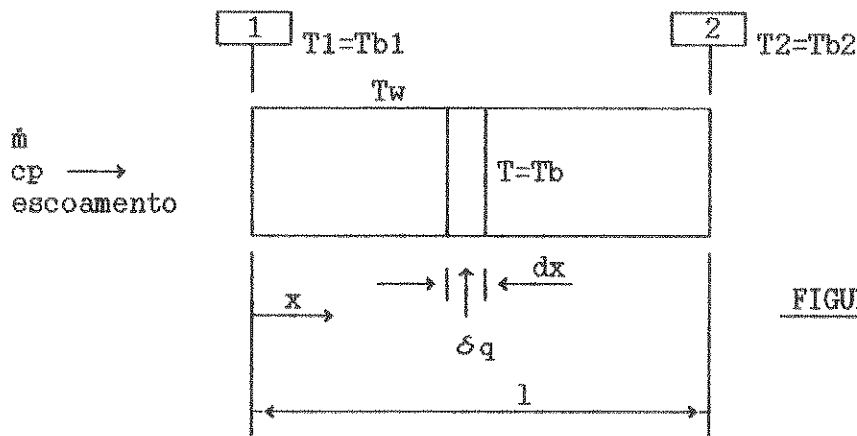


FIGURA-5

Seja $Tb1$ = temperatura "bulk" na entrada

$Tb2$ = temperatura "bulk" na saída

$\dot{m}$ = vazão em massa = $\rho A_N V$

onde: ρ ... massa específica

A_N ... área de escoamento (normal ao fluxo de massa)

V ... velocidade média

$$q = hA(T_w - T_b) = \dot{m}c_p(T_{b2} - T_{b1})$$

####

CORRELAÇÕES PARA DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE CONVECÇÃO PARA
ESCOAMENTO NO INTERIOR DE DUTOS POR CONVECÇÃO FORÇADA - **RK**

####

Note que:

Regime laminar $Re < 2300$ e Regime turbulento $Re > 2300$

$$Nu = hD/k \quad Pr = \nu/\alpha = C_p\mu/k \quad Re = \rho VD/\mu = VD/\nu \quad Gz = RePr/(L/D)$$

Tb ... Temperatura bulk do fluido

Tbe ... Temperatura bulk do fluido na entrada

Tbs ... Temperatura bulk do fluido na saída

Tw ... Temperatura da parede

(I) Regime laminar - escoamento desenvolvido

(I.1) Fluxo de calor constante na parede $Nu = 4,364$

(I.2) Temperatura da parede constante $Nu = 3,66$

As propriedades do fluido devem ser calculadas a $T_b = 0,5(T_{be} + T_{bs})$

(II) Regime laminar - região de entrada - temperatura Tw constante

(II.1) Relação de Hausen
$$Nu = 3,66 + \frac{0,0668 Gz}{1 + 0,04(Gz)^{2/3}}$$

faixa : $Gz < 100$, propriedades do fluido a T_b

(II.2) Relação de Sieder e Tate

$$Nu = 1,86 (Gz)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad \text{faixa: } 0,48 < Pr < 16700$$

$$0,0044 < (\mu_b/\mu_w) < 9,75 \quad (Gz)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} > 2$$

propriedades do fluido e μ_b a T_b , somente μ_w a T_w .

(III) Regime turbulento

(III.1) equação de Dittus e Boelter - tubos lisos

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \quad \text{onde } n = 0,4 \text{ se } T_w > T_b \text{ e } n = 0,3 \text{ se } T_w < T_b$$

faixa: $0,7 < Pr < 160$ $Re > 10^4$ $(L/D) > 60$ propriedades a T_b

(III.2) equação de Sieder e Tate - Grande variação nas propriedades

$$Nu = 0,027 Re^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

faixa: $0,7 < Pr < 16700$ $Re > 10^4$ $(L/D) > 60$ Tubos lisos

μ_b e as propriedades do fluido a T_b , somente μ_w a T_w

(III.3) equação de Petukhov - mais precisa que as anteriores

$$Nu = \frac{Re \ Pr}{X} \left(\frac{f}{8}\right) \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^n \quad X = 1,07 + 12,7(Pr^{2/3} - 1) \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}$$

$n = 0,11$ para aquecimento com T_w uniforme ($T_w > T_b$)

$n = 0,25$ para resfriamento com T_w uniforme ($T_w < T_b$)

$n = 0$ para fluxo de calor uniforme na parede ou para gases

faixa: $10^4 < Re < 5 \times 10^6$ $0,5 < Pr < 2000$ $(L/D) > 60$

$0,008 < (\mu_b/\mu_w) < 40$ Propriedades a T_b , somente μ_w a T_w

para dutos lisos $f = (1,82 \log Re - 1,64)^{-2}$ com $Re > 10^4$

para dutos rugosos usar diagrama de MOODY

(III.4) equação de Nusselt

$$Nu = 0,036 Re^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{D}{L}\right)^{0,055} \quad \text{para } 10 < (L/D) < 400$$

propriedades do fluido a T_b

(III.5) equação de Notter e Sleicher

$$Nu = 5 + 0,016 Re^a Pr^b \quad a = 0,88 - \frac{0,24}{4 + Pr}$$

$$b = 0,33 + 0,5 e^{-0,6Pr}$$

faixa: $0,1 < Pr < 10^4$ $10^4 < Re < 10^6$ $(L/D) > 25$

propriedades a T_b

Observação final:

No caso de dutos de seção transversal diferente da circular, adotar no lugar do diâmetro D o diâmetro hidráulico DH .

$$DH = 4 \frac{A}{P}$$

A .. área da seção transversal com fluido escoando
 P .. perímetro molhado

Propriedades Termofísicas de gases a pressão atmosférica

OBS: Os valores de C_p , μ , k e Pr não são fortemente dependentes da pressão e podem ser usados em uma ampla faixa de pressões.

(1) ar (air)

T	ρ	C_p	$\mu \cdot 10^7$	$\nu \cdot 10^6$	$k \cdot 10^3$	$\alpha \cdot 10^6$	Pr
K	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	$\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	
100	3,5562	1,032	71,1	2,00	9,34	2,54	0,786
150	2,3364	1,012	103,4	4,426	13,8	5,84	0,758
200	1,7458	1,007	132,5	7,590	18,1	10,3	0,737
250	1,3947	1,006	159,6	11,44	22,3	15,9	0,720
300	1,1614	1,007	184,6	15,89	26,3	22,5	0,707
350	0,9950	1,009	208,2	20,92	30,0	29,9	0,700
400	0,8711	1,014	230,1	26,41	33,8	38,3	0,690
450	0,7740	1,021	250,7	32,39	37,3	47,2	0,686
500	0,6964	1,030	270,1	38,79	40,7	56,7	0,684
550	0,6329	1,040	288,4	45,57	43,9	66,7	0,683
600	0,5804	1,051	305,8	52,69	46,9	76,9	0,685
650	0,5356	1,063	322,5	60,21	49,7	87,3	0,690
700	0,4975	1,075	338,8	68,10	52,4	98,0	0,695
750	0,4643	1,087	354,6	76,37	54,9	109	0,702
800	0,4354	1,099	369,8	84,93	57,3	120	0,709
850	0,4097	1,110	384,3	93,80	59,6	131	0,716
900	0,3868	1,121	398,1	102,9	62,0	143	0,720
950	0,3666	1,131	411,3	112,2	64,3	155	0,723
1000	0,3482	1,141	424,4	121,9	66,7	168	0,726

(2) água na fase vapor (steam)

T	ρ	C_p	$\mu \cdot 10^6$	$\nu \cdot 10^6$	k	$\alpha \cdot 10^4$	Pr
K	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	$\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	
380	0,5863	2,060	12,71	21,6	0,0246	0,2036	1,060
400	0,5542	2,014	13,44	24,2	0,0261	0,2338	1,040
450	0,4902	1,980	15,25	31,1	0,0299	0,307	1,010
500	0,4405	1,985	17,04	38,6	0,0339	0,387	0,996
550	0,4005	1,997	18,84	47,0	0,0379	0,475	0,991
600	0,3652	2,026	20,67	56,6	0,0422	0,573	0,986
650	0,3380	2,056	22,47	64,4	0,0464	0,666	0,995
700	0,3140	2,085	24,26	77,2	0,0505	0,772	1,000
750	0,2931	2,119	26,04	88,8	0,0549	0,883	1,005
800	0,2739	2,152	27,86	102,0	0,0592	1,001	1,010
850	0,2579	2,186	29,69	115,2	0,0637	1,130	1,019

Propiedades Termofísicas de alguns líquidos saturados

RK - 002

(1) óleo de motor (engine oil)

T	ρ	C_p	$\mu \cdot 10^2$	$\nu \cdot 10^6$	$k \cdot 10^3$	$\alpha \cdot 10^7$	Pr
K	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	$\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	
273	899,1	1,796	385	4280	147	0,910	47000
280	895,3	1,827	217	2430	144	0,880	27500
290	890,0	1,868	99,9	1120	145	0,872	12900
300	884,1	1,909	48,6	550	145	0,859	6400
310	877,9	1,951	25,3	288	145	0,847	3400
320	871,8	1,993	14,1	161	143	0,823	1965
330	865,8	2,035	8,36	96,6	141	0,800	1205
340	859,9	2,076	5,31	61,7	139	0,779	793
350	853,9	2,118	3,56	41,7	138	0,763	546
360	847,8	2,161	2,52	29,7	138	0,753	395
370	841,8	2,206	1,86	22,0	137	0,738	300
380	836,0	2,250	1,41	16,9	136	0,723	233
390	830,6	2,294	1,10	13,3	135	0,709	187
400	825,1	2,337	0,874	10,6	134	0,695	152
410	818,9	2,381	0,698	8,52	133	0,682	125
420	812,1	2,427	0,564	6,94	133	0,675	103
430	806,5	2,471	0,470	5,83	132	0,662	88

(2) água (water)

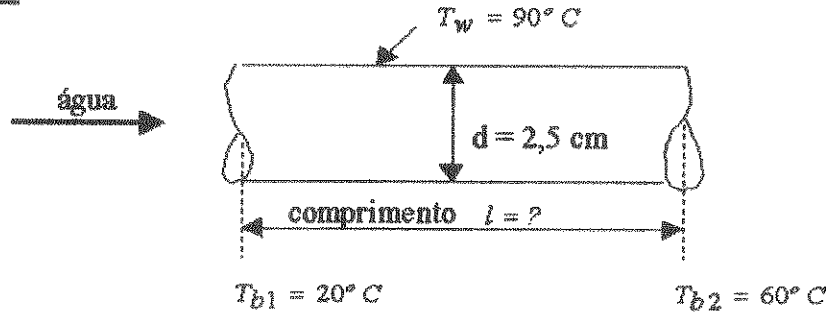
T	ρ	C_p	$\nu \cdot 10^6$	k	$\alpha \cdot 10^7$	Pr
°C	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	$\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	
0	1002,28	4,2178	1,788	0,552	1,308	13,6
20	1000,52	4,1818	1,006	0,597	1,430	7,02
40	994,59	4,1784	0,658	0,628	1,512	4,34
60	985,46	4,1843	0,478	0,651	1,554	3,02
80	974,08	4,1964	0,364	0,668	1,636	2,22
100	960,63	4,2161	0,294	0,680	1,680	1,74
120	945,25	4,250	0,247	0,685	1,708	1,446
140	928,27	4,283	0,214	0,684	1,724	1,241
160	909,69	4,342	0,190	0,680	1,729	1,099
180	889,03	4,417	0,173	0,675	1,724	1,004
200	866,76	4,505	0,160	0,665	1,706	0,937
220	842,41	4,610	0,150	0,652	1,680	0,891
240	815,66	4,756	0,143	0,635	1,639	0,871
260	785,87	4,949	0,137	0,611	1,577	0,874
280	752,55	5,208	0,135	0,580	1,481	0,910
300	714,26	5,728	0,135	0,540	1,324	1,019

Exercícios resolvidos de convecção

René Khattar

1.0 Água a uma vazão de 0,8 kg/s é aquecida de 20 para 60 °C, em um tubo de 2,5cm de diâmetro e cuja superfície é mantida a 90°C. Qual deve ser o comprimento do tubo para promover este aquecimento?

Solução



$$\dot{m} = \rho A V \quad \text{no caso de tubo, } A = \frac{\pi d^2}{4}, \text{ assim, } \dot{m} = \rho \frac{\pi d^2}{4} V \quad \text{ou} \quad V = \frac{4\dot{m}}{\pi d^2 \rho}$$
$$Re = \frac{\rho V d}{\mu} = \frac{V d}{\nu} \quad \text{mas } V = \frac{4\dot{m}}{\pi d^2 \rho} \quad \text{então} \quad Re = \frac{d}{\nu} \frac{4\dot{m}}{\pi d^2 \rho} = \frac{4\dot{m}}{\pi d \rho \nu} = \frac{4\dot{m}}{\pi d \mu} \quad (\text{guarde esta relação})$$

$$\text{Valor das propriedades na temperatura média, } T_b = \frac{T_{b1} + T_{b2}}{2} = \frac{20 + 60}{2} = 40^\circ\text{C}$$

Na tabela para a água, a $T_b = 40^\circ\text{C}$, vem $\rho = 994,59 \text{ kg/m}^3$,

$$c_p = 4,1784 \text{ kJ/(kgK)} = 4178,4 \text{ J/(kgK)}, \quad \nu = 0,658 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, \quad k = 0,628 \text{ W/(mK)}, \quad Pr = 4,34.$$

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi d \rho \nu} = \frac{4 \cdot 0,8}{\pi \cdot 2,5 \cdot 10^{-2} \cdot 994,59 \cdot 0,658 \cdot 10^{-6}} = 62257 > 2300 \quad (\text{turbulento})$$

Equação de Dittus e Boelter

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \quad \text{no caso, } n = 0,4 \text{ pois } T_w = 90^\circ\text{C} > T_b = 40^\circ\text{C}.$$

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} = 0,023 \cdot (62257)^{0,8} \cdot (4,34)^{0,4} = 283,19$$

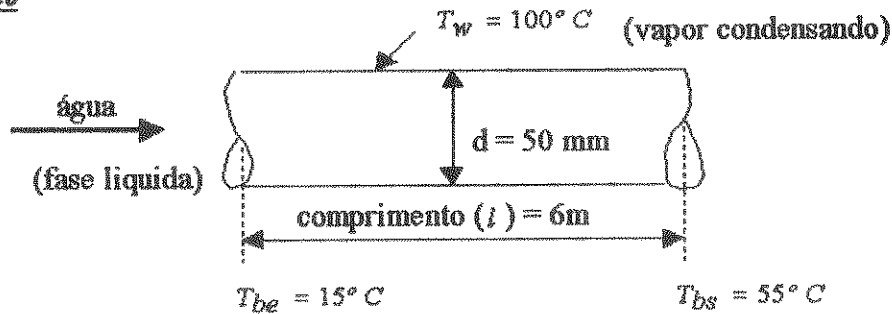
$$\frac{h d}{k} = 283,19 \quad \text{ou} \quad h = \frac{283,19 k}{d} = \frac{283,19 \cdot 0,628}{2,5 \cdot 10^{-2}} = 7113,7 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

$$\text{Do balanço energético, } q = h \pi d l (T_w - T_b) = \dot{m} c_p (T_{b2} - T_{b1})$$

$$\text{assim } l = \frac{\dot{m} c_p (T_{b2} - T_{b1})}{h \pi d (T_w - T_b)} = \frac{0,8 \cdot 4178,4 (60 - 20)}{7113,7 \cdot \pi \cdot 2,5 \cdot 10^{-2} (90 - 40)} = 4,8 \text{ m}$$

2.0 Vapor condensando na superfície externa de um duto circular muito fino de 50 mm de diâmetro e 6 m de comprimento, mantém uma temperatura de 100°C na superfície. Água escoando pelo duto com $\dot{m} = 0,25 \text{ kg/s}$, e as temperaturas da água na entrada e saída são respectivamente, $T_{be} = 15^\circ\text{C}$ e $T_{bs} = 55^\circ\text{C}$. Qual é o coeficiente de convecção médio associado com o escoamento de água?

Solução



Do balanço energético, $q = h\pi dl(T_w - T_b) = \dot{m}cp(T_{bs} - T_{be})$ (eq.1)

$$T_b = \frac{T_{be} + T_{bs}}{2} = \frac{15 + 55}{2} = 35^\circ\text{C}$$

Na tabela de água, por interpolação

T	cp
°C	kJ/(kgK)
20	4,1818
35	cp(35)
40	4,1784

$$\frac{cp(35) - 4,1818}{4,1784 - 4,1818} = \frac{35 - 20}{40 - 20} \text{ de onde, } cp(35) = 4,1793 \text{ kJ/(kgK)} = 4179,3 \text{ J/(kgK)}$$

da (eq.1) $q = h\pi dl(T_w - T_b) = \dot{m}cp(T_{bs} - T_{be})$, isolando o coeficiente de convecção (h), vem:

$$h = \frac{\dot{m}cp(T_{bs} - T_{be})}{\pi dl(T_w - T_b)} = \frac{0,25 \cdot 4179,3 \cdot (55 - 15)}{\pi \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot (100 - 35)} = 682,2 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

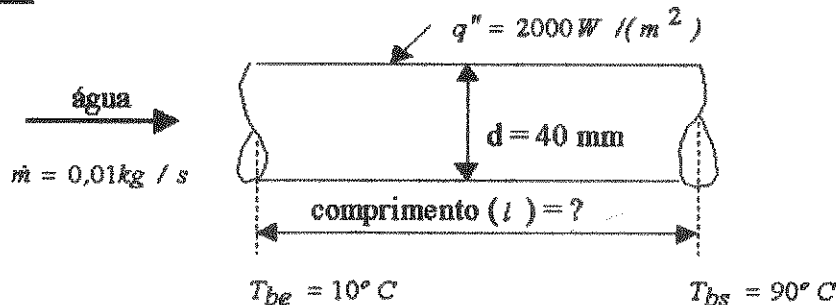
$$h = 682,2 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

$$Re = \frac{4 \dot{m}}{\pi D \mu} = \frac{4 \dot{m}}{\pi D \mu}$$

3.0 Um conceito usado para captação de energia solar envolve a colocação de um tubo no ponto focal de um refletor parabólico e passar o fluido pelo interior do tubo. O modelamento deste sistema pode ser aproximado com a hipótese de aquecimento uniforme na superfície do tubo. Isto é o fluxo de calor que aquece o fluido (q''), pode ser considerado constante ao longo do eixo do tubo. Considere um sistema em operação com um tubo de diâmetro de 40 mm, em um dia de sol para o qual $q'' = 2000 \text{ W/(m}^2\text{)}$.

- (a) se água escoar pelo tubo a uma vazão de $0,01 \text{ kg/s}$ com uma temperatura bulk na entrada de 10°C , qual será o comprimento do tubo para se obter uma temperatura bulk na saída de 90°C .
 (b) qual será a temperatura da parede do tubo na saída, onde condições de escoamento desenvolvido pode ser assumido.

Solução



- (a) $\dot{m} = 0,01 \text{ kg/s}$, $T_{be} = 10^\circ\text{C}$, $T_{bs} = 90^\circ\text{C}$, $l = ?$

$$T_b = \frac{T_{be} + T_{bs}}{2} = \frac{10 + 90}{2} = 50^\circ\text{C}$$

$$q'' = \frac{q}{A} \text{ então } q''A = \dot{m}c_p(T_{bs} - T_{be}) \text{ ou } q''\pi dl = \dot{m}c_p(T_{bs} - T_{be})$$

$$l = \frac{\dot{m}c_p(T_{bs} - T_{be})}{q''\pi d} \text{ (eq.1), } c_p \text{ da tabela para a água na temperatura } T_b,$$

“tirando” a média aritmética entre 40 e 60°C , vem: $c_p = 4,1814 \cdot 10^3 \text{ J/(kgK)}$

Substituindo na (eq.1) os valores com as unidades, vem: $l = 13,3 \text{ m}$

$$(b) Re = \frac{4\dot{m}}{\pi d \rho \nu} = \frac{4 \cdot 0,01}{\pi \cdot 40 \cdot 10^{-3} \cdot 967,36 \cdot 0,329 \cdot 10^{-6}} = 1000,2 < 2300 \text{ (regime laminar)}$$

laminar – desenvolvido com $q'' = \text{constante}$, das correlações

$$Nu = 4,364, \text{ mas } Nu = \frac{hd}{k} \text{ ou seja, } h = \frac{Nuk}{d}, k(90) = 0,674 \text{ W/(mK)}$$

$$h = \frac{0,674 \cdot 4,364}{40 \cdot 10^{-3}} = 73,53 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

$$q = q''A = \dot{m}c_p(T_{bs} - T_{be}) = hA(T_{ws} - T_{bs}) \text{ ou } q''A = hA(T_{ws} - T_{bs})$$

$$q'' = h(T_{ws} - T_{bs}) \text{ ou } T_{ws} = T_{bs} + \frac{q''}{h} = 90 + \frac{2000}{73,53}, \text{ ou seja } T_{ws} = 117,2^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}c_p(T_{bs} - T_{be}) = hA(T_{ws} - T_{bs})$$

$$h = \frac{\dot{m}c_p(T_{bs} - T_{be})}{(T_{ws} - T_{bs})\pi D L} = \frac{0,01 \cdot 4,1814 \cdot 10^3 (90 - 10)}{\pi \cdot 0,040 \cdot 13,3 \cdot (117,2 - 50)} = 73,58$$