

DISCIPLINA: TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PROF. Dr. Rodrigo Lisita Ribera

Aluno: _____ Matrícula: _____

Convecção e Trocadores de Calor

LEIA COM ATENÇÃO TODAS AS INSTRUÇÕES ABAIXO.

1. É obrigatório o preenchimento de TODOS os campos do cabeçalho.
2. **Esta avaliação tem valor total de 10,0 pontos.**
3. Prova sem consulta.
4. Essa avaliação compreende testes de múltipla escolha e questões discursivas.
5. As questões de múltipla escolha obrigatoriamente deverão ser marcadas no gabarito.
6. As questões discursivas deverão ser respondidas exclusivamente no espaço destinado às respostas e com TODAS as suas resoluções.
7. Questões respondidas com dados em desacordo aos fornecidos no enunciado serão anuladas.
8. Não é permitido utilizar folha adicional para cálculo ou rascunho.
9. Faça a prova com tinta azul ou preta, não terá direito a reclamações posteriores questões feitas a lápis.
10. Desligue o celular e observe o tempo disponível para resolução.
11. Tempo de prova: 90 minutos
12. A interpretação do enunciado é parte da avaliação.
13. É permitido apenas o uso de calculadora científica não programável.

Questão	A	B	C	D	E
1					
2					
3					
4					
5	Discursiva				
6	Discursiva				

DISCIPLINA: TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PROF. Dr. Rodrigo Lisita Ribera

Aluno: _____ Matrícula: _____

Convecção e Trocadores de Calor

Questão 01 – Valor 1,0

O ar a 20°C escoia sobre a superfície de uma placa de 4 metros de comprimento e 3 metros de largura cuja temperatura é de 80 °C com uma velocidade de 5 m/s. A taxa de transferência de calor para uma região de escoamento superfície é: **(demonstre os cálculos)**

- a) Entre 0 e 950 W.
- b) Entre 1.037 W e 2073.99W
- c) Entre 2.074 W e 2639.99W
- d) Entre 2.640 W e 3075W
- e) Maior do que 3.075 W.

DISCIPLINA: TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PROF. Dr. Rodrigo Lisita Ribera

Aluno: _____ Matrícula: _____

Convecção e Trocadores de Calor

Questão 02 – Valor 1,0

Em uma aplicação particular envolvendo escoamento de ar sobre uma superfície aquecida, a distribuição de temperatura na camada limite pode ser aproximada pela seguinte equação:

$$\frac{T - T_s}{T_\infty - T_s} = 1 - \exp\left(-Pr \frac{u_\infty y}{\nu}\right)$$

y a distância normal à superfície e $Pr=0,7$. Se $T_\infty=400\text{ K}$, $T_s=300\text{ K}$ e $\frac{u_\infty}{\nu}=5000\text{ m}^{-1}$, o fluxo de calor na superfície,

em valor absoluto, é:

- a) Entre 0 e 5000W
- b) Entre 5001W e 7500W
- c) Entre 7501 W e 9000W
- d) Entre 9001W e 10500W
- e) Maior do que 10501 W

DISCIPLINA: TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PROF. Dr. Rodrigo Lisita Ribera

Aluno: _____ Matrícula: _____

Convecção e Trocadores de Calor

Questão 03 – Valor 1,0

Considere uma esfera com diâmetro de 20mm e uma temperatura superficial de 60 graus Celsius, imersa em um fluido com temperatura de 30 graus celsius e velocidade de 2,5m/s. A força de arrasto e a taxa de transferência de calor quando o fluido é água são de:

- a) $0,500 < F \text{ [N]} \leq 0,600$; $500 < q \text{ [W]} \leq 600$
- a) $0,400 < F \text{ [N]} \leq 0,500$; $500 < q \text{ [W]} \leq 600$
- a) $0,300 < F \text{ [N]} \leq 0,400$; $400 < q \text{ [W]} \leq 500$
- a) $0,200 < F \text{ [N]} \leq 0,300$; $300 < q \text{ [W]} \leq 500$
- a) $0,100 < F \text{ [N]} \leq 0,200$; $100 < q \text{ [W]} \leq 300$

Formulas:

$$C_d = \frac{F_d}{A_f \left(\rho \frac{V^2}{2} \right)}, \text{ Af=Área frontal. } Reynolds = \frac{\rho V D}{\mu}, \bar{Nu} = \frac{\bar{h} L}{\kappa}$$

Para o cálculo de Nusselt, utilize a correlação de Whitaker:

$$\bar{Nu}_D = 2 + \left[0,4 \mathcal{R}_D^{1/2} + 0,06 \mathcal{R}_D^{2/3} \right] Pr^{0,4} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right),$$

sendo todas as propriedades avaliadas a T_∞ , exceto μ_s , que é avaliada à temperatura da superfície.

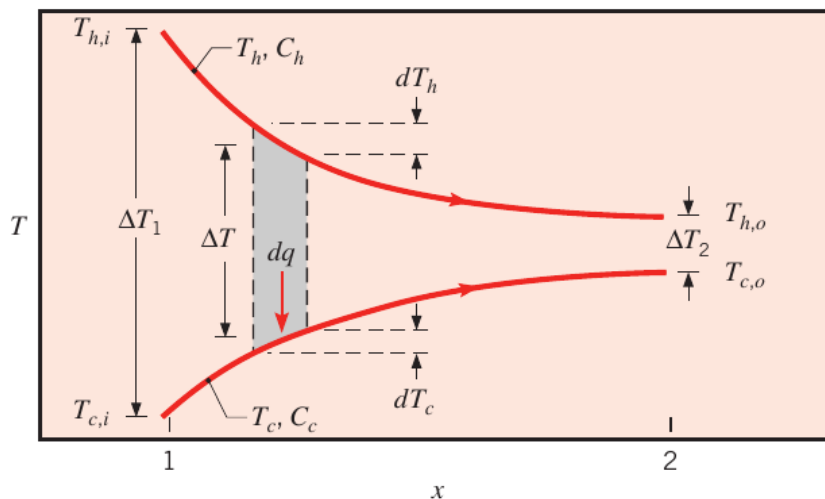
DISCIPLINA: TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PROF. Dr. Rodrigo Lisita Ribera

Aluno: _____ Matrícula: _____

Convecção e Trocadores de Calor

Questão 04 – Valor 1,0 (0,25 pontos por item)

Em um trocador de calor é obtido o seguinte perfil de temperaturas:



Marque Verdadeiro ou Falso para as seguintes afirmativas:

- () O escoamento é paralelo
- () É possível que o fluido frio saia com temperatura maior do que a temperatura de entrada do fluido quente
- () Se a vazão mássica do fluido quente aumentar, mantendo-se os demais parâmetros iguais, a temperatura de saída do fluido quente irá aumentar
- () Aumentando o comprimento do trocador a diferença de temperatura na saída do trocador será maior.

DISCIPLINA: TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PROF. Dr. Rodrigo Lisita Ribera

Aluno: _____ Matrícula: _____

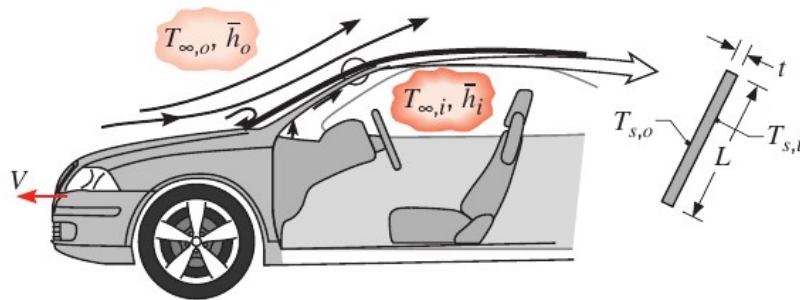
Convecção e Trocadores de Calor

Questão 05 – Valor 3,0

O descongelamento do para-brisas de um veículo para locais de clima frio funciona através do lançamento de ar quente no lado interno do mesmo. Para prevenir condensação do vapor de água na superfície, a temperatura do ar e o coeficiente de convecção médio devem ser grandes suficientes para manter uma temperatura da superfície $T_{s,i}$ que seja igual ou maior que o ponto de condensação da água (T_{dp}). Considere um para-brisas com comprimento $L=800\text{mm}$ e espessura $t=6\text{mm}$, e condições em que o veículo viaja a 110Km/h num ambiente em que a temperatura do ar é de -15 graus Celsius. De resultados de experimentos em laboratório realizados num modelo do veículo, o coeficiente de convecção médio na superfície externa do para-brisas é determinado pela correlação

$$\text{Nu}L = 0,030(\text{Re}L^{0,8})[\text{Pr}^{1/3}].$$

As propriedades do ar podem ser aproximadas por $k=0,023\text{W/mK}$, viscosidade cinemática de $12,5 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ e $\text{Pr}=0,71$. Se a temperatura $T_{dp}=10$ graus Celsius e a temperatura do ar interno é de 50 graus Celcius, qual o menor valor para o coeficiente de convecção médio no lado interno necessário para evitar condensação?



DISCIPLINA: TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PROF. Dr. Rodrigo Lisita Ribera

Aluno: _____ Matrícula: _____

Convecção e Trocadores de Calor

Questão 05 – Espaço para resolução

DISCIPLINA: TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PROF. Dr. Rodrigo Lisita Ribera

Aluno: _____ Matrícula: _____

Convecção e Trocadores de Calor

Questão 06 – Valor 3,0

Um trocador casco e tubo com área total de 30m^2 tem óleo de motor entrando a 3Kg/s , 70°C , e água entrando a 10°C , 12Kg/s . O coeficiente de transferência de calor global é $110\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

Determine:

- a) A taxa de transferência de Calor (1,5 pontos)
- b) As temperaturas na saída (1,5 pontos)

DISCIPLINA: TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PROF. Dr. Rodrigo Lisita Ribera

Aluno: _____ Matrícula: _____

Convecção e Trocadores de Calor

Formulário

$$v = \frac{V}{m} \quad h_{lv} = h_v - h_l \quad Q = m(h_2 - h_1) \quad x = \frac{m_{vap}}{m} \quad W = \int_1^2 p dV$$

$$\dot{Q} = kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad \dot{m} = \rho_1 V (N_T S_T L) \quad Nu_{D, N_L} = \frac{hD}{k}$$

$$x = \frac{m_{vap}}{m} \quad v = \frac{V}{m} \quad \rho = \frac{m}{V} \quad u = u_l + x u_{lv} \quad u_{lv} = u_v - u_l$$

$$\dot{Q} = -kA \frac{dT}{dx} \quad \dot{Q} = hA \Delta T \quad \dot{Q} = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{amb}^4) \quad W = \int_1^2 p dV$$

$$E = U + EC + EP \quad h = u + pv \quad \dot{E} = \dot{Q} + \dot{W} \quad F_D = \frac{1}{2} C_D \rho V^2 A$$

$$\mathcal{R} = \frac{\rho V x}{\mu} = \frac{V x}{\nu} \quad Nu_{D, N_L} = F \cdot Nu_D \quad \dot{Q} = h A_s \Delta T_{\ln} = \dot{m} c_p (T_s - T_e)$$

$$A_s = \pi D L \quad \dot{W}_{bomba} = \dot{V} \Delta P = \frac{\dot{m} \Delta P}{\rho}$$

$$\Delta T_{\ln} = \frac{(T_s - T_{sai}) - (T_s - T_{ent})}{\ln \left[\frac{(T_s - T_{sai})}{(T_s - T_{ent})} \right]}$$

$$T_{sai} = T_s - (T_s - T_{ent}) \cdot e^{\left(\frac{-A_s \cdot h}{\dot{m} \cdot c_p} \right)}$$

$$\Delta P = N_L f x \frac{\rho V_{máx}^2}{2}$$

$$NTU = NUT = \frac{UA}{C_{min}}$$

$$C = \dot{m} \cdot c_p$$

$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}}; \quad q_{max} = C_{min} \cdot \Delta T_{max}$$

DISCIPLINA: TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PROF. Dr. Rodrigo Lisita Ribera

Aluno: _____ Matrícula: _____

Convecção e Trocadores de Calor

1	Difusividade térmica:	$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot C_p}$
2	Número de Prandtl:	$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha}$

3	$Re_D \equiv \frac{\rho u_m D}{\mu} = \frac{u_m D}{\nu}$ (8.1)	Número de Reynolds em dutos, dutos não circulares $D=D_h$
4	$Re_{Dc}=2300$	Número de Reynolds crítico em dutos
5	$D_h \equiv \frac{4A_c}{P}$ (8.66)	Diâmetro hidráulico
6	$\left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05 Re_D$ (8.3)	Comprimento de entrada laminar
7	$x_{cd,turb}/D > 10$	Comprimento de entrada turbulento: fluidodinâmico e térmico
8	$\left(\frac{x_{fd,t}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05 Re_D Pr$ (8.23)	Comprimento de entrada térmico laminar
9	$m = \rho u_m A_c$ (8.5)	Vazão mássica
10	$q = m c_p (T_{out} - T_{in})$ (1.12e)	Taxa de transferencia de calor
11	$\frac{T_s - T_m(x)}{T_s - T_{m,i}} = \exp\left(-\frac{Px}{mc_p} \bar{h}\right) \quad T_s = \text{constant}$ (8.42)	Variação da temperatura do fluido ao longo do comprimento do duto.
12	$q_{conv} = \bar{h} A_s \Delta T_{lm} \quad T_s = \text{constant}$ (8.43)	Taxa de transferência de calor
13	$\Delta T_{lm} \equiv \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_i)}$ (8.44)	Temperatura média logaritmica
14	$\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} = \frac{T_\infty - T_{m,o}}{T_\infty - T_{m,i}} = \exp\left(-\frac{\bar{U} A_s}{mc_p}\right)$ (8.45a)	Variação da temperatura do fluido ao longo do comprimento do duto.
15	$q = \bar{U} A_s \Delta T_{lm}$ (8.46a)	Taxa de transferência de calor
16	$Gz_D \equiv (D/x) Re_D Pr$ (8.56)	Número de Graetz

DISCIPLINA: TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PROF. Dr. Rodrigo Lisita Ribera

Aluno: _____ Matrícula: _____

Convecção e Trocadores de Calor

TABLE 7.7 Summary of convection heat transfer correlations for external flow^{a,b}

Correlation		Geometry	Conditions ^c
$\delta = 5x Re_x^{-1/2}$	(7.19)	Flat plate	Laminar, T_f
$C_{f,x} = 0.664 Re_x^{-1/2}$	(7.20)	Flat plate	Laminar, local, T_f
$Nu_x = 0.332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$	(7.23)	Flat plate	Laminar, local, T_f , $Pr \geq 0.6$
$\delta_t = \delta Pr^{-1/3}$	(7.24)	Flat plate	Laminar, T_f
$\bar{C}_{f,x} = 1.328 Re_x^{-1/2}$	(7.29)	Flat plate	Laminar, average, T_f
$\bar{Nu}_x = 0.664 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$	(7.30)	Flat plate	Laminar, average, T_f , $Pr \geq 0.6$
$Nu_x = 0.564 Pe_x^{1/2}$	(7.32)	Flat plate	Laminar, local, T_f , $Pr \leq 0.05$, $Pe_x \geq 100$
$C_{f,x} = 0.0592 Re_x^{-1/5}$	(7.34)	Flat plate	Turbulent, local, T_f , $Re_x \leq 10^8$
$\delta = 0.37x Re_x^{-1/5}$	(7.35)	Flat plate	Turbulent, T_f , $Re_x \leq 10^8$

TABLE 7.7 (Continued)

Correlation		Geometry	Conditions ^c
$Nu_x = 0.0296 Re_x^{4/5} Pr^{1/3}$	(7.36)	Flat plate	Turbulent, local, T_f , $Re_x \leq 10^8$, $0.6 \leq Pr \leq 60$
$\bar{C}_{f,L} = 0.074 Re_L^{-1/5} - 1742 Re_L^{-1}$	(7.40)	Flat plate	Mixed, average, T_f , $Re_{x,c} = 5 \times 10^5$, $Re_L \leq 10^8$
$\bar{Nu}_L = (0.037 Re_L^{4/5} - 871) Pr^{1/3}$	(7.38)	Flat plate	Mixed, average, T_f , $Re_{x,c} = 5 \times 10^5$, $Re_L \leq 10^8$, $0.6 \leq Pr \leq 60$
$\bar{Nu}_D = C Re_D^m Pr^{1/3}$ (Table 7.2)	(7.52)	Cylinder	Average, T_f , $0.4 \leq Re_D \leq 4 \times 10^5$, $Pr \geq 0.7$
$\bar{Nu}_D = C Re_D^m Pr^n (Pr/Pr_s)^{1/4}$ (Table 7.4)	(7.53)	Cylinder	Average, T_∞ , $1 \leq Re_D \leq 10^6$, $0.7 \leq Pr \leq 500$
$\bar{Nu}_D = 0.3 + [0.62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3} \times [1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{-1/4}] \times [1 + (Re_D/282,000)^{5/8}]^{4/5}$	(7.54)	Cylinder	Average, T_f , $Re_D Pr \geq 0.2$
$\bar{Nu}_D = 2 + (0.4 Re_D^{1/2} + 0.06 Re_D^{2/3}) Pr^{0.4} \times (\mu/\mu_s)^{1/4}$	(7.56)	Sphere	Average, T_∞ , $3.5 \leq Re_D \leq 7.6 \times 10^4$, $0.71 \leq Pr \leq 380$, $1.0 \leq (\mu/\mu_s) \leq 3.2$
$\bar{Nu}_D = 2 + 0.6 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}$	(7.57)	Falling drop	Average, T_∞
$\bar{Nu}_D = C_1 C_2 Re_{D,max}^m Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{1/2}$ (Tables 7.5, 7.6)	(7.58), (7.59)	Tube bank ^d	Average, $\bar{T}$, $10 \leq Re_D \leq 2 \times 10^6$, $0.7 \leq Pr \leq 500$
Single round nozzle	(7.71)	Impinging jet	Average, T_f , $2000 \leq Re \leq 4 \times 10^5$, $2 \leq (H/D) \leq 12$, $2.5 \leq (r/D) \leq 7.5$
Single slot nozzle	(7.75)	Impinging jet	Average, T_f , $3000 \leq Re \leq 9 \times 10^4$, $2 \leq (H/W) \leq 10$, $4 \leq (x/W) \leq 20$
Array of round nozzles	(7.73)	Impinging jet	Average, T_f , $2000 \leq Re \leq 10^5$, $2 \leq (H/D) \leq 12$, $0.004 \leq A_r \leq 0.04$
Array of slot nozzles	(7.77)	Impinging jet	Average, T_f , $1500 \leq Re \leq 4 \times 10^4$, $2 \leq (H/W) \leq 80$, $0.008 \leq A_r \leq 2.5 A_{r,o}$
$\epsilon \bar{j}_H = \epsilon \bar{j}_w = 2.06 Re_D^{-0.575}$	(7.81)	Packed bed of spheres ^d	Average, $\bar{T}$, $90 \leq Re_D \leq 4000$, Pr (or Sc) ≈ 0.7

^aCorrelations in this table pertain to isothermal surfaces; for special cases involving an unheated starting length or a uniform surface heat flux, see Section 7.2.4 or 7.2.5.

^bWhen the heat and mass transfer analogy is applicable, the corresponding mass transfer correlations may be obtained by replacing Nu and Pr by Sh and Sc , respectively.

^cThe temperature listed under "Conditions" is the temperature at which properties should be evaluated.

^dFor tube banks and packed beds, properties are evaluated at the average fluid temperature, $\bar{T} = (T_i + T_o)/2$.

DISCIPLINA: TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PROF. Dr. Rodrigo Lisita Ribera

Aluno: _____ Matrícula: _____

Convecção e Trocadores de Calor

TABLE 8.4 Summary of convection correlations for flow in a circular tube^{a,b,e}

Correlation		Conditions
$f = 64/Re_D$	(8.19)	Laminar, fully developed
$Nu_D = 4.36$	(8.53)	Laminar, fully developed, uniform q_s''
$Nu_D = 3.66$	(8.55)	Laminar, fully developed, uniform T_s
$\overline{Nu}_D = 3.66 + \frac{0.0668 Gz_D}{1 + 0.04 Gz_D^{2/3}}$	(8.57)	Laminar, thermal entry (or combined entry with $Pr \geq 5$), uniform T_s , $Gz_D = (D/x) Re_D Pr$
$\overline{Nu}_D = \frac{\frac{3.66}{\tanh[2.264 Gz_D^{-1/3} + 1.7 Gz_D^{-2/3}]} + 0.0499 Gz_D \tanh(Gz_D^{-1})}{\tanh(2.432 Pr^{1/6} Gz_D^{-1/6})}$	(8.58)	Laminar, combined entry, $Pr \geq 0.1$, uniform T_s , $Gz_D = (D/x) Re_D Pr$
$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left[\frac{e/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re_D \sqrt{f}} \right]$	(8.20) ^c	Turbulent, fully developed
$f = (0.790 \ln Re_D - 1.64)^{-2}$	(8.21) ^c	Turbulent, fully developed, smooth walls, $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$
$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n$	(8.60) ^d	Turbulent, fully developed, $0.6 \leq Pr \leq 160$, $Re_D \geq 10,000$, $(L/D) \geq 10$, $n = 0.4$ for $T_s > T_m$ and $n = 0.3$ for $T_s < T_m$
$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	(8.61) ^d	Turbulent, fully developed, $0.7 \leq Pr \leq 16,700$, $Re_D \geq 10,000$, $L/D \geq 10$
$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000) Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	(8.62) ^d	Turbulent, fully developed, $0.5 \leq Pr \leq 2000$, $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$, $(L/D) \geq 10$
$Nu_D = 4.82 + 0.0185(Re_D Pr)^{0.827}$	(8.64)	Liquid metals, turbulent, fully developed, uniform q_s'' , $3.6 \times 10^3 \leq Re_D \leq 9.05 \times 10^5$, $3 \times 10^{-3} \leq Pr \leq 5 \times 10^{-2}$, $10^2 \leq Re_D Pr \leq 10^4$
$Nu_D = 5.0 + 0.025(Re_D Pr)^{0.8}$	(8.65)	Liquid metals, turbulent, fully developed, uniform T_s , $Re_D Pr \geq 100$

DISCIPLINA: TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PROF. Dr. Rodrigo Lisita Ribera

Aluno: _____ Matrícula: _____

Convecção e Trocadores de Calor

Grupo	Definição
Número de Biot (Bi)	$\frac{hL}{k_s}$
Número de Biot da transferência de massa (Bi_m)	$\frac{h_m L}{D_{AB}}$
Número de Bond (Bo)	$\frac{g(\rho_l - \rho_v)L^2}{\sigma}$
Coefficiente de atrito (C_f)	$\frac{\tau_s}{\rho V^2/2}$
Número de Eckert (Ec)	$\frac{V^2}{c_p(T_s - T_\infty)}$
Número de Fourier (Fo)	$\frac{\alpha t}{L^2}$
Número de Fourier da transferência de massa (Fo_m)	$\frac{D_{AB} t}{L^2}$
Fator de atrito (f)	$\frac{\Delta p}{(L/D)(\rho u_m^2/2)}$
Número de Grashof (Gr_L)	$\frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2}$
Fator j de Colburn (j_C)	$St Pr^{2/3}$
Fator j de Colburn (j_m)	$St_m Sc^{2/3}$
Número de Jakob (Ja)	$\frac{c_p(T_s - T_{sat})}{h_{fg}}$

Número de Peclet (Pe_L) $\frac{VL}{\alpha} = Re_L Pr$

Número de Prandtl (Pr) $\frac{c_p \mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha}$

Número de Schmidt (Sc) $\frac{\nu}{D_{AB}}$

Número de Sherwood (Sh_L) $\frac{h_m L}{D_{AB}}$

Número de Stanton (St) $\frac{h}{\rho V c_p} = \frac{Nu_L}{Re_L Pr}$

Número de Stanton da
transferência de massa (St_m) $\frac{h_m}{V} = \frac{Sh_L}{Re_L Sc}$

Número de Weber (We) $\frac{\rho V^2 L}{\sigma}$

Aluno: _____ Matrícula: _____

Convecção e Trocadores de Calor

Coeficientes médios de atrito para uma placa plana:

Laminar: $C_f = \frac{1,33}{Re_L^{1/2}}, \quad Re_L < 5 \times 10^5$

Turbulento: $C_f = \frac{0,074}{Re_L^{1/5}}, \quad 5 \times 10^5 \leq Re_L \leq 10^7$

Combinado: $C_f = \frac{0,074}{Re_L^{1/5}} - \frac{1742}{Re_L}, \quad 5 \times 10^5 \leq Re_L \leq 10^7$

Nusselt médio para escoamento em placas planas.

Laminar: $Nu = \frac{hL}{k} = 0,664 Re_L^{0,5} Pr^{1/3}, \quad Re_L < 5 \times 10^5$

Turbulento:

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0,037 Re_L^{0,8} Pr^{1/3}, \quad \begin{matrix} 0,6 \leq Pr \leq 60 \\ 5 \times 10^5 \leq Re_L \leq 10^7 \end{matrix}$$

Combinado:

$$Nu = \frac{hL}{k} = (0,037 Re_L^{0,8} - 871) Pr^{1/3}, \quad \begin{matrix} 0,6 \leq Pr \leq 60 \\ 5 \times 10^5 \leq Re_L \leq 10^7 \end{matrix}$$

Para escoamento cruzado entre cilindros e esferas:

$$Nu_{cil} = \frac{hD}{k} = 0,3 + \frac{0,62 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5}$$

que é válido para $Re Pr > 0,2$, e

$$Nu_{esf} = \frac{hD}{k} = 2 + [0,4 Re^{1/2} + 0,06 Re^{2/3}] Pr^{0,4} \left(\frac{\mu_{\infty}}{\mu_s} \right)^{1/4}$$

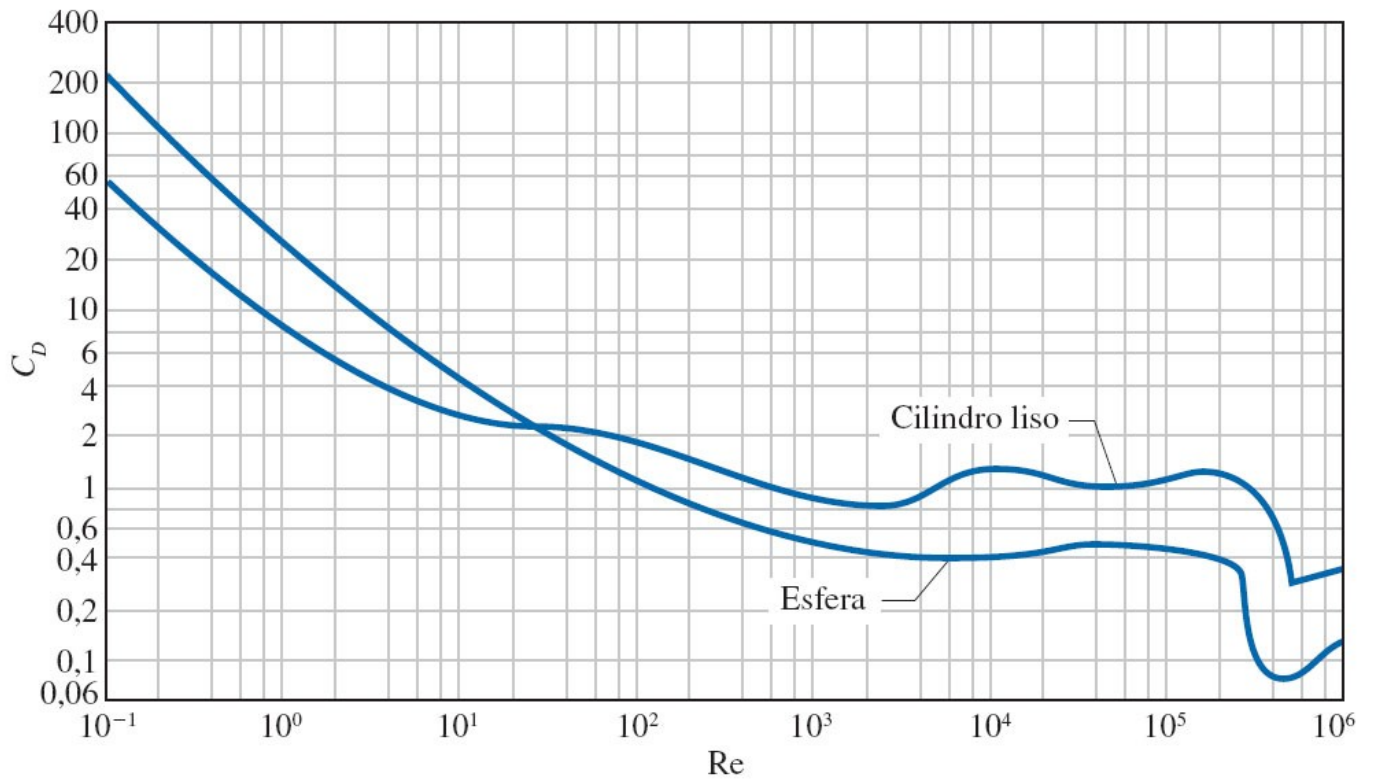
que é válido para $3,5 \leq Re \leq 80000$ e $0,7 \leq Pr \leq 380$. As

Velocidade máxima em escoamento em banco de tubos:

DISCIPLINA: TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PROF. Dr. Rodrigo Lisita Ribera

Aluno: _____ Matrícula: _____

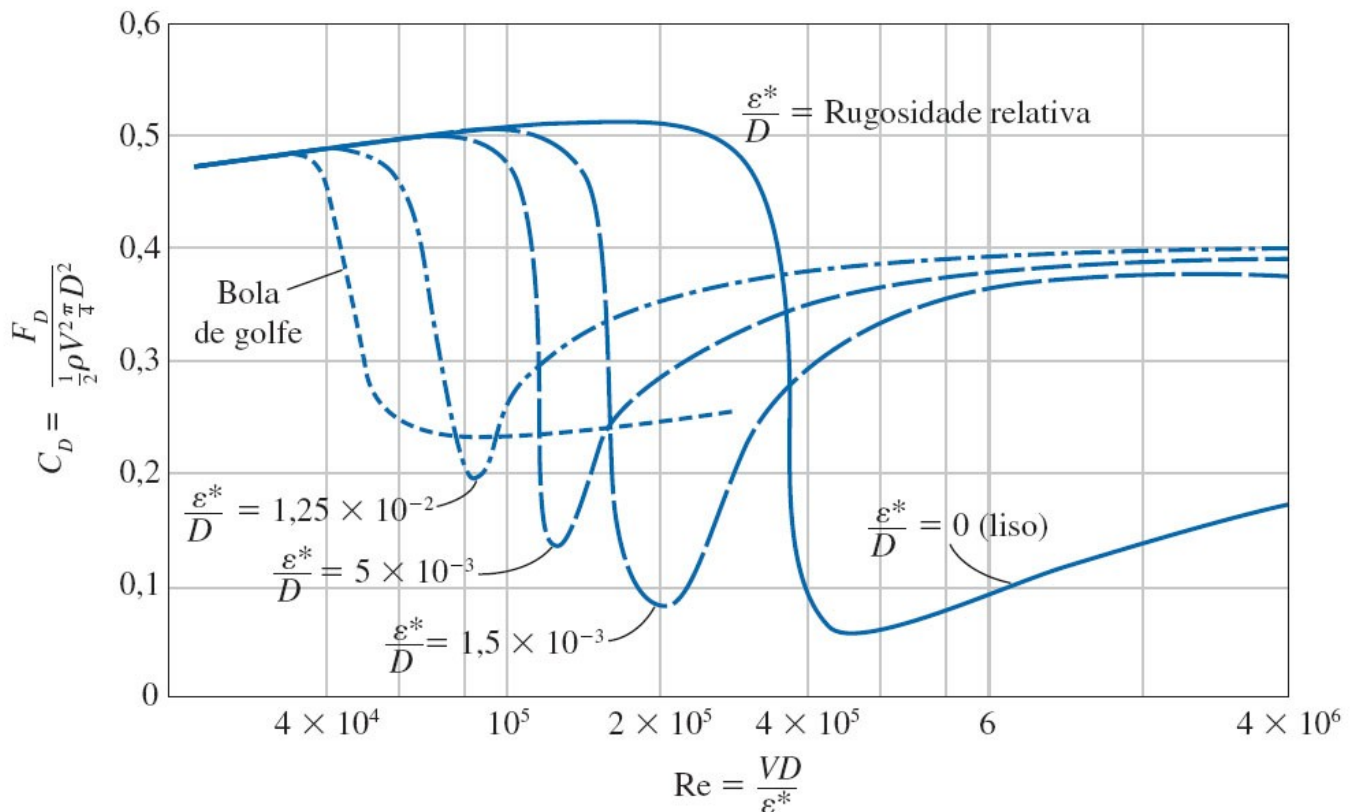
Convecção e Trocadores de Calor



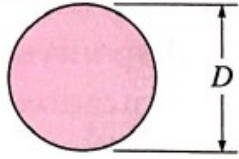
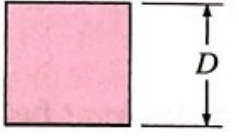
DISCIPLINA: TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PROF. Dr. Rodrigo Lisita Ribera

Aluno: _____ Matrícula: _____

Convecção e Trocadores de Calor



Correlações empíricas para o número médio de Nusselt para convecção forçada sobre cilindros circulares e não circulares em escoamento cruzado (de Zukauskas, 1972, e Jakob, 1949)

Seção transversal do cilindro	Fluido	Faixa de Re	Número de Nusselt
Círculo 	Gás ou líquido	0,4–4	$Nu = 0,989 Re^{0,330} Pr^{1/3}$
		4–40	$Nu = 0,911 Re^{0,385} Pr^{1/3}$
		40–4000	$Nu = 0,683 Re^{0,466} Pr^{1/3}$
		4000–40000	$Nu = 0,193 Re^{0,618} Pr^{1/3}$
		40000–400000	$Nu = 0,027 Re^{0,805} Pr^{1/3}$
Quadrado 	Gás	5000–100000	$Nu = 0,102 Re^{0,675} Pr^{1/3}$

DISCIPLINA: TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PROF. Dr. Rodrigo Lisita Ribera

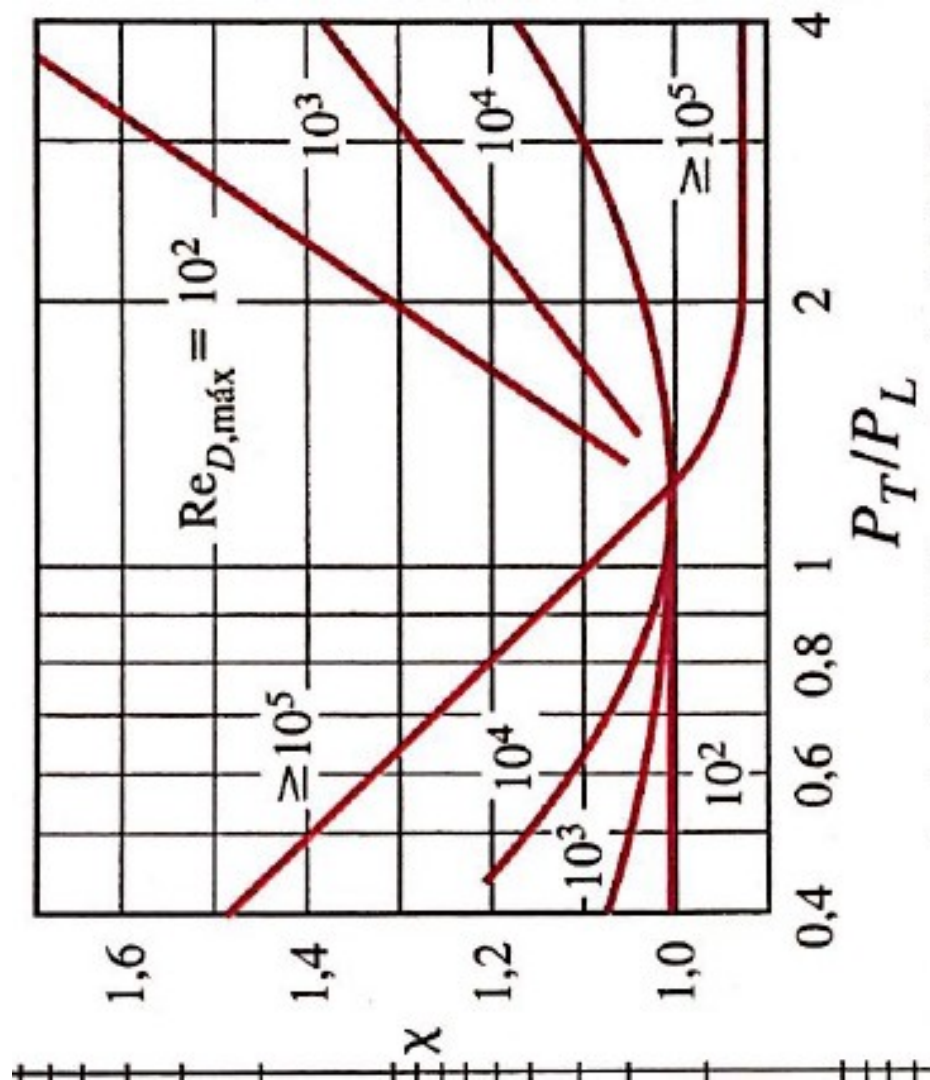
Aluno: _____ Matrícula: _____

Convecção e Trocadores de Calor

TABELA 7-3

Fator de correção F a ser usado em $Nu_{D,NL < 16} = F Nu_D$ para $N_L > 16$ e $Re_D > 1.000$
 (de Zukauskas, 1987)

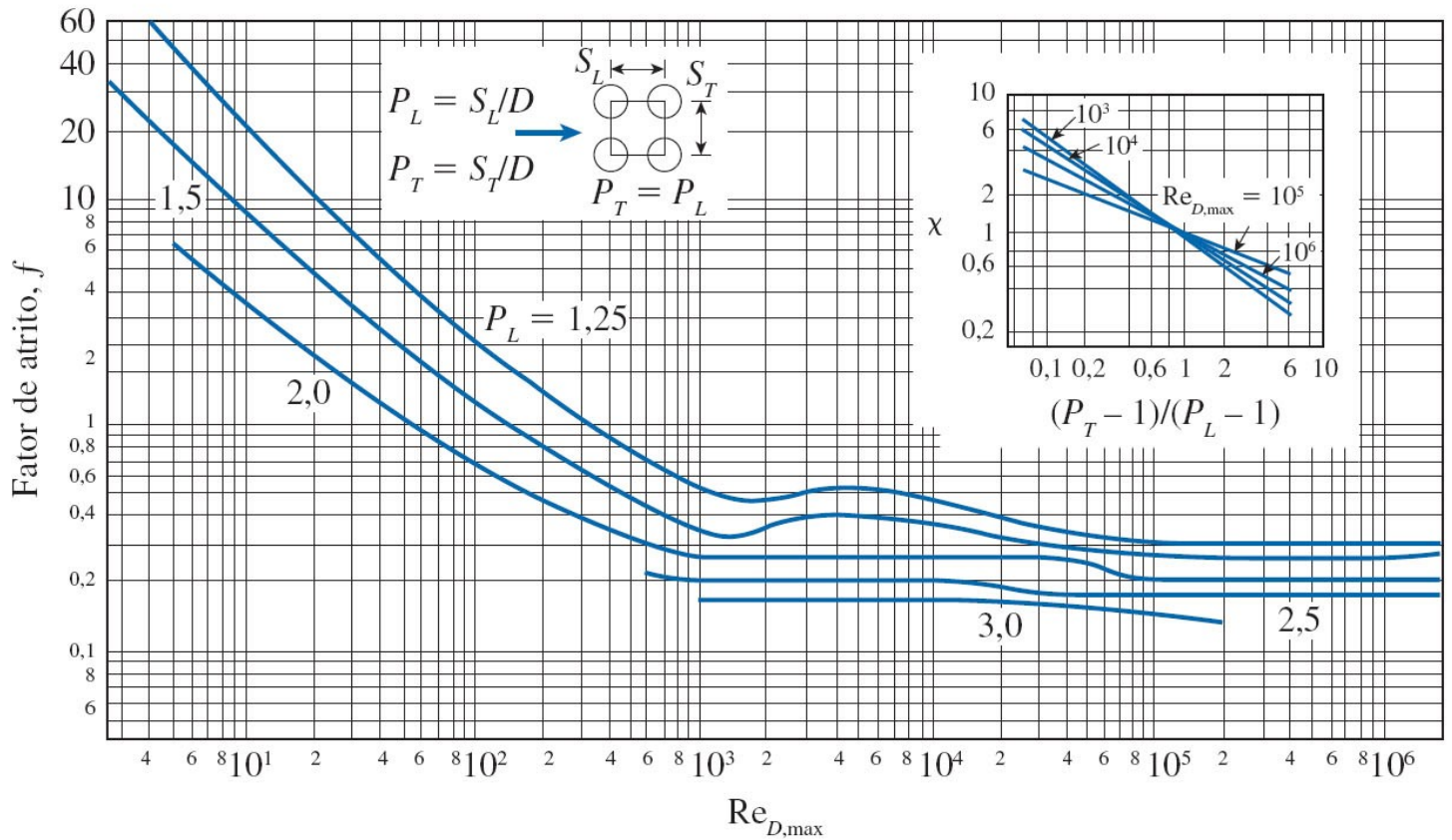
NL	1	2	3	4	5	7	10	13
Em Linha	0,70	0,80	0,86	0,90	0,93	0,96	0,98	0,99
Escalonado	0,64	0,76	0,84	0,89	0,93	0,96	0,98	0,99



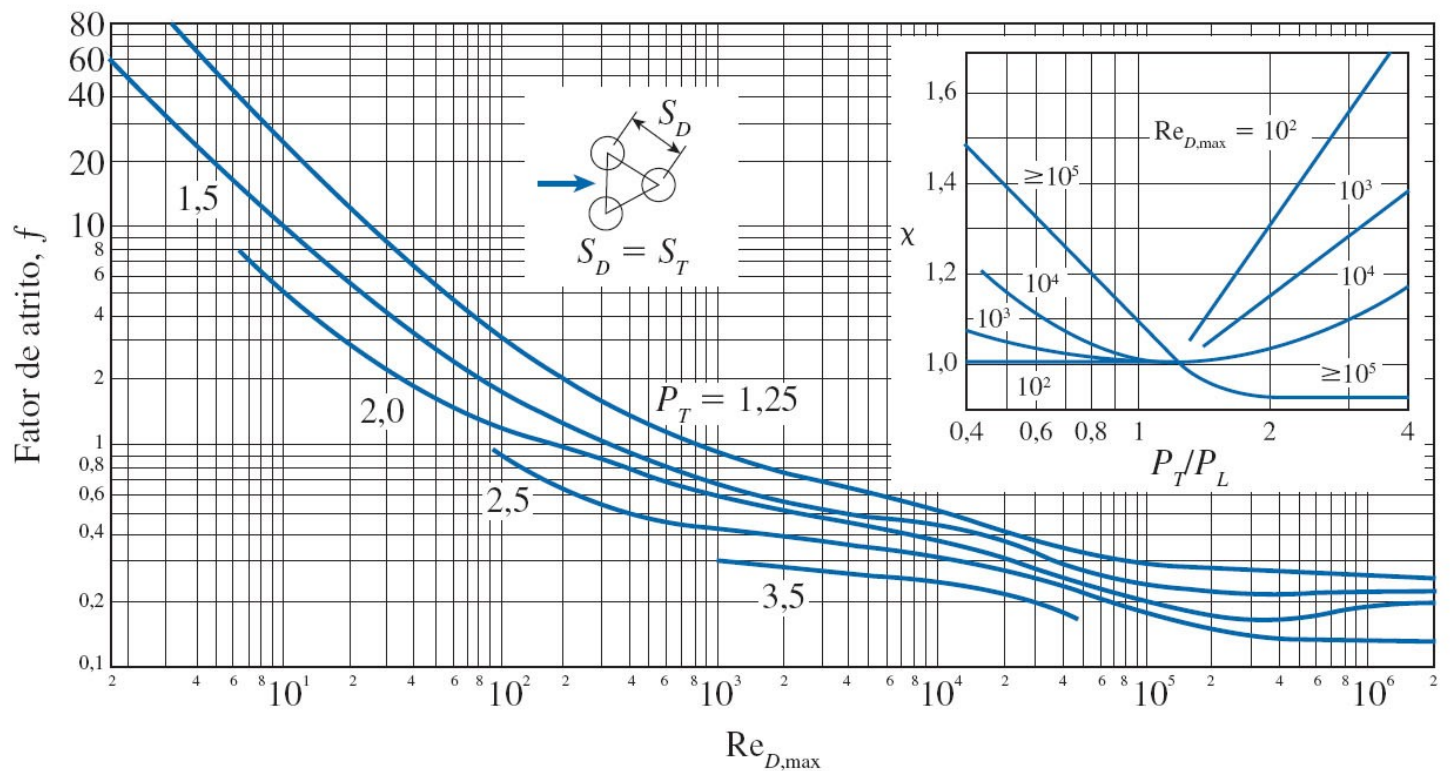
DISCIPLINA: TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PROF. Dr. Rodrigo Lisita Ribera

Aluno: _____ Matrícula: _____

Convecção e Trocadores de Calor



(a) Arranjo em linha

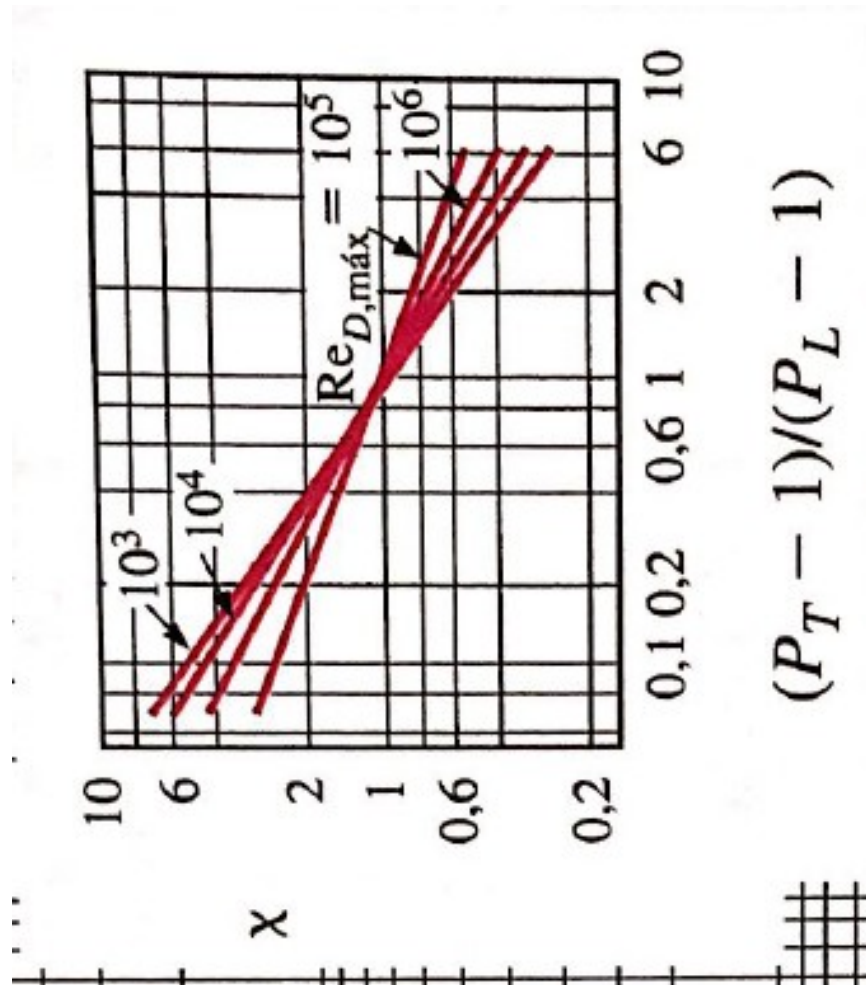


(b) Arranjo escalonado

DISCIPLINA: TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PROF. Dr. Rodrigo Lisita Ribera

Aluno: _____ Matrícula: _____

Convecção e Trocadores de Calor



DISCIPLINA: TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PROF. Dr. Rodrigo Lisita Ribera

Aluno: _____ Matrícula: _____

Convecção e Trocadores de Calor

Tabela A.4: Propriedades termofísicas do ar a pressão atmosférica (Bergman et al., 2015).

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^7$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Air, $M = 28.97$ kg/kmol							
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
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	257	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685

DISCIPLINA: TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PROF. Dr. Rodrigo Lisita Ribera

Aluno: _____ Matrícula: _____

Convecção e Trocadores de Calor

TABLE A.5 Thermophysical Properties of Saturated Fluids^a

Saturated Liquids

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^2$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^7$ (m ² /s)	Pr	$\beta \cdot 10^3$ (K ⁻¹)
Engine Oil (Unused)								
273	899.1	1.796	385	4280	147	0.910	47,000	0.70
280	895.3	1.827	217	2430	144	0.880	27,500	0.70
290	890.0	1.868	99.9	1120	145	0.872	12,900	0.70
300	884.1	1.909	48.6	550	145	0.859	6400	0.70
310	877.9	1.951	25.3	288	145	0.847	3400	0.70
320	871.8	1.993	14.1	161	143	0.823	1965	0.70
330	865.8	2.035	8.36	96.6	141	0.800	1205	0.70
340	859.9	2.076	5.31	61.7	139	0.779	793	0.70
350	853.9	2.118	3.56	41.7	138	0.763	546	0.70
360	847.8	2.161	2.52	29.7	138	0.753	395	0.70
370	841.8	2.206	1.86	22.0	137	0.738	300	0.70
380	836.0	2.250	1.41	16.9	136	0.723	233	0.70
390	830.6	2.294	1.10	13.3	135	0.709	187	0.70

TABLE A.6 Thermophysical Properties of Saturated Water^a

Tempera- ture, T (K)	Pressure, p (bars) ^b	Specic Volume (m ³ /kg)		Heat of Vapor- ization, h_{fg} (kJ/kg)	Specic Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number	
		$v_f \cdot 10^3$	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	$\mu_f \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_f \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$	Pr_f	Pr_g
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	664	22.6	2.45	0.933
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075

DISCIPLINA: TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PROF. Dr. Rodrigo Lisita Ribera

Aluno: _____ Matrícula: _____

Convecção e Trocadores de Calor

DISCIPLINA: TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PROF. Dr. Rodrigo Lisita Ribera

Aluno: _____ Matrícula: _____

Convecção e Trocadores de Calor

TABLE 11.3 Heat Exchanger Effectiveness Relations [5]

Flow Arrangement	Relation	
Parallel ow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	(11.28a)
Counterow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}$	$(C_r < 1)$
	$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$	$(C_r = 1)$ (11.29a)
Shell-and-tube		
One shell pass (2, 4, . . . tube passes)	$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$	(11.30a)
n shell passes ($2n, 4n, . . .$ tube passes)	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$	(11.31a)
Cross-ow (single pass)		
Both fluids unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \{ \exp[-C_r(NTU)^{0.78}] - 1 \} \right]$	(11.32)
$C_{\max}$ (mixed), $C_{\min}$ (unmixed)	$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp \{ -C_r [1 - \exp(-NTU)] \})$	(11.33a)
$C_{\min}$ (mixed), $C_{\max}$ (unmixed)	$\varepsilon = 1 - \exp(-C_r^{-1} \{ 1 - \exp[-C_r(NTU)] \})$	(11.34a)
All exchangers ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$	(11.35a)

DISCIPLINA: TRANSFERÊNCIA DE CALOR
PROF. Dr. Rodrigo Lisita Ribera

Aluno: _____ Matrícula: _____

Convecção e Trocadores de Calor

TABLE 11.4 Heat Exchanger NTU Relations

Flow Arrangement	Relation	
Parallel ow	$NTU = - \frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	(11.28b)
Counterow	$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right) \quad (C_r < 1)$	
	$NTU = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad (C_r = 1)$	(11.29b)
Shell-and-tube		
One shell pass (2, 4, . . . tube passes)	$(NTU)_1 = -(1 + C_r^2)^{-1/2} \ln\left(\frac{E - 1}{E + 1}\right)$	(11.30b)
	$E = \frac{2/\varepsilon_1 - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{1/2}}$	(11.30c)
n shell passes ($2n, 4n, . . .$ tube passes)	Use Equations 11.30b and 11.30c with $\varepsilon_1 = \frac{F - 1}{F - C_r} \quad F = \left(\frac{\varepsilon C_r - 1}{\varepsilon - 1}\right)^{1/n} \quad NTU = n(NTU)_1$	(11.31b, c, d)
Cross-ow (single pass)		
$C_{\max}$ (mixed), $C_{\min}$ (unmixed)	$NTU = - \ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_r}\right) \ln(1 - \varepsilon C_r)\right]$	(11.33b)
$C_{\min}$ (mixed), $C_{\max}$ (unmixed)	$NTU = - \left(\frac{1}{C_r}\right) \ln[C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1]$	(11.34b)
All exchangers ($C_r = 0$)	$NTU = - \ln(1 - \varepsilon)$	(11.35b)