Noções básicas de Transferência de Calor
aula Convecção de Calor

PEN 5004 – Fundamentos Físicos de Processos Energéticos

Prof. José R. Simões Moreira

2022

Modos de transferência de calor

Existem três modos de transferência de calor: condução, convecção e radiação. Todos os processos de transferência de calor ocorrem através de um ou mais desses modos.

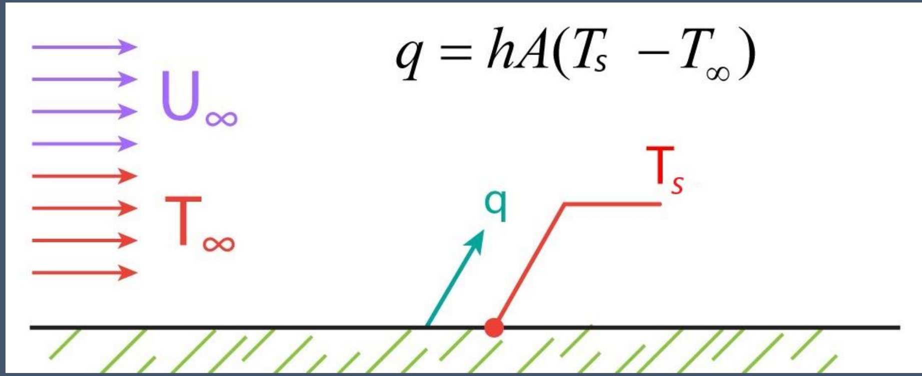
– **Condução**: Processo pelo qual a energia é transferida de uma região de alta temperatura para outra de temperatura mais baixa dentro de um meio (sólido, líquido ou gasoso) ou entre meios diferentes em contato direto. Ex. Parede de um forno.

– **Convecção**: Processo pelo qual a energia é transferida das porções quentes para as porções frias de um fluido através da ação combinada de: condução de calor, armazenamento de energia e movimento de mistura. Ex. Ar Condicionado e Ventiladores

– **Radiação:** Processo pelo qual o calor é transferido de uma superfície de alta temperatura para uma superfície de temperatura mais baixa quando tais superfícies estão separadas no espaço, ainda que exista vácuo entre elas. A energia assim transferida é chamada radiação térmica e é feita sob a forma de ondas eletromagnéticas que viajam na velocidade da luz. Ex. Sol

Lei de Resfriamento de Newton

$$q = h \cdot A \cdot (T_S - T_\infty)$$



q = fluxo de calor por convecção (W)

h = coeficiente de convecção (W/m²°C)

A = área as superfície (m²)

*T*s = Temperatura da Superfícies (°C)

T_∞ = Temperatura do fluído ao longe (°C)

Coeficiente de Convecção (*h*) :

- Geometria
- Velocidade relativa do fluído
- Propriedades dos fluído: (pressão temperatura, viscosidade, massa específica)

Convecção

Convecção Natural: Diferença de densidades do fluido causadas por diferença de temperaturas causam a movimentação do fluido (empuxo gravitacional) em torno de uma superfície removendo o calor.

Convecção Forçada: Causada pelo movimento relativo do fluido com uma superfície a uma diferente temperatura causando a transferência de calor.

Tabela de ordens de grandezas do coeficiente de transf. de calor, *h*

PROCESSO	h ($W/m^2 \cdot K$)
Convecção livre	
Gases	2-25
Líquidos	50-1000
Convecção forçada	
Gases	25-250
Líquidos	100-20.000
Convecção com mudança de fase	
Ebulição ou condensação	2.500-100.000

Adimensionais

Número de Nusselt (*Nu*)
Convecção Forçada

- O número de Nusselt, *Nu*, é, às vezes, chamado de coeficiente adimensional de transferência de calor. É por meio dele que obtemos o valor de *h;*

- Relação entre Prandtl e Reynolds que depende de vários fatores. As correlações mais simples são da forma indicada ao lado.

$$Nu = C \cdot Pr^{m} \cdot Re^{n}$$

$$N_u = \frac{h \cdot L}{k}$$

- *Nu* - número de Nusselt;
- *Re* - número de Reynolds;
- *C, n, m* - constantes características do escoamento (determinadas experimentalmente);
- *Pr* - número de Prandtl;
- *h*: coeficiente de convecção de calor(W/m² ºC);
- *L*: dimensão característica (m);
- *k*: condutividade térmica de fluido (W/m ºC).

Número de Reynolds (Re)

Avalia o tipo de escoamento, indicando se o tipo de escoamento é laminar ou turbulento no interior de dutos;

- Re < 2100: Escoamento laminar
- 2000 < Re < 4000: Escoamento Transitório
- Re > 4000: Escoamento turbulento

Em superfícies planas, a transição laminar-turbulenta se dá Re > 3 a $5 \cdot 10^5$

$$R_e = \frac{V \cdot L}{\upsilon}$$

- v = velocidade (m/s);
- L = dimensão característica (m);
- υ = viscosidade cinemática (m^2/s);

- L é o diâmetro do duto, no caso de escoamento interior ou exterior em dutos e tubos ou, o comprimento desde o início do escoamento sobre superfícies.

Número de Prandtl (*Pr*)

$$\mathrm{P_r} = \frac{\upsilon}{\alpha}$$

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot c}$$

É a razão entre a viscosidade cinemática e a difusividade térmica. Tem relação com o desenvolvimento das camadas limites térmica e hidrodinâmica.

υ= viscosidade dinâmica (m^2/s);

α = difusidade térmica (m^2/s);

k = condutividade térmica (W/m K)

c = calor específico (J/kg K);

ρ = massa específica (kg/m^3).

Nusselt para escoamentos internos

Escoamento Laminar

- Temperatura de parede constante

$$Nu_D = 3{,}66$$

Fluxo de calor constante na parede

$$Nu_D = 4{,}36$$

Escoamento Turbulento

- Correlação modificada de Dittus – Boelter

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

n = 0,4 para aquecimento

e

n = 0,3 para resfriamento

Há outras....

Exemplo de cálculo da transferência de calor laminar no interior de dutos

Um aquecedor de água de 2 m de comprimento em formato cilíndrico de diâmetro interno de 25 mm é usado para aquecer água que possui uma velocidade média de 0,025 m/s. O fluxo de calor na parede é constante. Em regime permanente as temperaturas da água na entrada e na saída do aquecedor são de 15 °C e 78,6 °C. Avaliar (os coeficientes de transferência de calor médios supondo plenamente desenvolvido (análise teórica).

Solução:

A temperatura média do fluido é: 46,8 °C (320 K), da Tabela A.6:

$\rho = 1/1{,}011\times10^{-3} = 989{,}1$ kg/m³ $\mu = 577\times10^{-6}$ kg/ms

$k = 0{,}640$ W/mK $\Pr = 3{,}77$

Inicialmente deve ser avaliado se o escoamento é laminar:

$$\mathrm{Re}_D = \frac{\rho \bar{u} D}{\mu} = \frac{989{,}1(0{,}025)(0{,}025)}{577\times10^{-6}} = 1071{,}4 \text{ (<2300, logo é laminar)}$$

Assumindo escoamento plenamente desenvolvido (análise teórica):

$$Nu = 4{,}36$$

$$h = Nu\frac{k}{D} = 4{,}36\frac{0{,}640}{0{,}025} = 111{,}6 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Problema para entregar agora!

Determine a taxa total de calor recebida.

Exemplo de cálculo da transferência de calor turbulento no interior de dutos

Água passa em tubo de 2cm de diâmetro dotado de uma velocidade média de 1 m/s. A água entra no tubo a 20ºC e o deixa a 60ºC. A superfície interna do tubo é mantida a 90ºC. Determine o coeficiente médio de convecção de calor, sabendo que o tubo é longo. Calcule, também, o fluxo de calor transferido por unidade de área de tubo.

As propriedades termofísicas da água serão calculadas à média das temperaturas de misturas da entrada e saída, isto é, a 40ºC.

$\rho = 992{,}3\ kg/m^3$ $\quad k = 0{,}6286\ W/m°C$ $\quad c_p = 4{,}174\ kJ/kg°C$

$\mu = 6{,}531 \times 10^{-4}\ kg/ms$ $\quad Pr = 4{,}34$

O número de Reynolds do escoamento é

$$\mathrm{Re}_D = \frac{VD\rho}{\mu} = \frac{1 \times 0{,}02 \times 992{,}3}{6{,}531 \times 10^{-4}} = 3{,}039 \times 10^4$$

O escoamento é turbulento e o número médio de Nusselt é obtido usando a equação de Dittus-Bolter, vem.

$$\overline{Nu}_D = 0{,}023\,\mathrm{Re}_D^{0{,}8}\,\mathrm{Pr}^{0{,}4}$$

Assim, $\overline{Nu}_D = 0{,}023\left(3{,}039 \times 10^4\right)^{0{,}8} 4{,}34^{0{,}4} = 159{,}5$

As propriedades termofísicas da água são dependentes da temperatura, e uma correção deveria ser realizada para o número de Nusselt obtido com a hipótese de propriedades constantes. O número de Prandtl da água a 90ºC vale 1,97.

$$\overline{Nu}_{cor} = \overline{Nu}\left(\frac{\mathrm{Pr}_m}{\mathrm{Pr}_P}\right)^{0{,}11} = 159{,}5\left[\frac{4{,}34}{1{,}97}\right]^{0{,}11} = 174{,}0$$

O coeficiente médio de transferência de calor é

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu}_{cor}k}{D} = \frac{174{,}0 \times 0{,}6286}{0{,}02} = 5468{,}1\frac{W}{m^2°C}$$

$$q'' = \bar{h}(T_p - \bar{T}) = 5468{,}1(90 - 40) = 273{,}4kW/m^2$$

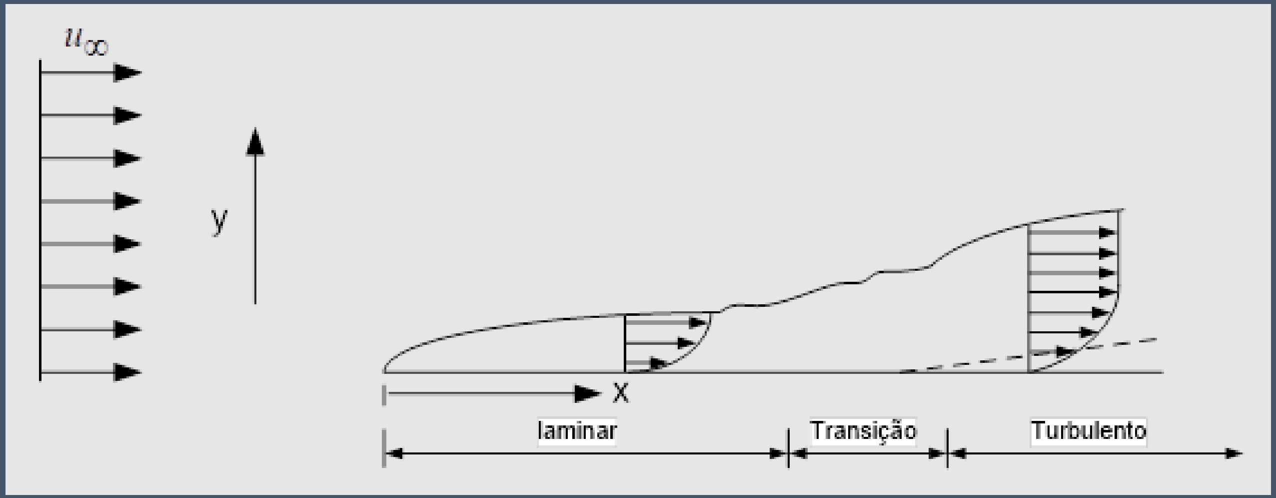
Nota: quando as propriedades variam muito é preciso fazer uma correção. Tem que ver o que é recomendado para a expressão de trabalho

Escoamento externo sobre superfícies planas – os dois regimes

Quando um fluido de velocidade uniforme atinge a borda de ataque de uma superfície, o atrito viscoso vai desacelerar as porções de fluido adjacentes à placa, dando início a uma camada limite laminar, cuja espessura cresce à medida que o fluido escoa ao longo da superfície. Note que esta camada limite laminar vai crescer continuamente até que instabilidades vão induzir a uma transição de regime para dar início ao regime turbulento, se a placa for comprida o suficiente. Admite-se que a transição do regime de escoamento laminar para turbulento ocorra para a seguinte condição

$$Re_{x transição} = \frac{u_\infty x \rho}{\mu} > 5 \times 10^5$$

(às vezes também se usa 3×10^5), onde *x* é a distância a partir do início da placa (borda de ataque).



Escoamento externo sobre superfícies planas – regime laminar

Os principais resultados são os seguintes:

Espessura da camada limite hidrodinâmica (CLH): $\delta = \dfrac{5x}{\sqrt{\mathrm{Re}_x}}$;

Temperatura de superfície constante

Número de Nusselt local: $Nu_x = 0{,}332\,\mathrm{Re}_x^{1/2}\,\mathrm{Pr}^{1/3} \quad 0{,}6 \le \mathrm{Pr} \le 50$

Número de Nusselt médio: $\overline{Nu}_L = \dfrac{1}{L}\displaystyle\int_0^L Nu_x dx = 2 \times Nu_{x=L} = 0{,}664\,Re_L^{1/2}\,Pr^{1/3}$.

E se o **fluxo de calor for uniforme ao longo da placa**, tem-se:

$$\boxed{Nu_L = \frac{hL}{k} = 0{,}453\,Re_L^{1/2}\,Pr^{1/3}}$$

EXERCÍCIO RESOLVIDO

Num processo farmacêutico, óleo de rícino (mamona) a 40ºC escoa sobre uma placa aquecida muito larga de 6 m de comprimento, com velocidade de 0,06 m/s. Para uma temperatura de 90ºC. Determine:

(a) a espessura da camada limite hidrodinâmica δ ao final da placa
(b) o coeficiente de transferência de calor local e médio ao final da placa
(c) o fluxo de calor total transferido da superfície aquecida.

São dados:

Propriedades calculadas a $T_f = \dfrac{40+90}{2} = 65^0\,C$

α = 7,38×10^-8^ m^s^/s

$\alpha = 7{,}38\times10^{-8}\ \mathrm{m^s/s}$

$k_f = 0{,}213\ \mathrm{W/m^oC}$

$\nu = 6{,}5\times10^{-5}\ \mathrm{m^2/s}$

$\rho = 9{,}57\times10^{2}\ \mathrm{k_g/m^3}$

$\mu = 6{,}22\times10^{-2}\ \mathrm{N.s/m^2}$

$C_p = 3016\ \dfrac{J}{k_g\,{}^\circ C}$

Escoamento externo sobre superfícies planas – regime laminar – *CONT...*

Verificação se o escoamento é laminar ao final da placa

$$\mathrm{Re}_L = \frac{u_\infty L}{\nu} = \frac{0{,}06\times 6}{6{,}5\times 10^{-5}} = 5538 < \mathrm{Re}_{transição}(5\times 10^5)$$ É laminar!

$$\frac{\delta}{x} = \frac{5}{\sqrt{\mathrm{Re}_x}}; \qquad x = L = 6m \quad \delta = \frac{5\times 6}{\sqrt{5538}} = 0{,}40m$$

$$h_x = 0{,}332k\,\mathrm{Pr}^{1/3}\left(\frac{u_\infty}{\nu L}\right)^{1/2}$$

$$h_x = 0{,}332\times 0{,}213\times(881)^{1/3}\left(\frac{0{,}06}{6{,}5\times 10^{-5}\times 6}\right)^{1/2}$$

$$= 8{,}4\frac{W}{m^2\,°C}$$

$$\bar{h}_L = 2h_{x=L} = 2\times 8{,}4 = 16{,}8\frac{W}{m^2\,°C}$$

$$q = A\bar{h}(T_s - T_\infty)$$

$$\Rightarrow \frac{q}{L_p} = \bar{h}L(T_s - T_\infty) = 16{,}8\times 6\times(90-40)$$

$$= 5040\frac{W}{m}$$

Escoamento externo sobre superfícies planas – regime turbulento

Resumo das expressões de transferência de calor para regime turbulento sobre superfícies planas:

$$\text{Local}: \; Nu_x = 0{,}0296\,\text{Re}_x^{0,8}\,\text{Pr}^{1/3} \qquad \text{Re}_x \le 10^8 \qquad 0{,}6 \le \text{Pr} \le 60$$

$$\text{Médio}: \; \overline{Nu}_L = \left(0{,}037\,\text{Re}_L^{0,8} - 871\right)\text{Pr}^{1/3} \qquad \text{Re}_L \le 10^8$$

$$\frac{\delta}{x} = 0{,}37\,\text{Re}_x^{-0,2} \qquad \text{Re}_L \le 10^8$$

Nota: *para outras expressões ver livro-texto – ou tabela ao final desta aula.*

As propriedades de transporte são avaliadas à temperatura de mistura (média entre superfície e ao longe). Reynolds crítico = 5×10^5

Escoamento externo sobre superfícies planas – exemplo resolvido

Ar a 20ºC e 1 atm escoa sobre uma placa plana a 35 m/s. A placa tem 75 cm de comprimento e é mantida a 60ºC. Calcule o fluxo de calor transferido da placa.

Propriedades avaliadas à $\overline{T} = \dfrac{20+60}{2} = 40°C$

$c_p = 1{,}007\,\dfrac{kJ}{kg°C}$ $\quad \rho = 1{,}128\,\dfrac{kg}{m^3}$ $\quad \Pr = 0{,}7$ $\quad k = 0{,}02723\,\dfrac{W}{m°C}$

$$\mu = 2{,}007x10^{-5}\,\frac{kg}{ms}$$

$$\mathrm{Re}_L = \frac{\rho VL}{\mu} = 1{,}475x10^6$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}L}{k} = \Pr^{1/3}(0{,}037\,\mathrm{Re}_L^{\,0{,}8} - 871) = 2055$$

$$\bar{h} = \frac{k}{L}\,\overline{Nu}_L = 74{,}6W/m^2\,°C$$

$$q = \bar{h}A(T_s - T_\infty) = 74{,}6.0{,}75.1.(60-20) = 2238\,W$$

Escoamento externo cruzado sobre cilindros (tubos) e outras seções

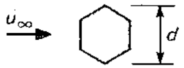
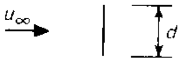
Uma expressão para a transferência de calor *média*. Assim, uma expressão bastante antiga tem ainda sido usada, trata-se da correlação empírica de Hilpert, dada por:

$$\boxed{\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = C\,\mathrm{Re}_D^m\,\mathrm{Pr}^{\frac{1}{3}}}$$

onde, *D* é o diâmetro do tubo. As constantes *C* e *m* são dadas na tabela ao lado como função do número de Reynolds.

Re_D	C	m
0,4 – 4	0,989	0,330
4 – 40	0,911	0,385
40 – 4.000	0,683	0,466
4.000 – 40000	0,193	0,618
40.000 – 400.000	0,027	0,805

No caso de escoamento cruzado de um gás sobre outras seções transversais, a mesma expresssão de Hipert pode ser usada, tendo outras constantes *C* e *m* como indicado na tabela ao lado (Jakob, 1949)(*n*=*m*)

Geometria	Re_{df}	C	n
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0,246	0,588
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0,102	0,675
	$5 \times 10^3 - 1{,}95 \times 10^4$ $1{,}95 \times 10^4 - 10^5$	0,160 0,0385	0,638 0,782
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0,153	0,638
	$4 \times 10^3 - 1{,}5 \times 10^4$	0,228	0,731

Escoamento externo cruzado sobre cilindros (tubos) - outros fluidos

Para o escoamento cruzado de outros fluidos sobre cilindros circulares, uma expressão mais atual bastante usada é devida a Zhukauskas, dada por

$$\boxed{\overline{Nu}_D = C\,\mathrm{Re}_D^m\,\mathrm{Pr}^n\left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_s}\right)^{1/4}} \quad \text{válida para} \quad \begin{bmatrix} 0{,}7 < \mathrm{Pr} < 500 \\ 1 < \mathrm{Re}_D < 10^6 \end{bmatrix},$$

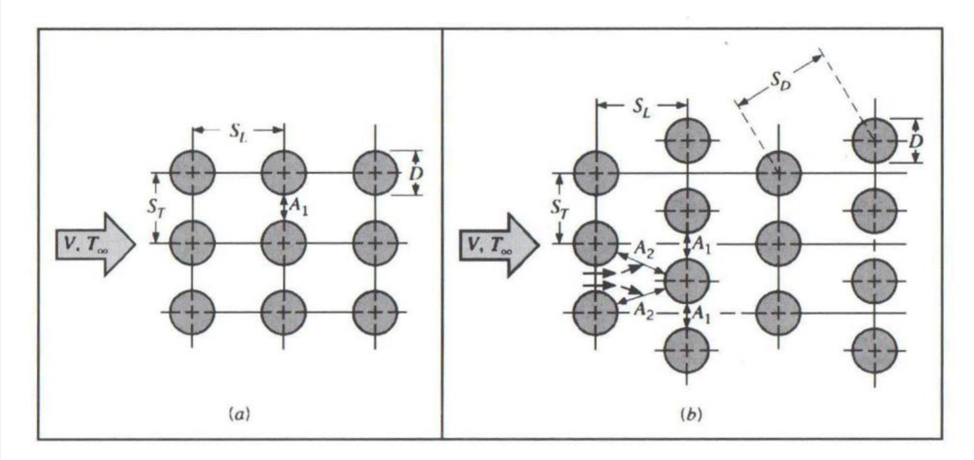
Re_D	C	m
1 – 40	0,75	0,4
40 – 1.000	0,51	0,5
1.000 – 2×10^5	0,26	0,6
2×10^5 – 10^6	0,076	0,7

onde as constantes C e m são obtidas da tabela abaixo. Todas às propriedades são avaliadas à T_∞, exceto Pr_s que é avaliado na temperatura de superfície (parede). Se $\mathrm{Pr} \leq 10$, use n = 0,37 e, se $\mathrm{Pr} > 10$, use n = 0,36.

Escoamento sobre Banco de Tubos

Escoamento cruzado sobre um banco de tubos é muito comum em trocadores de calor. Um dos fluidos escoa perpendicularmente aos tubos, enquanto que o outro circula internamente. No arranjo abaixo, apresentam-se dois arranjos típicos. O primeiro é chamado de *arranjo em linha* e o outro de *arranjo desalinhado ou em quicôncio*.

Arranjos em linha ou quicôncio



Existem várias expressões práticas para a transferência de calor sobre banco de tubos. Para o ar, pode se usar a expressão de Grimison, que também pode ser modificada para outros fluidos, como discutido em Incropera (Seção 7.6). Mais recentemente, Zhukauskas apresentou a seguinte expressão:

$$\boxed{\overline{Nu}_D = C\,\mathrm{Re}_{D,\max}^{m}\,\mathrm{Pr}^{0,36}\left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_s}\right)^{1/4}}$$

$$\text{válida para}\begin{bmatrix} N_L \geq 20 \\ 0,7 < \mathrm{Pr} < 500 \\ 1000 < \mathrm{Re}_{D,\max} < 2.10^6 \end{bmatrix}$$

Escoamento sobre Banco de Tubos (cont...)

onde, N_L é o número de fileiras de tubos e todas as propriedades, exceto Pr_s (que é avaliada à temperatura da superfície dos tubos) são avaliadas à temperatura média entre a entrada e a saída do fluido e as constantes C e m estão listadas na tabela abaixo.

Configuração	$Re_{D,max}$	C	m
Alinhada	10-10^2	0,80	0,40
Em quicôncio	10-10^2	0,90	0,40
Alinhada	10^2-10^3	Aproximado como um único cilíndro (isolado)	
Em quicôncio	10^2-10^3		
Alinhada ($S_T/S_L>0,7$)[a]	10^3-2×10^5	0,27	0,63
Em quicôncio ($S_T/S_L<2$)	10^3-2×10^5	$0,35(S_T/S_L)^{1/5}$	0,60
Em quicôncio ($S_T/S_L>2$)	10^3-2×10^5	0,40	0,60
Alinhada	$2\text{x}10^5$-2×10^6	0,021	0,84
Em quicôncio	$2\text{x}10^5$-2×10^6	0,022	0,84

[a] Para $S_T/S_L>0,7$ a transferência de calor é ineficiente, e tubos alinhados não deveriam ser utilizados.

Se o número de fileiras de tubos for inferior a 20, isto é, $N_L < 20$, então deve-se corrigir a expressão acima, multiplicando o resultado obtido por uma constante C_2, conforme expressão abaixo e valores dados na segunda tabela abaixo.

$$\boxed{\left.\overline{Nu}_D\right|_{N_L<20} = C_2 \left.\overline{Nu}_D\right|_{N_L\geq 20}}$$

Escoamento sobre Banco de Tubos (cont...)

Tabela com o fator de correção C_2 para N_L<20 (Re_D>10^3)

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Alinhada	0,70	0,80	0,86	0,90	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99
Em quicôncio	0,64	0,76	0,84	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

O número de Reynolds $Re_{D,max}$ é calculado para a velocidade máxima do fluido que percorre o banco de tubos. No arranjo em linha, a velocidade máxima ocorre em $V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D}V$, onde as grandezas podem ser vistas na figura anterior. No arranjo em quicôncio ou desalinhado, a velocidade máxima pode ocorrer em duas regiões, conforme ilustrado na figura anterior. V_{max} ocorrerá na seção A_2 se a seguinte condição for satisfeita $2(S_D - D) < (S_T - D)$ que, após uma análise trigonométrica simples, se obtém a seguinte condição equivalente $S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2\right]^{1/2} < \frac{S_T + D}{2}$.

Se isso acontecer, então: $V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)}V$. Caso essa condição não seja satisfeita, então, a velocidade máxima ocorre em A_1 e, portanto, usa-se novamente $V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D}V$.

Convecção Natural Número de Grashof

- Movimento por diferença de densidades devido à diferença de temperaturas (empuxo gravitacional)
- Relação Empírica – Número de Grashof (*Gr*) - relação entre as forças de empuxo e as forças viscosas na convecção natural.

(o número de Grashof desempenha na convecção natural papel semelhante ao de Reynolds na convecção forçada)

$$G_{r_x} = g \cdot \beta \cdot \frac{(T - T_\infty) \cdot x^3}{v}$$

g = aceleração da gravidade (m/s²)

β = 1/ T (K⁻¹) – gases ideais

T = Temperatura de referência da placa (°C)

T_∞ = Temperatura do fluido ao longe (°C)

v = viscosidade dinâmica (m²/s)

x = dimensão (m)

Número de Rayleigh

- O número de Rayleigh é o produto do número de Grashof (Gr) e Prandtl (Pr)

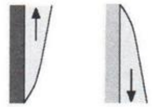
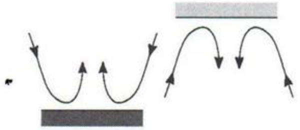
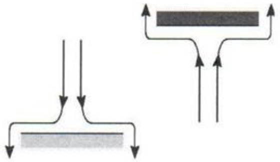
$$Ra = Gr \cdot Pr$$

Relações Empíricas

- Diversas condições de transferência de calor por convecção natural podem ser relacionadas na seguinte forma:

$$\overline{Nu} = \mathrm{C}\ {R_a}^m$$

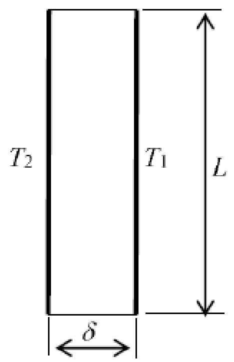
Convecção natural ou livre sobre várias superfícies e condições

Geometria	Correlação Recomendada	Restrições
1. Placas verticais[a] 	Equação 9.26	Nenhuma
2. Placas inclinadas, com a superfície fria para cima ou com a superfície quente para baixo 	Equação 9.26 $g \rightarrow g \cos\theta$	$0 \leq \theta \lessdot 60°$
3. Placas horizontais (a) Superfície quente para cima ou superfície fria para baixo 	Equação 9.30 Equação 9.31	$10^4 \lessdot Ra_L \lessdot 10^7$ $10^7 \lessdot Ra_L \lessdot 10^{11}$
(b) Superfície fria para cima ou superfície quente para baixo 	Equação 9.32	$10^5 \lessdot Ra_L \lessdot 10^{10}$
4. Cilindro horizontal 	Equação 9.34	$Ra_D \lessdot 10^{12}$
5. Esfera 	Equação 9.35	$Ra_D \lessdot 10^{11}$ $P_r \geq 0{,}7$

[a]A correlação pode ser utilizada em um cilindro vertical se $(D/L) \gtrsim (35/\, Gr_L^{1/4})$

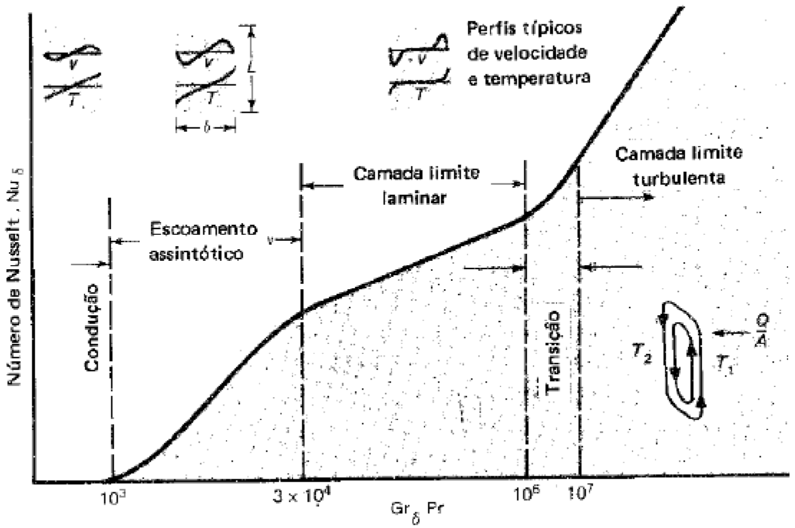
Espaços Confinados

Um caso comum de convecção natural é o de duas paredes verticais isotérmicas, conforme ilustrado ao lado, separadas por uma distância δ. A figura seguinte mostra os perfis de velocidade e temperatura que podem ocorrer, de acordo com MacGregor e Emery. Na figura, o número de Grashof é baseado na distância δ entre as placas:



$T_1 > T_2$

$$Gr_\delta = g\beta \frac{(T_1 - T_2)\delta^3}{\nu^2}$$



Os regimes de escoamento estão indicados no gráfico acima. As correntes de convecção diminuem com o número de Grashof e, para números de Grashof muito baixos, o calor é transferido por condução de calor. Outros regimes de convecção também existem, dependendo do número de Grashof, como ilustrado. O número de Nusselt é expresso em função da distância das placas, isto é: $Nu_\delta = \frac{h\delta}{k}$. Conforme indicado por Kreith, algumas correlações empíricas podem ser empregadas:

$$\mathrm{Nu}_\delta = 0{,}42\,(\mathrm{Gr}_\delta \mathrm{Pr})^{1/4}\,\mathrm{Pr}^{0{,}012}\left(\frac{L}{\delta}\right)^{-0{,}30} \qquad \begin{array}{l} q_p = \text{const} \\ 10^4 < \mathrm{Gr}_\delta \mathrm{Pr} < 10^7 \\ 1 < \mathrm{Pr} < 20.000 \\ 10 < L/\delta < 40 \end{array}$$

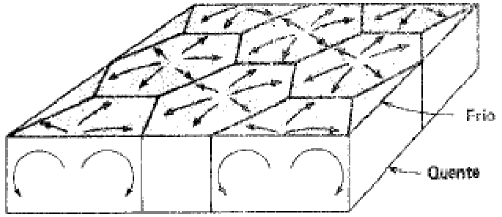
$$\mathrm{Nu}_\delta = 0{,}046\,(\mathrm{Gr}_\delta \mathrm{Pr})^{1/3} \qquad \begin{array}{l} q_p = \text{const} \\ 10^6 < \mathrm{Gr}_\delta \mathrm{Pr} < 10^9 \\ 1 < \mathrm{Pr} < 20 \\ 1 < L/\delta < 40 \end{array}$$

O fluxo de calor é calculado através de

$$\frac{q}{A} = q_p = h(T_1 - T_2) = \mathrm{Nu}_\delta \frac{k}{\delta}(T_1 - T_2)$$

Gr_δ - número de Grashof baseado na distância δ entre as placas.

No caso de espaço confinado horizontal há duas situações a serem consideradas. Não haverá convecção se a temperatura da placa superior for maior que a da placa inferior e, nesse caso, a transferência de calor se dará por meio de condução de calor simples. Já no caso recíproco, isto é, temperatura da placa inferior maior que a da placa superior, haverá convecção. Para um número de Grashof baseado na distância δ entre as placas, Gr_δ, inferior a 1700 haverá a formação de células hexagonais de convecção conhecidas como *células de Bernard*, como ilustrado abaixo. O padrão das células é destruído pela turbulência para $Gr_\delta \sim 50000$.



Segundo Holman, há certa discordância entre autores, mas a convecção em espaços confinados pode ser expressa por meio de uma expressão geral do tipo:

$$Nu_\delta = \frac{h\delta}{k} = C\left(Gr_\delta \Pr\right)^n \left(\frac{L}{\delta}\right)^m$$

C, m e n são dadas na tabela a seguir. L é a dimensão característica da placa. Holman adverte que deve-se usar essa expressão na ausência de uma expressão mais específica.

Fluido	*Geometria*	$Gr_\delta \Pr$	Pr	$\frac{L}{\delta}$	C	n	m
Gás	Placas verticais, isotérmicas	<2000	$k_e/k = 1,0$				
		6000–200,000	0,5–2	11–42	0,197	$\frac{1}{4}$	$-\frac{1}{9}$
		$200.000–1,1 \times 10^7$	0,5–2	11–42	0,073	$\frac{1}{3}$	$-\frac{1}{9}$
	Placas horizontais, isotérmicas, aquecidas por baixo	<1700	$k_e/k = 1,0$				
		1700–7000	0,5–2	—	0,059	0,4	0
		$7000–3,2 \times 10^5$	0,5–2	—	0,212	$\frac{1}{4}$	0
		$>3,2 \times 10^5$	0,5–2	—	0,061	$\frac{1}{3}$	0
Líquido	Placas verticais, fluxo de calor constante ou isotérmicas	$10^4–10^7$	1–20.000	10–40	Eq. (7-50)	—	—
		$10^6–10^9$	1–20	1–40	0,046	$\frac{1}{3}$	0
	Placas horizontais, isotérmicas, aquecidas por baixo	<1700	$k_e/k = 1,0$	—			
		1700–6000	1–5000	—	0,012	0,6	0
		6000–37.000	1–5000	—	0,375	0,2	0
		$37.000–10^8$	1–20	—	0,13	0,3	0
		$>10^8$	1–20		0,057	$\frac{1}{3}$	0
Gás ou líquido	Anel tubular vertical	Semelhante às placas verticais					
	Anel tubular horizontal, isotérmico	$6000–10^6$	1–5000	—	0,11	0,29	0
		$10^6–10^8$	1–5000	—	0,40	0,20	0
	Espaço entre esferas concêntricas	$120–1,1 \times 10^9$	0,7–4000		0,228	0,226	0