

RELAZIONI EMPIRICHE PER LA TRASMISSIONE DEL CALORE

Convezione forzata

Flusso su lastra piana isoterma (T_S)

Le proprietà del fluido vanno calcolate alla temperatura di film $T_F = \frac{T_S + T_\infty}{2}$

Assumendo un $Re_{critico} = 5 \times 10^5$ la distanza dal bordo di attacco entro cui il regime di moto resta laminare è dato dalla $Re_{CR} = \frac{w_\infty L_{CR}}{\nu} = 5 \cdot 10^5$

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0,664 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad \text{per } L \leq L_{CR} \text{ (flusso laminare sull'intera piastra) e } Pr \geq 0,6$$

$$Nu = \frac{hL}{k} = (0,037 Re^{4/5} - 871) Pr^{1/3} \quad \text{per } 5 \times 10^5 \leq Re \leq 10^7 \text{ (flusso turbolento sull'intera piastra)}$$

$L_{CR} < L \leq 10L_{CR}$ (zona di flusso laminare < di quella turbolenta)
e $0,6 \leq Pr \leq 60$

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0,037 Re^{4/5} Pr^{1/3} \quad \text{per } 5 \times 10^5 \leq Re \leq 10^7 \text{ (flusso turbolento sull'intera piastra)}$$

$L > 10L_{CR}$ (zona di flusso laminare << di quella turbolenta)
e $0,6 \leq Pr \leq 60$

Flusso su lastra piana non isoterma ma soggetta a flusso termico uniforme

Le proprietà del fluido vanno calcolate alla temperatura di film $T_F = \frac{T_S + T_\infty}{2}$

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0,453 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad \text{per flusso laminare}$$

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0,0308 Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad \text{per flusso turbolento}$$

Flusso trasversale su superficie cilindrica isoterma (T_S)

Le proprietà del fluido vanno calcolate alla temperatura di film $T_F = \frac{T_S + T_\infty}{2}$

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0,3 + \frac{0,62 Re^{1/2} Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr} \right)^{2/3} \right]^{1/4}} \quad \text{per } Re \cdot Pr > 0,2$$

Flusso all'interno di tubi con flusso termico costante sulla superficie ($\dot{q} = \text{cost}$)

Le proprietà del fluido interno vanno calcolate alla temperatura media del fluido $T_M = \frac{\overline{T_U} + \overline{T_I}}{2}$

La potenza termica scambiata è data da $\dot{Q} = \dot{m} c_p (\overline{T_U} - \overline{T_I})$

La temperatura media del fluido in uscita è data dalla $\overline{T_U} = \overline{T_I} + \frac{\dot{q}_S A_{ext}}{\dot{m} c_p}$

La temperatura della superficie crescerà linearmente nella direzione del flusso secondo la:

$$T_S = T_M + \frac{\dot{q}_S}{h}$$

Flusso all'interno di tubi con temperatura superficiale costante ($T_S = \text{cost}$)

Le proprietà del fluido interno vanno calcolate alla temperatura media del fluido $T_M = \frac{\overline{T_U} + \overline{T_I}}{2}$

La potenza termica scambiata è data da $\dot{Q} = h \cdot A \cdot \Delta T_{ln} = h \cdot A \cdot \frac{\overline{T_U} - \overline{T_I}}{\ln \frac{T_S - \overline{T_U}}{T_S - \overline{T_I}}}$

La temperatura media del fluido in uscita è data dalla $\overline{T_U} = T_S - (T_S - \overline{T_I}) \cdot e^{-hA/(\dot{m} c_p)}$

Regimi di flusso all'interno di tubi

Se $Re < 2300$ (regime laminare) oppure se $2300 \leq Re \leq 4000$ (regime di transizione alla turbolenza), le lunghezze di ingresso fluidodinamica e termica sono date dalle:

$$L_{I,F} \approx 0,05 \cdot Re \cdot D$$

$$L_{I,T} \approx 0,05 \cdot Re \cdot Pr \cdot D$$

Se $Re > 4000$ (regime turbolento) le lunghezze di ingresso fluidodinamica e termica sono date dalla:

$$L_{I,F} \approx L_{I,T} \approx 10 \cdot D$$

Regimi di flusso laminare all'interno di tubi

$$Nu = \frac{hD}{k} = 1,86 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot D}{L} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_M}{\mu_S} \right)^{0,14} \quad \text{per } 0,48 \leq Pr < 16700 \text{ e } L < L_{I,T}$$

$$Nu = 3,66 \quad \text{per } L > L_{I,T} \text{ (profilo termico sviluppato)}$$

Regimi di flusso turbolento all'interno di tubi

Regime termico non sviluppato

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0,036 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{D}{L} \right)^{1/18} \cdot \left(\frac{\mu_M}{\mu_S} \right)^{0,14} \quad \text{per } 0,7 \leq Pr \leq 16700 \text{ e } Re > 10000$$

Regime termico sviluppato

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0,027 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_M}{\mu_S} \right)^{0,14} \quad \text{per } 0,7 \leq Pr \leq 16700 \text{ e } Re > 10000$$

Convezione naturale

Lastra piana verticale

Le proprietà del fluido vanno calcolate alla temperatura di film $T_F = \frac{T_S + T_\infty}{2}$

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}}$$

Lastra piana orizzontale

Le proprietà del fluido vanno calcolate alla temperatura di film $T_F = \frac{T_S + T_\infty}{2}$

Per superficie superiore $T_S > T_\infty$ (oppure per superficie inferiore $T_S < T_\infty$): $Nu = \frac{hA}{kP} = 0,54 \cdot Ra^{1/4}$

Per superficie superiore $T_S < T_\infty$ (oppure per superficie inferiore $T_S > T_\infty$): $Nu = \frac{hA}{kP} = 0,15 \cdot Ra^{1/3}$

Cilindro orizzontale

Le proprietà del fluido vanno calcolate alla temperatura di film $T_F = \frac{T_S + T_\infty}{2}$

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0,6 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}}$$

Cilindro verticale (altezza L)

Le proprietà del fluido vanno calcolate alla temperatura di film $T_F = \frac{T_S + T_\infty}{2}$

Valgono le relazioni per lastra verticale purché: $D \geq \frac{35 \cdot L}{Gr^{1/4}}$