$1^{ère}$ année Master ERM

Transferts Thermiques Approfondis et Phénomènes de Transport

Série de TD N°2

Exercice 01 :

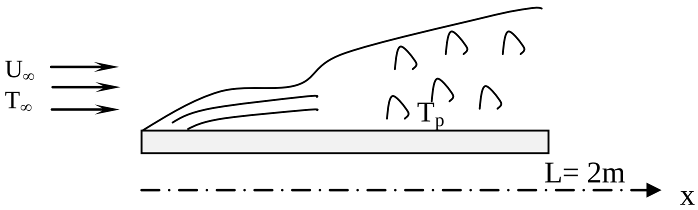
De l'air à une température T_∞ = 25 °C et à une vitesse de U_∞ = 28 m/s s'écoule sur une plaque plane horizontale de longueur L= 2 m ayant une température T_p = 35 °C.

- Calculer les pertes thermiques par unité de largeur de la plaque.

On donne pour l'air dans ces conditions : $\nu = 1.6\ 10^{-5}$ m²/s, Pr = 0.7 et λ = 0.0267 W/m.K

Pour le régime laminaire Re ≤ 5. 10^5, on utilise la corrélation : $\bar{N}u_L = 0.664\, Re_L^{0.5}\, Pr^{0.33}$

Pour le régime turbulent Re > 5. 10^5, on utilise la corrélation : $\bar{N}u_L = 0.037\, Re_L^{0.8}\, Pr^{0.33}$



Exercice 02 :

Un concentrateur solaire produit un flux de chaleur de 2000 W/m² sur un tube de 6.65 m de longueur et de 60 mm de diamètre intérieur. L'eau s'écoule à travers le tube avec un débit massique de 0.01 kg/s. La température moyenne du fluide à l'entrée est de 20 °C et à la sortie est de 80 °C.

- Trouver la température de la paroi du tube à la sortie.

On donne les propriétés de l'eau dans ces conditions :

ρ = 990 kg/m3, $\nu = 0.5675 \times 10^{-6}$ m²/s, Pr = 3.68, λ = 0.64 W/mK, c = 4181 J/kg K.

Exercice 03 :

Sous l'échauffement dû au soleil, la température du mur d'un bâtiment de 6 m de haut et 10 m de long atteint 40 °C, tandis que celle de l'air est de 20°C.

- Calculer les pertes thermiques entre le mur et l'air.

<u>On donne pour l'air dans ces conditions :</u>

ρ = 1.149 kg/m³, $\mu = 1.84\ 10^{-5}$ kg/m.s, λ = 0.0258 W/mK, Pr = 0.718, g = 9.81 m/s².

Air en convection libre laminaire ($Ra_L < 10^9$) : $Nu_L = 0.52 Ra_L^{1/4}$

Air en convection libre turbulente ($Ra_L > 10^9$) : $Nu_L = 0.1 Ra_L^{1/3}$

Air en convection forcée laminaire ($\mathrm{Re}_L < 10^5$) : $Nu_L = 0.33 \mathrm{Re}_L^{1/2}\ \mathrm{Pr}^{1/3}$

Air en convection forcée turbulente ($\mathrm{Re}_L > 10^5$) : $Nu_L = 0.029 \mathrm{Re}_L^{0.8}\ \mathrm{Pr}^{1/3}$

Dr. G. Mebarki

$1^{ère}$ année Master ERM

Transferts Thermiques Approfondis et Phénomènes de Transport

Solution de la série de TD N°1

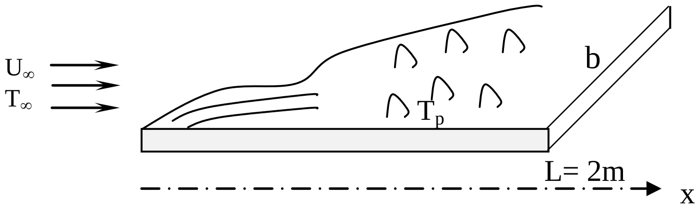
Exercice 01 :

Il s'agit dans ce problème d'une convection forcée externe. Les pertes thermiques se calculent par la relation de Newton :

$$\varphi = \bar{h}S\left(T_p - T_\infty\right) = \bar{h}\left(L.b\right)\left(T_p - T_\infty\right) \quad [W]$$

D'où, les pertes thermiques par unité de largeur de la plaque se calculent par :

$$\frac{\varphi}{b} = \bar{h}.L.\left(T_p - T_\infty\right) \quad \left[\frac{W}{m}\right]$$



Où $\bar{h}$ le coefficient d'échange convectif moyen, il peut être déterminé à partir des corrélations suivantes :

- Pour le régime laminaire $\mathrm{Re} \le 5.10^5$: $\bar{Nu}_L = 0.664\, Re_L^{0.5}\, Pr^{0.33}$
- Pour le régime turbulent $\mathrm{Re} > 5.10^5$: $\bar{Nu}_L = 0.037\, Re_L^{0.8}\, Pr^{0.33}$

Pour choisir la corrélation convenable, il faut déterminer le régime d'écoulement en calculant le nombre de Reynolds moyen défini par :

$$Re_L = \frac{U_\infty L}{\nu} = \frac{28\times 2}{1.6\times 10^{-5}} = 35\times 10^5 > 5\times 10^5$$

Le régime d'écoulement est turbulent, on choisit alors la deuxième corrélation :

$$\bar{Nu}_L = 0,037\, Re_L^{0.8}\, Pr^{0,33} \quad \text{avec} \quad \bar{Nu}_L = \frac{\bar{h}.L}{\lambda_{air}} \Rightarrow \bar{h} = \frac{\bar{Nu}_L.\lambda_{air}}{L}$$

$$\bar{h} = 0,037\frac{\lambda_{air}}{L} Re_L^{0.8}\, Pr^{0,33}$$

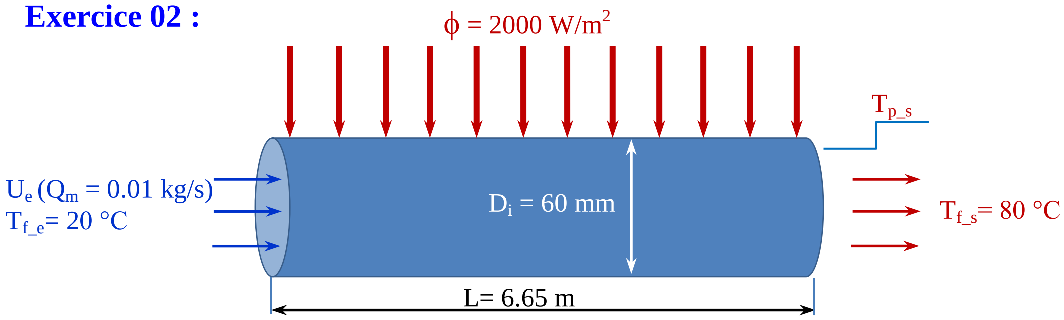
A.N

$$\bar{h} = 0,037\times\frac{0.0267}{2}\left(35\times 10^5\right)^{0.8} 0.7^{0,33} \quad \Rightarrow \bar{h} = 75.63\left[\frac{W}{m^2K}\right]$$

Dr. G. Mebarki

$$\frac{\varphi}{b} = 75.63 \times 2 \times (35 - 25) \quad \Rightarrow \quad \frac{\varphi}{b} = 1512.6 \quad \left[\frac{W}{m}\right]$$

Exercice 02 :



Le flux de chaleur à la sortie du tube se calcul par :

$$\varphi = \bar{h} S \left(T_{\text{p\_sortie}} - T_{fluide\_sortie} \right) \quad \Rightarrow \quad \phi = \frac{\varphi}{S} = \bar{h} \left(T_{\text{p\_sortie}} - T_{fluide\_sortie} \right) \quad \left[\frac{W}{m^2}\right]$$

D'où, la température de la paroi du tube à la sortie est :

$$T_{\text{p\_s}} = \frac{\phi}{\bar{h}} + T_{\text{f\_s}}$$

Il faut maintenant calculer le coefficient d'échange convectif moyen $\bar{h}$ à partir des corrélations dont le choix dépond du régime d'écoulement déterminé à partir du calcul du nombre de Reynolds moyen :

$$\text{Re}_\text{L} = \frac{\text{U}_\text{e}\,\text{D}_\text{i}}{\nu}$$

Le débit massique est donné par :

$$\text{Q}_m = \rho \text{U}_\text{e} S = \rho \text{U}_\text{e} \frac{\pi D_i^2}{4} \quad \Rightarrow \quad \text{U}_\text{e} = \frac{4\text{Q}_m}{\rho \pi D_i^2}$$

Après remplacement de 'U_e' par sa valeur, le nombre de Reynolds moyen devient donc :

$$\text{Re}_\text{L} = \frac{\frac{4\text{Q}_m}{\rho \pi D_i^2}\text{D}_\text{i}}{\nu} \quad \Rightarrow \quad \text{Re}_\text{L} = \frac{4\text{Q}_m}{\rho \nu \pi \text{D}_\text{i}} = \frac{4 \times 0.01}{990 \times 0.5675 \times 10^{-6} \times 3.14 \times 0.06} = 377.9 < 2300$$

Le régime d'écoulement est laminaire ce qui correspond, pour le cas d'un flux de chaleur constant appliqué à la paroi, à un nombre de Nusselt moyen :

$$\bar{Nu} = 4.364$$

$$\bar{Nu} = \frac{\bar{h}.D_i}{\lambda_{eau}} \quad \Rightarrow \quad \bar{h} = \frac{\bar{Nu}.\lambda_{eau}}{D_i}$$

A.N :

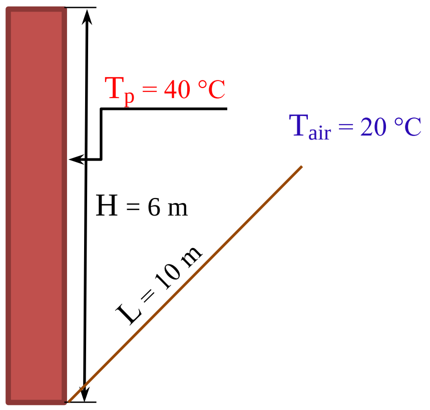
Le coefficient d'échange convectif moyen devient:

$$\bar{h} = \frac{4.364 \times 0.64}{0.06} = 46.55 \quad \left[\frac{W}{m^2 K}\right]$$

$$T_{\text{p\_s}} = \frac{\phi}{\bar{h}} + T_{\text{f\_s}} = \frac{2000}{46.55} + 80 \quad \Rightarrow \quad T_{\text{p\_s}} = 122.96 \text{ °C}$$

Exercice 03 :

Il s'agit, dans ce problème, de la convection naturelle (libre) où l'air se déplace du bas vers le haut sous l'effet du gradient de température qui provoque une différence de masse volumique entre l'air chaud et l'air froid.



Les pertes thermiques entre le mur et l'air se calculent par :

$$\varphi = \bar{h} S \left(T_p - T_{air}\right) \quad [W]$$

Le coefficient de transfert de chaleur par convection moyen $\bar{h}$ peut être déterminé à partir d'une des quatre corrélations du nombre de Nusselt données dans l'exercice. Puisque la convection est naturelle, le choix est donc limité entre les deux premières. Pour le choix final, il faut déterminer le régime d'écoulement en calculant le nombre de Rayleigh (ou de Grashof) moyen donné par :

$$Ra_L = Gr_L . Pr = \frac{\rho^2 g \beta \left(T_p - T_\infty\right) H^3}{\mu^2} . Pr$$

Le coefficient de dilatation thermique est donné par :

$$\beta = \frac{1}{T} \quad \left[\frac{1}{K}\right]$$

<u>**N.B.**</u> Le choix de la longueur caractéristique dépond de la direction du déplacement du fluide sous l'effet de la force de flottabilité due au gradient de température. Dans notre cas l'aire se déplace sous l'effet de la température du bas vers le haut du mur du bâtiment, la longueur caractéristique est donc '**H**' et non pas '**L**'

<u>**A.N :**</u>

$$\beta = \frac{1}{T} \text{ avec } T = \frac{T_p + T_\infty}{2} = \frac{20+40}{2} + 273 = 303 \; [K] \quad \Rightarrow \quad \beta = \frac{1}{303} = 0.0033 \; \left[K^{-1}\right]$$

$$Ra_L = \frac{1.149^2 \times 9.81 \times 0.0033 \times (40-20) 6^3}{\left(1.84 \times 10^{-5}\right)^2} \times 0.718 = 3.91 \times 10^{11} > 9 \times 10^9$$

$Ra_L > 10^9$, l'air est en convection libre turbulente, alors:

$$Nu_L = 0.1Ra_L^{1/3} = 0.1\times\left(3.91\times10^{11}\right)^{1/3} = 731.24$$

Le coefficient d'échange convectif moyen devient:

$$Nu_L = \frac{\bar{h}.H}{\lambda_{air}} \quad \Rightarrow \quad \bar{h} = \frac{Nu_L.\lambda_{air}}{H} = \frac{731.24\times0.0258}{6} = 3.14 \quad \left[\frac{W}{m^2K}\right]$$

Finalement on obtient les pertes thermiques entre le mur et l'air par :

$$\varphi = \bar{h}\left(H.L\right)\left(T_{\mathrm{p}} - T_{air}\right) = 3.14\times\left(6\times10\right)\times\left(40-20\right) \quad [W]$$

$$\varphi = 3768 \quad [W]$$