



Module : Transfert thermique II

Série N° :02

Exercice N° 01 :

Le mur d'un bâtiment à 6 m de haut et 10 m de long. Sous l'échauffement dû au soleil, sa température extérieure atteint $T_m = 40^\circ C$. La température ambiante extérieure est $T_{air} = 20^\circ C$. On donne les propriétés physiques suivantes de l'air, à la température de $30^\circ C$:

$$\rho = 1,149 \text{ kg} / \text{m}^3 ; \lambda = 0,0258 \text{ W} / \text{mK} ; \mu = 18,4 \cdot 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s} ; C_p = 1006 \text{ J} / \text{Kg}\cdot\text{K} .$$

- Calculer le flux de chaleur échangé par convection entre le mur et l'air.

Exercice N° 02 :

Un tube vertical de 80 mm de diamètre et de 2 m de hauteur est maintenu à une température constante de $120^\circ C$. Le tube est entouré d'air ambiant avec une température de $30^\circ C$. Trouvez la perte de chaleur par convection naturelle. Sachant que le nombre de Nusselt est corrélé par la relation : $N_u = 0,10(R_a)^{0,333}$

Les propriétés d'eau à $75^\circ C$ sont : $\rho = 1,0145(\text{Kg} / \text{m}^3)$ $\nu = 20,55 \cdot 10^{-6}(\text{m}^2 / \text{s})$; $P_r = 0,693$; $\lambda = 30,06 \cdot 10^{-3}(\text{W} / \text{mK})$.

Exercice N° 03 :

Une carte de circuit intégrée dissipe un flux de chaleur de 100 W avec une surface $0,3 \times 0,2(\text{m}^2)$ (voir figure I). Un ventilateur est utilisé pour refroidir cette carte avec une vitesse d'écoulement de $12 \text{ m} / \text{s}$ parallèle à la plus grande dimension de la carte. En utilisant la relation de nombre Nusselt moyen suivante : $N_u = (0,05.R_e^{0,8} - 310).P_r^{1/3}$.

- Calculez la température de la surface du carte sachant que la température de l'air est $30^\circ C$. On donne la pression ambiante égale à $P = 1 \text{ bar}$, et $R = 287 \text{ J} / \text{Kg}\cdot\text{K}$, $\lambda = 0,03 \text{ W} / \text{mK}$, $C_p = 1 \text{ KJ} / \text{Kg}\cdot\text{K}$ et $\mu = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Kg} / \text{ms}$

Exercice N° 04 :

Un convecteur électrique de puissance $Q = 1500 \text{ W}$ a la forme d'une plaque plane verticale dont la largeur est $l = 1,5 \text{ m}$ (voir figure II). L'air ambiant autour du convecteur est à la température $T_{air} = 20^\circ C$

- Les propriétés thermo-physiques de l'air à $50^\circ C$ sont :

$$\nu = 17,95 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s} ; \lambda = 0,0283 \text{ W} / \text{mK} ; P_r = 0,698 ; \beta = 0,0031 \text{ K}^{-1} .$$

Quelle doit être la hauteur H du convecteur pour que sa température de surface T_s ne dépasse pas $80^\circ C$? Vérifier la hauteur H pour les deux régimes de convection. Sachant que le nombre de Nusselt est corrélé par les relations suivantes :

- Pour un régime laminaire : $N_u = 0,59 R_a^{0,250}$
- Pour un régime turbulent : $N_u = 0,10 R_a^{0,333}$

Exercice N° 05 :

Deux plaques horizontales sont placées à 1,25 cm l'une de l'autre. L'espace compris entre elles est rempli d'une huile de viscosité dynamique de $1,4 \text{ N}\cdot\text{s} / \text{m}^2$. Calculer la contrainte tangentielle exercée par l'huile si la plaque supérieure se déplace à la vitesse de $2,5 \text{ m/s}$.

Exercice N° 06 :

Une plaque plane lisse de forme carrée de 2 cm de côté est tenue immergée dans de l'eau de viscosité cinématique $10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$ s'écoulant à la vitesse de 30 cm/s. déterminer l'épaisseur de la couche limite à une distance de 50 cm au bord de la plaque.

Exercice N° 07 :

Le débit d'huile dans un palier de tourillon peut être approximée par flux parallèle entre deux grandes plaques avec une plaque qui se déplace et l'autre fixe. Considérons deux plaques isothermes (voir fig.3), séparés par un film d'huile de 2 mm d'épaisseur. La plaque supérieure se déplace à une vitesse constante de 12 m/s, tandis que l'autre plaque inférieure est à l'arrêt. Les deux plaques sont maintenues à 20 °C.

- a)- Trouver les relations des distributions de vitesse et de température dans l'huile.
- b)- Déterminer la température maximale dans l'huile et le flux de chaleur échangée entre l'huile et à chaque plaque.

On donne les propriétés physiques de l'huile à 20 °C : $\mu_{huile} = 0,800 (\text{Kg} / \text{ms})$, $\lambda_{huile} = 0,145 (\text{W} / \text{mK})$

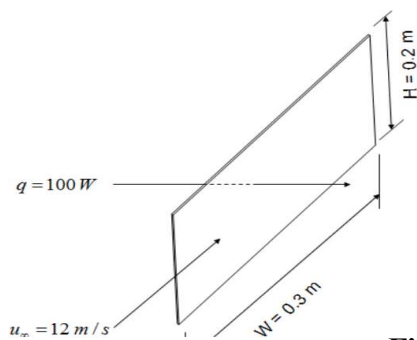


Fig. 1

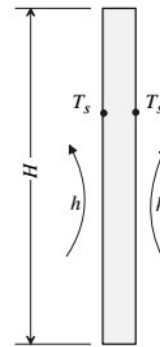


Fig.2

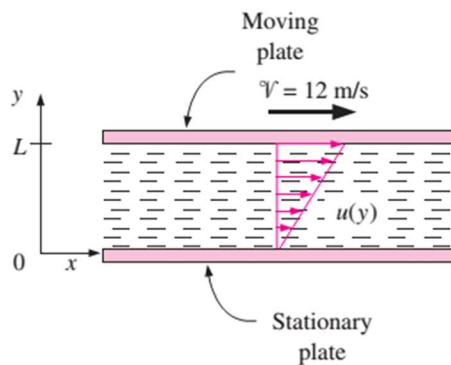


Fig.3

Chargé du module MENECEUR N

« Le futur est prêt à être créé, et le passé est une page déjà tournée »

Solution de série N° :02

Exercice N° 01 :

Calcul le flux de chaleur échangé par convection entre le mur et l'air :

- 1- Le nombre de Grashof : $5,45 \cdot 10^{11}$
- 2- Le nombre de Prandtl est : 0,718
- 3- Le nombre de Rayleigh est : $3,91 \cdot 10^{11}$; le régime de convection naturelle turbulent. On utilise les coefficients $C = 0,10$ et $n = 1/3$.
- 4- Le nombre de Nusselt est : $N_u = 731$.
- 5- Le coefficient de convection de chaleur est : $h = 3,14 (W / m^2 K)$.
- 6- le flux de chaleur échangé : $Q = 3768 W$.

Exercice N° 02 :

La perte de chaleur par convection naturelle :

- 1- Le nombre de Grashof : $4,80 \cdot 10^{10}$
- 2- Le nombre de Rayleigh est : $3,32 \cdot 10^{10}$; le régime de convection naturelle turbulent. On utilise les coefficients $C = 0,10$ et $n = 0,333$.
- 3- Le nombre de Nusselt est : $N_u = 318,8$.
- 4- Le coefficient de convection de chaleur est : $h = 4,79 (W / m^2 K)$.
- 5- le flux de chaleur échangé : $Q = 216,7 W$.

Exercice N° 03 :

Calcul la température de la surface du carte :

- 1- Le flux de chaleur dissipé par unité de surface : $1666,7 (W / m^2)$
- 2- Le nombre de Prandtl : 0,667 .
- 3- Masse volumique : $1,15 (Kg / m^3)$.
- 4- Le nombre de Reynolds : $2,07 \cdot 10^5$.
- 5- Le nombre de Nusselt : 511 .
- 6- L'écart de température est : $32,6^\circ C$
- 7- la température de la surface de la carte : $62,6^\circ C$.

Exercice N° 04 :

Calcul la hauteur de convecteur :

- 1- Calcul le nombre de Grashof : $5,656 \cdot 10^9 H^3$.
- 2- Pour le régime laminaire la hauteur : $2,51 m$
- 3- Pour le régime turbulent la hauteur : $1,86 m$

Exercice N° 05 :

La contrainte tangentielle exercée par l'huile : $\tau = \mu \frac{du}{dy} = 1,4 \frac{2,5}{0,0125} = 280 (N / m^2)$

Exercice N° 06 :

Détermination de l'épaisseur de la couche limite :

- 1- Le nombre de Reynolds : 150000 , donc l'écoulement est laminaire.
- 2- L'épaisseur de la couche est : $0,0064 m$

Exercice N° 07 :

a)- Les relations des distributions de vitesse et de température dans l'huile :

Nous prenons l'axe des x pour être la direction du flux, et y pour être la normale direction. Il s'agit d'un écoulement parallèle entre deux plaques, et donc $v = 0$. Puis l'équation de continuité réduite à :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \rightarrow \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \Rightarrow u = u(y)$$

Par conséquent, la composante x de la vitesse ne change pas dans la direction de l'écoulement (c'est-à-dire que le profil de vitesse reste inchangé). Notant que : $u = u(y); v = 0$ et $\frac{\partial P}{\partial x} = 0$ (le débit est maintenu par le mouvement de la plaque supérieure plutôt que par le gradient de pression), l'équation de quantité de mouvement se réduit à :

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \frac{\partial P}{\partial x} \rightarrow \frac{d^2 u}{dy^2} = 0$$

Il s'agit d'une équation différentielle ordinaire du second ordre, et son intégration à deux reprises donne :

$$u(y) = C_1 y + C_2$$

Les vitesses de fluide aux surfaces des plaques doivent être égales aux vitesses des plaques en raison de la condition no-slip. Par conséquent, les conditions aux limites sont :

$$u(y) = \frac{y}{L} V$$

L'échauffement par friction dû à la dissipation visqueuse, dans ce cas, est important en raison de la viscosité élevée de l'huile et de la grande vitesse de la plaque. Les plaques sont isothermes et il n'y a pas de changement dans le sens d'écoulement, donc la température ne dépend que de y, $T = T(y)$. Ainsi $u = u(y)$ et $v = 0$

Ensuite, l'équation d'énergie avec dissipation se réduit à :

$$\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \rightarrow \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = -\mu \left(\frac{V}{L} \right)^2$$

Depuis : $\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{V}{L}$ u / y / L. La division des deux côtés par λ et l'intégration deux fois donnent :

$$T(y) = -\frac{\mu}{2\lambda} \left(\frac{y}{L} V \right)^2 + C_3 y + C_4$$

L'application des conditions aux limites $T(0) = T_0$ et $T(L) = T_0$ donne la distribution de température à :

$$T(y) = T_0 + \frac{\mu V^2}{2\lambda} \left(\frac{y}{L} - \frac{y^2}{L^2} \right)$$

b)- Le gradient de température est déterminé en différenciant $T(y)$ par rapport à y ,

$$\frac{dT}{dy} = \frac{\mu V^2}{2\lambda L} \left(1 - 2\frac{y}{L}\right)$$

L'emplacement de la température maximale est déterminé en définissant $\frac{dT}{dy} = 0$ et en résolvant pour y ,

$$\frac{dT}{dy} = \frac{\mu V^2}{2\lambda L} \left(1 - 2\frac{y}{L}\right) = 0 \quad \rightarrow \quad y = \frac{L}{2}$$

Par conséquent, la température maximale se produira au niveau du plan médian, ce qui n'est pas surprenant car les deux plaques sont maintenues à la même température. La température maximale est la valeur de la température à $y = L/2$,

$$\begin{aligned} T_{\max} &= T\left(\frac{L}{2}\right) = T_0 + \frac{\mu V^2}{2\lambda} \left(\frac{L/2}{L} - \frac{(L/2)^2}{L^2}\right) = T_0 + \frac{\mu V^2}{8\lambda} \\ &= 20 + \frac{(0,8)(12)^2}{8,0,145} \frac{1}{1} = 119^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Le flux de chaleur échangée entre l'huile et à chaque plaque :

$$\begin{aligned} Q_0 &= -\lambda \left. \frac{dT}{dy} \right|_{y=0} = -\lambda \frac{\mu V^2}{2\lambda L} (1-0) = -\frac{\mu V^2}{2L} = -28800 \text{ (W / m}^2\text{)} \\ Q_L &= -\lambda \left. \frac{dT}{dy} \right|_{y=L} = -\lambda \frac{\mu V^2}{2\lambda L} (1-2) = \frac{\mu V^2}{2L} = -Q_0 = 28800 \text{ (W / m}^2\text{)} \end{aligned}$$

Module : Transfert thermique II
Série N° : 0 3

Exercice N°01 :

Le transfert de chaleur entre deux fluides s'effectue à travers un tube d'acier de diamètres intérieur/extérieur 18 / 21 mm.

On donne :

- Côté intérieur : $h_1 = 1000 \text{ W/m}^2\text{k}$; température moyenne de mélange : $T_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Côte extérieur : $h_2 = 2000 \text{ W/m}^2\text{k}$; température: $T_2 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.
- L'acier avec conductivité : $\lambda = 46 \text{ w/mk}$.

1- Calculer le coefficient global d'échange kg.

2- Après un an de fonctionnement, on estime avoir une résistance d'encrassement $4.10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$. Déterminer le nouveau coefficient d'échange global.

3- En attribuant une efficacité de 1 au tube neuf, que devient cette efficacité au bout d'un an ?

4- Quel est alors le flux échangé dans un tube de longueur $L = 1 \text{ m}$?

Exercice N° 02 :

L'huile chaude doit être refroidie dans un échangeur de chaleur à double tube à contre-courant (fig.1). Le tube intérieur en cuivre de diamètre de 2 cm et d'épaisseur négligeable. Le tube externe du diamètre intérieur de 3 cm. L'eau s'écoule à travers le tube à un débit de 0,5 kg/s, et l'huile à travers l'enveloppe à un débit de 0,8 kg/s. Si en prenant la moyenne des températures de l'eau et de l'huile à 45 °C et 80 °C respectivement. Déterminer le coefficient de transmission global de cet échangeur.

On donne les propriétés physiques de l'eau à 45 °C est :

$$\rho_{eau} = 990 \text{ kg/m}^3, \nu = 0,602.10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, \lambda_{eau} = 0,637 \text{ w/mC}, Pr = 3,91.$$

Les propriétés de l'huile à 80 °C est :

$$\rho_{hui} = 852 \text{ kg/m}^3, \nu = 37,5.10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, \lambda_{huile} = 0,138 \text{ w/mC}, Pr = 490.$$

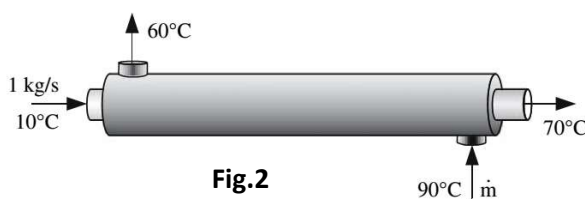


Fig.2

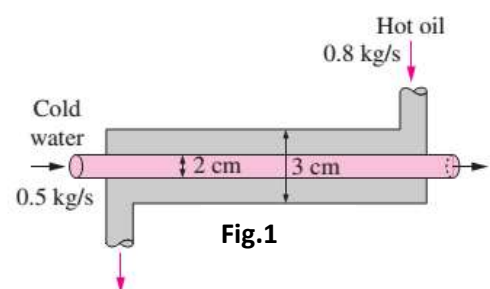


Fig.1

Exercice N° 03 :

Un aliment liquide est chauffé dans un échangeur de chaleur à double-pipe (fig.2) avec un débit massique de 1 kg/s. Le liquide pénètre à l'intérieur du tube à 10 °C et sortant à 70 °C. L'eau utilisée comme fluide de chauffage moyen, entrant dans l'espace annulaire de l'échangeur de chaleur à 90 °C s'écoulant à l'intérieur de l'échangeur en mode contre-courant et sortant à 60 °C. Si le coefficient global de transmission de la chaleur égale à $200 \text{ w/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, déterminer :

- 1- Le débit nécessaire de l'eau.
- 2- La surface nécessaire d'échange.
- 3- L'efficacité de l'échangeur.

Utiliser la valeur de capacité calorifique pour le liquide 3,5 kJ/kg. °C, et pour l'eau 4,18 KJ/kg. °C.

Exercice N°04 :

Pour refroidir un débit de 9,4 kg/h d'air de 616 °C à 178 °C, on le fait passer dans le tube central d'un échangeur bitube à contre-courant de 1,5 m de long, de 2 cm de diamètre et de faible épaisseur.

- 1)- Calculer la puissance calorifique à évacuer. On donne pour l'air : $C_p = 1060 \text{ J / KgK}$
- 2)- Le fluide de refroidissement est de l'eau, qui pénètre dans la section annulaire à la température de 16°C avec un débit de 0,6 l / min . Calculer la température de cette eau à la sortie de l'échangeur. On prendra $C_{p_eau} = 4180 \text{ J / KgK}$.
- 3)- Calculer le coefficient d'échange h_c côté fluide chaud (on ne tiendra pas compte d'une éventuelle correction en μ/μ_p).
- 4)- Déterminer l'efficacité de cet échangeur, puis son NUT. En déduire le coefficient d'échange global, puis le coefficient d'échange h_f côté fluide froid.
- 5)- La paroi extérieure de l'échangeur est isolée. Quelle est approximativement l'épaisseur b de l'espace annulaire qui permettrait d'obtenir cette valeur de h_f ? (On admettra d'abord l'écoulement laminaire, et on vérifiera ensuite cette propriété).

Exercice N°05 :

Un échangeur de chaleur à contre-courant est utilisé pour refroidir 0,55 (kg / s) d'huile de 115°C à 40°C avec une capacité calorifique de $C_p = 2,45 \text{ (KJ / kg°C)}$. En utilisant de l'eau comme un fluide refroidissement, les températures d'entrée et de sortie de l'eau de refroidissement sont respectivement de 15°C et 75°C . Le coefficient de transfert de chaleur global devrait être de 1450 ($\text{W / m}^2\text{°C}$). À l'aide de la méthode NTU, calculez les paramètres suivants :

- 1- Le débit massique d'eau.
- 2- L'efficacité de l'échangeur de chaleur.
- 3- La surface requise.

Exercice N°06 :

De l'eau froide circule dans un tube de chaudière à condensation. Sa température d'entrée est 18°C et son débit 400Kg / h . Le réchauffage est assuré par condensation de vapeur d'eau à l'extérieur du tube, à la température 104°C .

On donne : diamètre intérieur 12,5 mm ; diamètre extérieur 16 mm ; longueur 2,4 m ; conductivité de la paroi 46 W / mK. Pour l'eau, on admettra dans la gamme de température considérée :

$$\nu = 0,7 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s} ; P_r = 5,5 ; C_p = 4180 \text{ (J / KgK)}$$

- 1- Calculer le coefficient d'échange h_f à l'intérieur du tube.
- 2- On donne le coefficient h_v côté vapeur : 8000 ($\text{W / m}^2\text{K}$). Calculer le coefficient global d'échange.
- 3- Calculer le NUT et l'efficacité de l'appareil.
- 4- Déterminer la température de sortie d'eau, puis la quantité de chaleur récupérée annuellement grâce au dispositif à condensation, si l'on considère que la saison de chauffe dure 150 jours et que la chaudière fonctionne 5 heures par jour.

Chargé du module MENECEUR.N

« *« Dommage, La vie n'est pas comme un livre, On ne peut pas sauter des chapitres, Ni revivre des bons moments... »*

Solution de série N° :0 3

Exercice N° 01 :

- 1- Le coefficient d'échange global : $K_g = 653 \text{ (} W / m^2 K \text{)}$.
- 2- Le nouveau coefficient d'échange global : $K'_g = 518 \text{ (} W / m^2 K \text{)}$.
- 3- L'efficacité : $E = 0,793$.
- 4- le flux échangé dans le tube de 1m de longueur : $\varphi = 475 W$.

Exercice N° 02 :

Détermination de coefficient de transmission global de cet échangeur :

- 1- La vitesse d'écoulement de l'eau : $v = 1,61 \text{ (} m / s \text{)}$
- 2- Le nombre de Reynolds pour l'eau : $R_e = 53490$ le régime d'écoulement est turbulent.
- 3- Le nombre de Nusselt d'eau égale : $N_u = 240,6$.
- 4- Le coefficient de convection de chaleur de l'eau : $h = 7663 \text{ (} W / m^2 \text{ } ^\circ C \text{)}$.
- 5- La vitesse d'écoulement d'huile : $v = 2,39 \text{ (} m / s \text{)}$
- 6- Le nombre de Reynolds pour l'huile : $R_e = 637$ le régime d'écoulement est laminaire.
- 7- Le nombre de Nusselt d'huile égale : $N_u = 5,45$.
- 8- Le coefficient de convection de chaleur de l'huile : $h = 75,2 \text{ (} W / m^2 \text{ } ^\circ C \text{)}$.
- 9- Le coefficient global d'échange égale : $K_g = 74,5 \text{ (} W / m^2 \text{ } ^\circ C \text{)}$

Exercice N° 03 :

- 1- Le débit nécessaire de l'eau :
- 2- La surface nécessaire d'échange :
- 3- L'efficacité de l'échangeur :

Exercice N° 04 :

- 1- Calcul de la puissance calorifique à évacuer : $1213 W$.
- 2- Calcul la température de l'eau à la sortie de l'échangeur : $T_{fs} = 45^\circ C$.
- 3- Calcul le coefficient d'échange h_c côté fluide chaud : $h_c = 43,5 W / m^2 K$.
- 4- l'efficacité de cet échangeur : $E = 0,73$; $NUT = 1,35$; $K_g = 39,8 \text{ (} W / m^2 K \text{)}$;
 $h_f = 500 \text{ (} W / m^2 K \text{)}$.

Exercice N° 05 :

- 1- Le débit massique d'eau : $\dot{m}_{eau} = 0,40 \text{ (} Kg / s \text{)}$.
- 2- L'efficacité de l'échangeur de chaleur : $E = 0,75$.
- 3- La surface requise : $S = 2,19 m^2$

Exercice N° 06 :

- 1- Calcul le coefficient d'échange h_f à l'intérieur du tube : $h_f = 4500 W / m^2 K$.
- 2- Calcul le coefficient global d'échange : $K_g = 3000 W / m^2 K$.
- 3- Calcul le NUT : $NUT = 0,69$ et l'efficacité de l'appareil : $E = 0,50$.
- 4- Détermination de la température de sortie d'eau : $T_{fs} = 61^\circ C$, la quantité de chaleur récupérée annuellement : $\dot{Q} = 15000 KWh$