République Algérienne Démocratique et Populaire

Université de Jijel Mohamed Seddik Benyahya

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

Module : Transfert de chaleur 2

Niveau : Licence Energétique

Année universitaire : 2020-2021

Chapitre I : Convection thermique

Chapitre I: Convection thermique

I.1. Convection forcée :

I.1.1.Expressions du coefficient de convection h en convection forcée :

Les relations décrivant un problème de convection forcée peuvent s'écrire sous la forme : **Nu = *f* (Pr, Re)**. La relation entre ces trois nombres adimensionnels n'est pas établie théoriquement mais expérimentalement. De nombreux résultats obtenus par des scientifiques ont été rassemblés dans la littérature. Ils sont appelés « corrélations expérimentales ». Dans cette partie nous présenterons les corrélations expérimentales les plus usuelles en convection forcée.

a. Écoulement externe

➢ *Écoulement sur une plaque plane*

La plaque peut être horizontale ou verticale. Le fluide en écoulement a une vitesse moyenne v_m et x désigne la longueur considérée. Si pour une longueur donnée x, le nombre de Reynolds ne dépasse pas 5×10^5 le régime d'écoulement est laminaire.

Régime laminaire

$$\mathrm{Nu}_x = 0{,}332\ \mathrm{Re}_x^{0,5}\ \mathrm{Pr}^{0,33},\ \text{pour } \mathrm{Pr} \geq 0{,}6.$$

Le coefficient moyen pour cette configuration est :

$$\overline{\mathrm{Nu}}_L = 0{,}664\ \mathrm{Re}_L^{0,5}\ \mathrm{Pr}^{0,33},\ \text{pour } \mathrm{Pr} \geq 0{,}6 \text{ et } L \text{ la longueur considérée.}$$

Pour les valeurs de nombres de Reynolds supérieures à 5×10^5, le régime d'écoulement est turbulent :

Régime turbulent

$$\mathrm{Nu}_x = 0{,}0296\ \mathrm{Re}_x^{0,8}\ \mathrm{Pr}^{0,33},\ \text{pour } 0{,}6 < \mathrm{Pr} < 60$$

➢ *Écoulement autour d'un cylindre*

L'écoulement du fluide est perpendiculaire par rapport à l'axe du cylindre. Sa vitesse en amont est u_{inf} et sa température T_{inf} (figure 1). Un sillage se forme en aval de l'écoulement. Cela conduit à une répartition non homogène du coefficient variable sur la périphérie du cylindre. On donne dans ce cas la définition d'un coefficient de convection moyen pour toute la périphérie à la température de la paroi Ts :

Dans le cas d'un gaz

$$\overline{\mathrm{Nu}}_D = C\ \mathrm{Re}_D^m\ \mathrm{Pr}^{0,33}$$

Dans le cas d'un liquide

$$\overline{\mathrm{Nu}}_D = 1{,}11\ C\ \mathrm{Re}_D^m\ \mathrm{Pr}^{0,33}$$

Les valeurs des constantes C et m sont reportées dans le tableau suivant :

Tableau 1 : Constantes dans l'expression du nombre de Nusselt pour l'écoulement autour d'un cylindre

Re	*C*	*m*
0,4-4	0,989	0,330
4-40	0,911	0,385
40-4 000	0,683	0,466
4 000-40 000	0,193	0,618
40 000-400 000	0,027	0,805

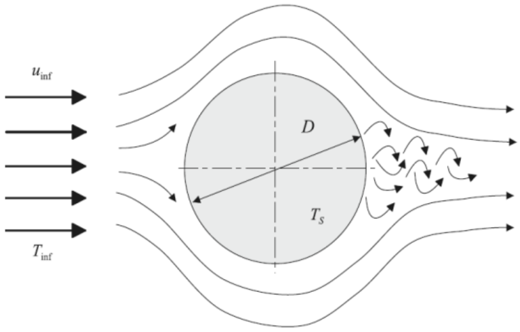

Figure 1 : Écoulement autour d'un cylindre

- *Écoulement autour d'une sphère*

Pour une sphère, les effets de sillage sont similaires à ceux rencontrés dans le cas du cylindre, la corrélation proposée par la littérature est la suivante :

$$\overline{\mathrm{Nu}}_D = 2 + \left(0{,}4\ \mathrm{Re}_D^{0{,}5} + 0{,}06\ \mathrm{Re}^{0{,}66}\right) \mathrm{Pr}^{0{,}4} \left(\frac{\mu_{\mathrm{inf}}}{\mu_s}\right)$$

$$\begin{bmatrix} 0{,}71 < \mathrm{Pr} < 380 \\ 3{,}5 < \mathrm{Re}_D < 7{,}6 \times 10^4 \\ 1{,}0 < \left(\dfrac{\mu_{\mathrm{inf}}}{\mu_s}\right) < 3{,}2 \end{bmatrix}$$

Toutes les propriétés sont déterminées à la température T_{inf} sauf la viscosité dynamique μs du fluide qui l'est à la température *Ts*.

- *Écoulement autour d'un faisceau de tubes*

Plusieurs installations industrielles sont constituées de rangées de tubes parallèles immergées dans un fluide en écoulement perpendiculaire à leur axe. Les tubes peuvent être alignés ou disposés en quinconce, comme représenté à la figure 2. La disposition en quinconce conduit à des fortes turbulences et donc un coefficient d'échange plus important que pour un faisceau aligné. La corrélation utilisée est la suivante :

$$\overline{\mathrm{Nu}}_D = 1{,}13\ C_1\ \mathrm{Re}_{D,\mathrm{max}}^m\ \mathrm{Pr}^{0{,}33}$$

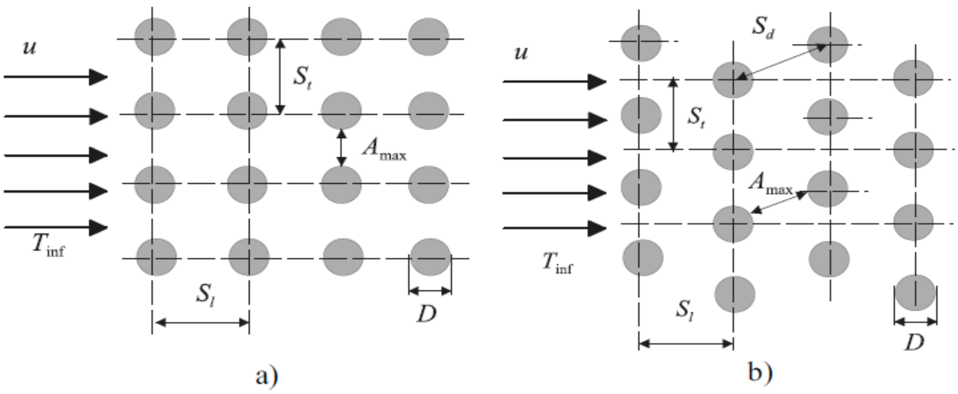

Figure 2 : Écoulement autour d'un faisceau de tubes : a) disposition alignée; b) disposition en quinconce

Les valeurs des constantes sont : C_1= 0,26 et m = 0,65 pour la disposition alignée, et : C_1= 0,41 et m = 0,60 pour la disposition en quinconce.

Le nombre de Reynolds est calculé dans ces configurations en utilisant la vitesse maximale dans l'écoulement. Elle se calcule en utilisant les espacements entre les tubes, la vitesse d'arrivée du fluide et le diamètre des tubes :

$u_{max} = \left(\frac{S_t}{(S_t-D)}\right) u$;pour un arrangement aligné.

$u_{max} = \left(\frac{2.S_t}{(S_d-D)}\right) u$;pour un arrangement en quinconce.

b. Écoulement interne

On considère par écoulement interne, un écoulement qui se développe dans un espace confiné. Cet espace peut être un tube (cylindrique ou rectangulaire), l'espace entre deux tubes concentriques etc. La corrélation utilisée pour les calculs de convection dans ces conditions est appelée corrélation de Colburn.

- *Écoulement dans un tube cylindrique*

Régime turbulent :

Pour le nombre de Reynolds supérieur à 10^4 le régime d'écoulement est turbulent. On applique alors la corrélation suivante :

$$\mathrm{Nu}_D = 0{,}023\ \mathrm{Re}_D^{0,8}\ \mathrm{Pr}^{0,33}$$

Cette corrélation est valable pour 0,7 < Pr < 100 et seulement quand le régime turbulent est établi.

Régime laminaire :

Pour le nombre de Reynolds Re < 2 100 la littérature recommande la relation :

$$\overline{\mathrm{Nu}}_D = 1{,}86\left(\frac{\mathrm{Re}_D \mathrm{Pr}\ D}{L}\right)^{0,33}\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14}$$

$$\begin{bmatrix} T_s = \text{constant} \\ 0{,}48 < \mathrm{Pr} < 16\,700 \\ 0{,}0044 < \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right) < 9{,}75 \end{bmatrix}$$

µ et Pr sont évalués à la moyenne des températures du fluide entre l'entrée et la sortie du tube. Cependant µ*s* est la viscosité du fluide déterminée pour la température de paroi du tube *Ts* .

- *Écoulement entre deux tubes concentriques*

Pour un écoulement entre deux tubes concentriques (figure 3), le diamètre hydraulique est défini par:

$$D_h = \frac{4\,(\pi/4)\,(D_o^2 - D_i^2)}{\pi D_o - \pi D_i} = D_o - D_i$$

Dans ce cas, plusieurs méthodes sont proposées dans la littérature.

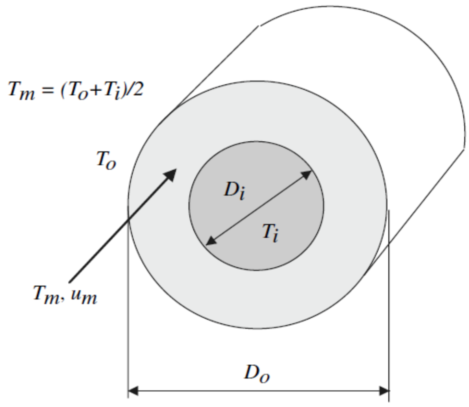

Figure 3 : Écoulement entre deux tubes concentriques

I.2. Convection naturelle

La convection naturelle est une forme d'échange de chaleur la plus souvent observée. Elle résulte du mouvement du fluide provoqué par les différences de densité dues aux variations de température. En convection naturelle les échanges sont nettement moins intenses qu'en convection forcée.

I.2.1.Expressions du coefficient de convection *h* en convection naturelle

Les corrélations expérimentales les plus usuelles en convection naturelle sont généralement de la forme :

$\mathrm{Nu}_L = C\ \mathrm{Ra}_L^n$

Avec :

$$\mathrm{Ra}_L = \mathrm{Gr}_L \mathrm{Pr} = \frac{\beta\, g\, \Delta T\ L^3}{\nu\, \alpha}$$

$$\mathrm{Gr} = \frac{\beta\, \rho^2\, g\, \Delta T\ L^3}{\mu^2}$$

L'exposant n prend les valeurs :

- n = 1/4 en convection laminaire
- n = 1/3 en convection turbulente

Les propriétés du fluide en écoulement pour le nombre de Rayleigh sont déterminées pour la valeur moyenne de température $Tm = (T_{\text{inf}} + T_s)/2$. Quelques valeurs de la constante C en différentes configurations sont reportées dans le tableau suivant :

Géométrie, orientation	Dimension caractéristique L	C en convection laminaire	C en convection turbulente
Plaque verticale	Hauteur	0,59 $\mathrm{Ra}_L \leq 10^9$	0,10 $\mathrm{Ra}_L > 10^9$
Plaque horizontale chauffant ver le bas	Largeur	0,27 $10^5 \leq \mathrm{Ra}_L \leq 10^{10}$	0,54 $10^{10} < \mathrm{Ra}_L \leq 10^{13}$
Plaque horizontale chauffant vers le haut	Largeur	0,54 $10^4 \leq \mathrm{Ra}_L \leq 10^7$	0,15 $10^7 < \mathrm{Ra}_L \leq 10^{11}$
Cylindre horizontal	Diamètre extérieur	$C = 1{,}02$ et $n = 0{,}148$ pour $10^{-2} \leq \mathrm{Ra}_L \leq 10^2$; 0,54 pour $5 \times 10^2 \leq \mathrm{Ra}_L \leq 2 \times 10^7$	0,135 $2 \times 10^7 < \mathrm{Ra}_L \leq 10^{13}$

➢ *Plaque plane inclinée*

La littérature montre que pour les surfaces planes inclinées, le coefficient d'échange peut être déterminé à partir de corrélations pour la plaque verticale. Ces corrélations doivent être modifiées en remplaçant la gravité g dans le nombre de Rayleigh par $g\cos\theta$, où θ est l'angle d'inclinaison mesuré par rapport à la verticale.

➢ *Canalisations*

- *Plaques verticales*

Pour le transfert entre deux surfaces parallèles verticales (figure 4.a) la littérature propose le calcul direct de la densité de flux échangé entre ces surfaces selon la loi de Fourier :

$$\varphi = \frac{\lambda_{eq}}{\delta}(T_1 - T_2)$$

Dans cette expression δ_{eq} représente la conductivité équivalente qui est déterminée par :

$$\frac{\lambda_{eq}}{\lambda_f} = 0{,}18\ \mathrm{Gr}_\delta^{1/4}\left(\frac{\delta}{L}\right)^{1/9} \quad \text{pour } 2\times10^4 \le \mathrm{Gr}_\delta \le 2\times10^5$$

$$\frac{\lambda_{eq}}{\lambda_f} = 0{,}065\ \mathrm{Gr}_\delta^{1/3}\left(\frac{\delta}{L}\right)^{1/9} \quad \text{pour } 2\times10^5 < \mathrm{Gr}_\delta \le 1{,}1\times10^7$$

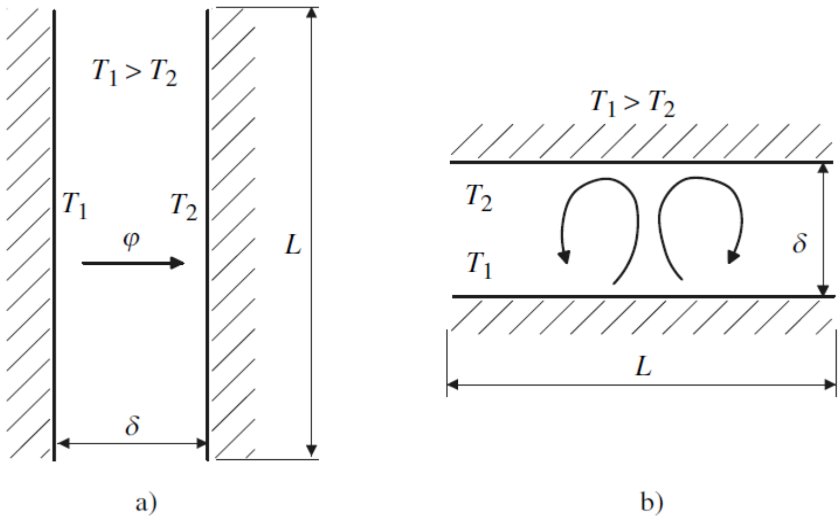

Figure 4 : Échange par convection naturelle entre deux surfaces a) verticales ; b) horizontales.

- *Plaques horizontales*

Le transfert entre deux surfaces parallèles horizontales (figure 4.b) est assuré seulement par la conduction (loi de Fourier) si la surface chaude est située au-dessus de la surface froide ($T1 < T2$). L'écoulement de fluide par convection n'est pas observé. Dans le cas inverse ($T1 > T2$), la convection a lieu.

La densité de flux échangé est calculée comme précédemment en utilisant les conductivités équivalentes :

$$\frac{\lambda_{eq}}{\lambda_f} = 0{,}21\ \mathrm{Ra}_\delta^{1/4} \quad \text{pour } 10^4 \le \mathrm{Gr}_\delta \le 4\times10^5$$

et

$$\frac{\lambda_{eq}}{\lambda_f} = 0{,}075\ \mathrm{Ra}_\delta^{1/3} \quad \text{pour } 4\times10^5 < \mathrm{Gr}_\delta \le 10^7$$

➢ *Cylindres concentriques*

Pour un espace annulaire entre les deux cylindres (figure 5) la densité de flux échangé est calculée comme pour les plaques en utilisant la loi de Fourier :

$$\varphi = \frac{2\,\pi\,\lambda_{eq}}{\ln\left(D_o/D_i\right)}\,(T_i - T_o)$$

$$\frac{\lambda_{eq}}{\lambda_f} = 0{,}11\ \mathrm{Ra}_\delta^{0,29} \text{ pour } 6\,000 \leq \mathrm{Ra}_\delta \leq 10^6$$

$$\frac{\lambda_{eq}}{\lambda_f} = 0{,}4\ \mathrm{Ra}_\delta^{0,2} \text{ pour } 10^6 < \mathrm{Ra}_\delta \leq 10^8$$

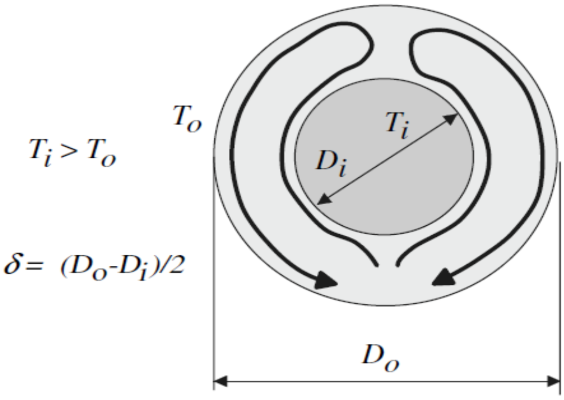

Figure 5 : Échange par convection naturelle dans un espace entre deux cylindres

***T_{inf}*:** Température de fluide.
***T_s*:** Température de paroi.
***T_m* :** Température moyenne.