

Chapitre I : Rappels des Lois de Transfert de Chaleur

I.1. Introduction

Parmi les modes d'échange d'énergie. Le transfert de chaleur est certainement l'un des plus courants. Dès qu'une différence de température apparaît entre deux systèmes, le transfert de chaleur va intervenir. L'importance des phénomènes de transfert de chaleur résulte de leur intervention dans presque tous les procédés des différents secteurs d'activités : chimie, pharmacie, agroalimentaire, environnement, pétrole... le rôle du transfert de chaleur devient souvent essentiel et même déterminant lorsqu'il est à l'origine des techniques utilisées : échangeur, four, calorifugeage...

I.1.1 Les cause du transfert de chaleur

La condition nécessaire pour qu'un transfert de chaleur soit possible est qu'il existe une différence de température entre deux corps, deux fluides ou deux systèmes. Cela peut être schématisé ainsi :



Un débit de chaleur est transféré de la source chaude vers la source froide. Le débit de chaleur ou flux de chaleur, Q , est la quantité de chaleur transmise par unité de temps. Il a donc la dimension d'une puissance. Les unités du flux de chaleur watt (W) ou (Kcal.h^{-1})

Lorsque les températures des différents systèmes restent constantes, c'est-à-dire indépendants du temps, le régime thermique est dite stationnaire. En revanche, si les températures locales varient en fonction du temps, cela signifie que l'équilibre thermique n'est pas encore atteint. Le régime est alors qualifié de instationnaire ou transitoire

I.1.2 Modes de transfert de chaleur

Le transfert de chaleur peut se faire suivant trois modes de transmission : la conduction, la convection, le rayonnement.

I.2. La conduction :

La conduction peut se définir comme un transfert de chaleur sans déplacement des particules de matière les unes par rapport aux autres. La conduction est le seul mode de transfert de chaleur intervenant au sein des milieux solides.

Exemple : propagation de la chaleur le long d'une barre métallique chauffée par à une extrémité par une flamme.

Le transfert de chaleur par conduction peut se faire suivant deux mécanismes :

- Transmission de la chaleur par les vibrations des atomes ou molécules ;
- Transmission de la chaleur par les électrons libres.

L'importance relative de ces mécanismes dépend de la nature du corps et des matériaux.

I.3. La convection :

La convection implique le mouvement des particules de matière, et par suite ce transfert de chaleur concerne donc exclusivement les fluides : liquide et gaz.

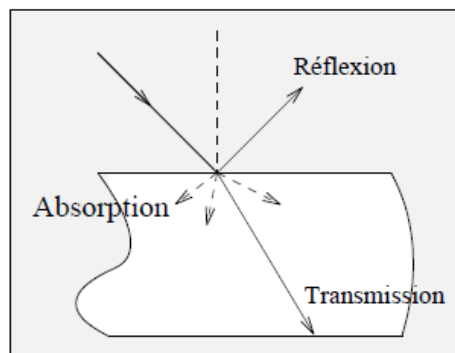
Exemple : chauffage d'un liquide contenu dans un récipient placé sur une plaque chauffante. Au fur et à mesure de la montée en température du liquide, ce liquide se met en mouvement : des mouvements de convection apparaissent à l'intérieur du volume du liquide ; le liquide au contact du fond du récipient est plus chaud, sa masse volumique diminue et par suite cette couche liquide se déplace vers le haut du récipient et elle est remplacée par liquide plus froid.

L'échange de chaleur se fait alors par mélange des couches chaudes et des couches froides du liquide ; se mélange s'effectue librement sans intervention extérieure : c'est la **convection naturelle**.

Pour accélérer le mélange entre les couches chaudes et froides du fluide, et donc favoriser le transfert de chaleur, on peut utiliser une action mécanique extérieure (pompe pour la circulation d'un liquide dans une canalisation, agitateur mécanique pour un liquide contenu dans un réacteur, ventilateur pour de l'air...) : dans ces conditions on dit que **la convection est forcée ou assistée**.

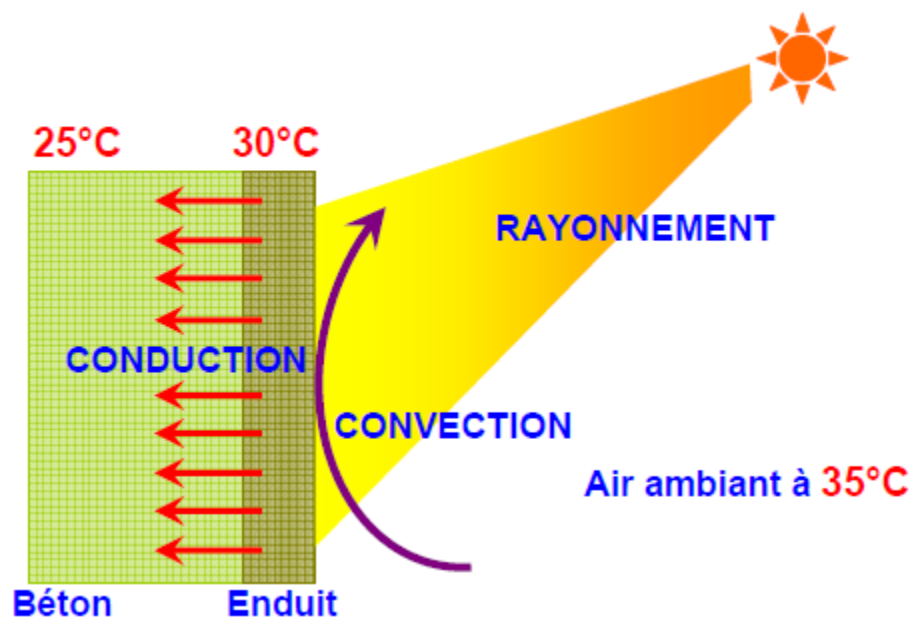
I.4. Le rayonnement

Tout corps placé devant une source de chaleur s'échauffe, mais son échauffement s'arrête quand un obstacle est placé entre la source de chaleur et lui. Ceci indique que l'énergie transportée par un rayonnement identique à celui de la lumière. D'une manière générale tous les corps émettent par leur surface de l'énergie sous forme de radiations électromagnétique. Ce transfert de chaleur qui ne nécessite aucun support matériel se produit même dans le vide. L'énergie reçue par la surface du corps le plus froid va se répartir en trois parties : énergie réfléchiée par la surface, énergie transmise par le corps et énergie absorbée par le corps qui va de ce fait élever la température du corps.



Exemple :

- Le soleil chauffe la terre par rayonnement ; chaleur émise par rayonnement par une flamme

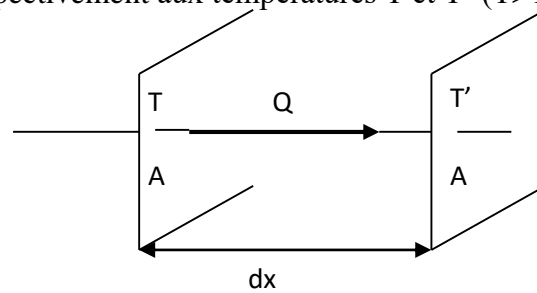


Chapitre II : Transfert de chaleur par conduction

II.1 Loi de transmission de la chaleur par conduction :

Loi de Fourier

Dans un corps solide, homogène et isotrope, considérons deux plans parallèles infiniment voisins de surface A , distants de dx (l'axe des x étant perpendiculaire) et isothermes respectivement aux températures T et T' ($T > T'$ avec $T' = T + dT$)



Transfert thermique par conduction

En régime permanent (T et T' indépendants du temps), on fait l'hypothèse qu'il n'y a pas de pertes thermiques au niveau de la surface latérale du corps ; dans ces conditions il y a un écoulement de chaleur par conduction de la paroi chaude vers la paroi froide : le flux de chaleur Q est donc dans la direction de l'axe des x et normal aux plans.

Le flux de chaleur Q est :

- Proportionnel à l'écart de température entre les deux plans :
 $\Delta T = T - T' = -dT$;
- Proportionnel à la surface du plan traversé A ;
- Inversement proportionnel à la distance entre les deux plans : dx ;
- Proportionnel à un coefficient λ qui dépend de la nature du matériau : ce **coefficient λ** est appelé **conductibilité thermique** ou **conductivité thermique**.

Dans ces conditions la loi de Fourier, s'écrit :

$$Q = -\lambda A \frac{dT}{dx} \dots (1)$$

Dans cette relation, le gradient de température $\frac{dT}{dx}$ étant négatif, le signe $-$ est introduit pour avoir un flux de chaleur toujours positif.

De la loi de Fourier, on peut déduire la dimension de λ :

$$\lambda = \frac{\text{quantité de chaleur} \times \text{longueur}}{\text{temps} \times \text{surface} \times \text{écart de température}}$$

La relation de Fourier (eq1) peut être présentée sous la forme :

$$-dT = \frac{Qdx}{\lambda A} \dots (2)$$

Les variables étant séparées, cette équation différentielle peut être ensuite intégrée pour calculer le flux de chaleur Q à travers une paroi quelconque de dimensions finies, ce transfert de chaleur se faisant dans les conditions de l'état stationnaire avec Q constant

II.2 Coefficients de conductivité thermique

La conductivité λ représente la nature du matériau, et dépend de plusieurs paramètres dont les principaux sont :

- La température
- La phase dans laquelle se trouve le matériau (gaz, solide, liquide)
- L'orientation des fibres ou des cristaux dans le corps (bois, métaux et plastiques étirés ou laminés...)
- La pression pour les gaz

La connaissance de λ est importante, son évaluation se fait expérimentalement. Des tables de conductivité thermique existent pour la plupart des matériaux.

- Variation de λ avec la température

Les matériaux ont un comportement différent vis à vis de la température sur le plan de la conduction de la chaleur. Certains matériaux voient leurs λ diminuer lorsque T croît, c'est le cas du fer, de l'argent, du cuivre, du zinc. Pour d'autres matériaux λ décroît avec T , c'est le cas du cobalt, du béryllium, du magnésium....

Il existe des matériaux dont λ passe par un extremum, c'est le cas du plomb, de l'aluminium, de l'antimoine...

En pratique, si l'écart de températures est faible et que l'application ne demande pas une grande précision (thermique du bâtiment par exemple), une valeur constante de λ peut suffire. Toujours selon l'application, et bien souvent une variation linéaire du type $\lambda = \lambda_0 [1 + \beta (T - T_0)]$ suffit amplement.

Pour toute la suite du chapitre, nous supposons λ constant, et indépendant de la température (il sera possible de prendre une valeur moyenne de λ dans l'intervalle de température considéré).

Ci-dessous sont résumés les domaines de valeurs des conductivités thermiques en fonction des milieux considérés.

MATÉRIAUX	CONDUCTIBILITÉ THERMIQUE		
	W/m.°C	kcal/h.m.°C	
Métaux			
Cuivre	383	330	
Aluminium	209	180	
Acier doux	45	39	
Fonte	56	48	
Matériaux isolants			
Laine de verre	0.035 à 0.038	0.03 à 0.07	
Polystyrène	0.031	0.027	
Liège	0.041	0.035	
Matériaux de construction			
Briques	0.3 à 1.2	0.25 à 1	
Béton	0.8	0.7	
Verre	0.8	0.7	
Bois	0.1 à 0.3	0.1 à 0.25	
Liquides			
Eau	à 0°C à 80°C	0.47 0.58	0.4 0.5
Hydrocarbures à température ambiante (valeur moyenne)	0.14	0.12	
Gaz sous pression atmosphérique			
Air	à 0°C à 100°C	0.024 0.031	0.021 0.027
Vapeur d'eau	à 100°C à 200°C à 400°C	0.023 0.033 0.055	0.020 0.028 0.047
Propane	à 100°C	0.026	0.022
Heptane	à 100°C	0.017	0.015
Matériaux divers (valeurs approximatives)			
Suie	0.06	0.05	
Coke	0.93	0.8	

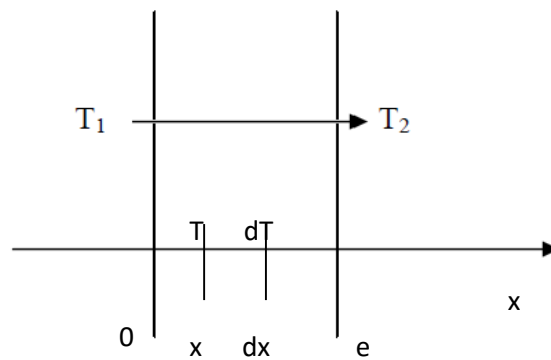
II.3. Conduction de la chaleur cas unidimensionnels en régime stationnaire :

II.3.1. Transfert de chaleur dans une paroi constituée d'un seul matériau :

a. Mur simple

La section droite de la paroi, A, dans la direction perpendiculaire à l'écoulement est constante, cette paroi est constituée d'un matériau homogène, d'épaisseur e, et conductivité thermique λ .

Les températures des surfaces sont respectivement T_1 et T_2 ($T_1 > T_2$)



Conduction dans un mur plan

La relation de Fourier (eq2) peut être intégrée avec les bornes d'intégration indiquées sur le schéma :

$$\int_{T_1}^{T_2} -dT = \frac{Q}{\lambda A} \int_0^e dx \Rightarrow T_1 - T_2 = \frac{Q}{\lambda A} e$$

Relation qui indique le profil de température est linéaire dans la paroi plane est donné par la relation :

$$Q = \frac{\lambda A (T_1 - T_2)}{e}$$

La résistance thermique correspondante est égale à :

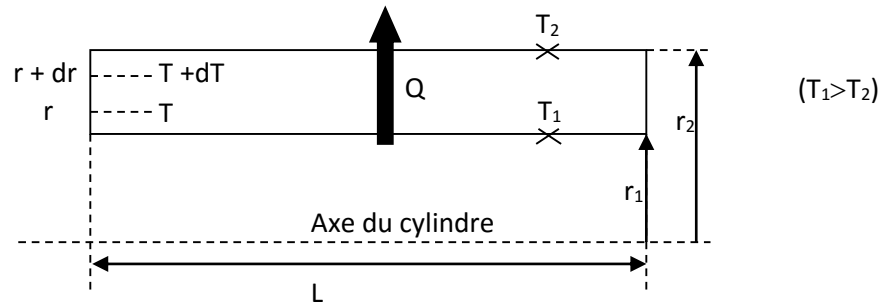
$$R_{th} = \frac{\Delta T}{Q} = \frac{e}{\lambda A}$$

On appelle densité de flux de chaleur la quantité de chaleur transmise sur la surface A par unité de temps :

$$q = \frac{Q}{A} \text{ W/m}^2$$

b. Cylindre creux

Considérons un cylindre creux de longueur L , de rayon intérieur r_1 et de rayon extérieur r_2 . La surface interne est maintenue à la température T_1 tout le long du tube, la surface externe est à la température T_2 et par suite la direction de l'écoulement de chaleur est en tout point radial (perpendiculaire à l'axe du cylindre).



Conduction dans un cylindre creux

Dans se conditions, en coordonnées cylindriques, l'équation 2 s'écrit :

$$-dT = \frac{Qdr}{\lambda A(r)} \dots (5)$$

La surface traversée par le flux de chaleur est variable ; pour un rayon r , elle vaut :

$$A(r) = 2\pi rL$$

L'équation 5 peut être intégrée, avec les bornes d'intégration indiquées sur le schéma :

$$\int_{T_1}^{T_2} -dT = \frac{Q}{\lambda 2\pi L} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r} \Rightarrow T_1 - T_2 = \frac{Q}{\lambda 2\pi L} \ln \frac{r_2}{r_1}$$

Relation qui indique que le profil de température dans la paroi n'est plus linéaire ; le profil de température est une fonction logarithmique du rayon : $T = f(\ln r)$. Par suite le flux de chaleur traversant la paroi cylindrique est donné par la relation :

$$Q = \frac{2\pi L \lambda (T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \dots (6)$$

La résistance thermique correspondante est égale à :

$$R_{th} = \frac{\Delta T}{Q} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi L \lambda} \dots (7)$$

Par analogie avec le mur plan, l'expression du flux de chaleur peut s'écrire :

$$Q = \frac{\lambda A_{moy}(T_1 - T_2)}{e} \dots (8)$$

Ou :

- e est l'épaisseur du solide : $e = r_2 - r_1$;
- A_{moy} est l'aire moyenne traversée par le flux de chaleur ; c'est la valeur moyenne entre l'aire intérieure du cylindre : $A_1 = 2\pi r_1 L$ et l'aire extérieure du cylindre $A_2 = 2\pi r_2 L$.

L'égalité des relations 6 et 8 donne :

$$\frac{A_{moy}}{r_2 - r_1} = \frac{2\pi L}{\ln \frac{r_2}{r_1}}$$

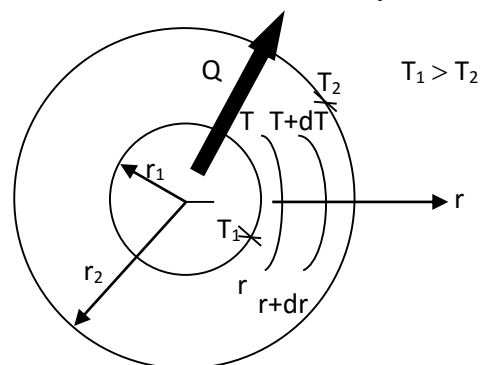
Soit :

$$A_{moy} = \frac{2\pi L(r_2 - r_1)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} = \frac{(A_2 - A_1)}{\ln \frac{A_2}{A_1}}$$

Cette relation montre que l'aire moyenne à considérer est l'aire moyenne logarithmique : logarithmique entre les surfaces, intérieure et extérieure, de cylindre.

c. Sphère creuse :

Considérant une sphère creuse de rayon intérieur r_1 et de rayon extérieur r_2 . La surface interne est maintenue à la température T_1 , la surface externe à la température T_2 ; par suite le flux de chaleur sera radial et la surface traversée au rayon r est égale à : $A(r) = 4\pi r^2$.



Conduction dans un cylindre creux

Dans se condition, en coordonnées sphériques, l'équation 5 peut être intégrée, avec les bornes d'intégration indiquées sur le schéma :

$$\int_{T_1}^{T_2} -dT = \frac{Q}{\lambda 4\pi} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r^2} \Rightarrow T_1 - T_2 = \frac{Q}{\lambda 4\pi} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)$$

Relation qui indique que le profil de température dans la paroi sphérique n'est pas linéaire ; le profil de température est une fonction de $1/r$: $T = f(1/r)$.

Par suite le flux de chaleur traversant la paroi sphérique est donné par la relation :

$$Q = \frac{4\pi\lambda (T_1 - T_2)}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}} = 4\pi r_1 r_2 \lambda \frac{T_1 - T_2}{r_2 - r_1} \dots (10)$$

La résistance thermique correspondante est égale à :

$$R_{th} = \frac{\Delta T}{Q} = \frac{r_2 - r_1}{4\pi r_1 r_2 \lambda} \dots (11)$$

Par analogie avec le mur plan, l'expression du flux de chaleur peut s'écrire sous la forme de l'équation 8, avec $e = r_2 - r_1$ et A_{moy} est l'aire moyenne traversée par le flux de chaleur : valeur moyenne entre l'aire intérieure de la sphère : $A_1 = 4\pi r_1^2$ et l'aire extérieure de la sphère $A_2 = 4\pi r_2^2$. L'égalité des relations 8 et 10 donne :

$$A_{moy} = 4\pi r_1 r_2 = \sqrt{A_2 A_1} \dots (12)$$

Dans le cas d'une sphère, l'aire moyenne à considérer est la moyenne géométrique entre les surfaces, intérieure et extérieure, de la sphère.

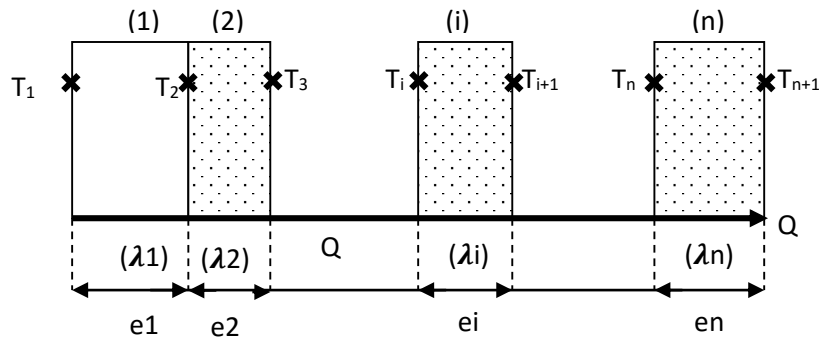
II.3.2. Conduction à travers plusieurs corps placés en série

a. Cas de murs plans en série

Considérons un ensemble de n murs juxtaposés d'épaisseurs différentes et de natures différentes, mais de même surface A . Chaque élément est donc caractérisé par son épaisseur e_i et sa conductivité thermique λ_i .

Les températures des faces externes sont connues : T_1 et T_{n+1} , en revanche les températures des différentes interfaces : $T_2, T_3, \dots, T_i, \dots, T_n$, sont à déterminer.

Pour chaque mur, l'équation de Fourier permet d'écrire la différence de température :



Mur 1 : $T_1 - T_2 = Q \frac{e_1}{\lambda_1 A}$

Mur 2 : $T_2 - T_3 = Q \frac{e_2}{\lambda_2 A}$

Mur i : $T_i - T_{i+1} = Q \frac{e_i}{\lambda_i A}$

Mur n : $T_n - T_{n+1} = Q \frac{e_n}{\lambda_n A}$

En faisant la somme membre à membre de ces différentes équations, il est possible d'éliminer les températures intermédiaires des différentes interfaces ; on obtient :

$$T_1 - T_{n+1} = Q \left(\frac{e_1}{\lambda_1 A} + \frac{e_2}{\lambda_2 A} + \dots + \frac{e_i}{\lambda_i A} + \dots + \frac{e_n}{\lambda_n A} \right) = Q \sum_{i=1}^n \frac{e_i}{\lambda_i A}$$

$\sum_{i=1}^n \frac{e_i}{\lambda_i A} = \sum_{i=1}^n R_{th,i}$ est la résistance thermique totale du mur qui est la somme des résistances thermiques de chaque élément constituant le mur (analogie avec les conducteurs électriques en série).

Par suite le flux de chaleur traversant le mur est égal à :

$$Q = \frac{\Delta T}{\sum_{i=1}^n R_{th,i}} \text{ avec } \Delta T = T_1 - T_{n+1} \quad \dots (13)$$

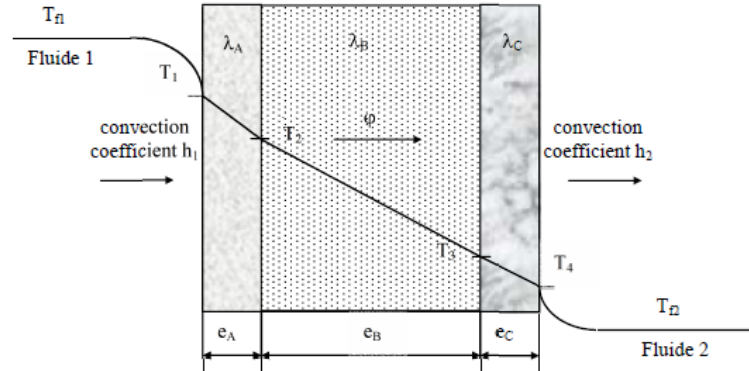
Connaissant le flux de chaleur Q, l'équation de la conduction pour chaque mur permet de calculer les températures intermédiaires. Dans cette présentation les résistances thermiques de contact entre chaque mur ont été négligées (contact par fait entre les murs).

Remarque : la relation 13 peut bien entendu s'appliquer à un ensemble de cylindres en série ou de sphères creuses en série, en considérant dans chaque cas l'expression appropriée pour la résistance thermique.

I.4. Transfert de chaleur dans une paroi constituée d'un seul matériau avec contact deux fluides :

a. Mur simple :

C'est le cas des murs réels constitués de plusieurs couches de matériaux différents et où l'on ne connaît que les températures T_{f1} et T_{f2} des fluides en contact avec les deux faces du mur de surface latérale A :



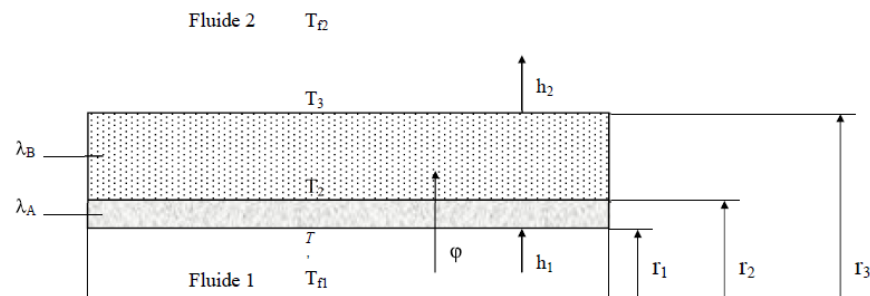
Le flux de chaleur est conservatif et s'écrit :

$$q = h_1 (T_{f1} - T_1) = \frac{\lambda_A}{e_A} (T_1 - T_2) = \frac{\lambda_B}{e_B} (T_2 - T_3) = \frac{\lambda_C}{e_C} (T_3 - T_4) = h_2 (T_4 - T_{f2})$$

$$q = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{h_1} + \frac{e_A}{\lambda_A} + \frac{e_B}{\lambda_B} + \frac{e_C}{\lambda_C} + \frac{1}{h_2}} \quad (\text{W m}^{-2}) \quad \dots 26$$

b. Cylindre creux :

C'est le cas pratique d'un tube recouvert d'une ou plusieurs couches de matériaux différents et où l'on ne connaît que les températures T_{f1} et T_{f2} des fluides en contact avec les faces interne et externe du cylindre ; h_1 et h_2 sont les coefficients de transfert de chaleur par convection entre les fluides et les faces internes et externes :



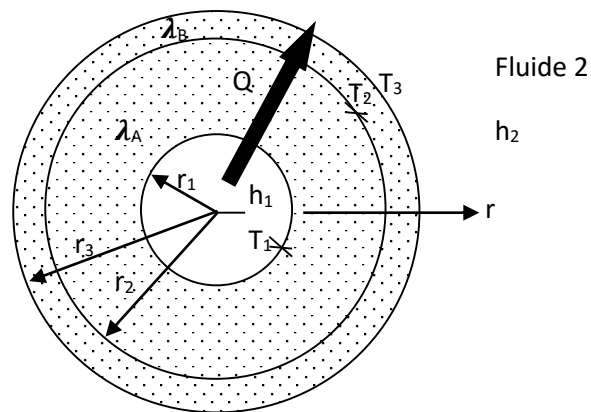
Le flux de chaleur est conservatif et s'écrit :

$$q_l = 2\pi r_1 h_1 (T_{f1} - T_1) = \frac{2\pi \lambda_A (T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} = \frac{2\pi \lambda_B (T_2 - T_3)}{\ln \frac{r_3}{r_2}} = 2\pi r_3 h_2 (T_3 - T_{f2})$$

$$q_l = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{h_1 2\pi r_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi\lambda_A} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi\lambda_B} + \frac{1}{h_2 2\pi r_3}} \quad (\text{W m}^{-1}) \quad \dots 27$$

c. Sphère creuse :

C'est le cas pratique d'une sphère creuse recouverte d'une ou plusieurs couches de matériaux différents et où l'on ne connaît que les températures T_{f1} et T_{f2} des fluides en contact avec les faces interne et externe de la sphère creuse ; h_1 et h_2 sont les coefficients de transfert de chaleur par convection entre les fluides et les faces internes et externes :



$$Q = 4\pi r_1^2 h_1 (T_{f1} - T_1) = \frac{4\pi\lambda_A (T_1 - T_2)}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}} = \frac{4\pi\lambda_B (T_2 - T_3)}{\frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_3}} = 4\pi r_3^2 h_2 (T_3 - T_{f2})$$

$$Q = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{4\pi r_1^2 h_1} + \frac{1}{4\pi\lambda_A} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right) + \frac{1}{4\pi\lambda_B} \left(\frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_3}\right) + \frac{1}{4\pi r_3^2 h_2}} \quad \dots 28$$

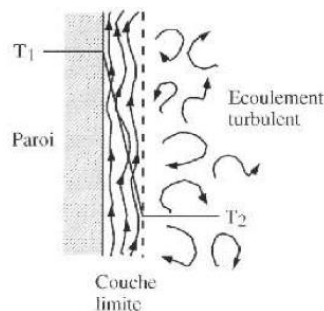
Chapitre III : Transfert de chaleur par convection :

La convection est un processus physique de transmission de la chaleur qui s'appuie sur un milieu matériel avec mouvement de matière. On ne peut donc avoir de convection que dans les liquides et les gaz. Le flux de chaleur transmis par convection, entre une paroi à température T_1 et un fluide à température T_2 (température mesurée loin de la paroi), peut s'écrire sous la forme :

$$Q = h S (T_1 - T_2) \text{ (loi de Newton)}$$

où h est le coefficient d'échange par convection (unité $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$).

On définira de la même façon que précédemment la résistance thermique de surface par $R_{th} = \frac{1}{hS}$. Cette relation ne constitue pas une loi, mais plutôt une description phénoménologique du processus de transmission par analogie avec la conduction. Quel que soit le régime d'écoulement, y compris turbulent, il existe au voisinage immédiat de la paroi une zone d'écoulement laminaire appelée couche limite (voir figure ci-dessous). Ce film est adjacent à la surface avec condition d'arrêt de l'écoulement le long de la paroi (vitesse nulle).



Ce film constitue la principale résistance thermique au transfert de chaleur entre la paroi et le fluide en mouvement. C'est pourquoi on parle souvent de coefficient de film pour désigner le coefficient de transfert convectif à la paroi. Lorsque la turbulence de l'écoulement augmente, l'épaisseur du film laminaire diminue, sa résistance thermique décroît. Le flux de chaleur, pour un écart de température donné, est donc d'autant plus important que le régime d'écoulement est turbulent. Dans la pratique, on détermine la valeur de h à partir d'expériences. Les résultats de ces expériences sont traduits en terme de lois de corrélations faisant intervenir des grandeurs adimensionnelles. On distingue deux types de convection.

I.5.1. La convection forcée :

Le mouvement du fluide est imposé par des actions mécaniques extérieures (pompes, ventilateurs, etc.). L'écoulement est alors laminaire ou turbulent suivant la valeur du nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho u x}{\mu}$$

Où x : est une échelle de longueur caractéristique de l'écoulement (par exemple diamètre, dans le cas d'un écoulement de conduite), u est une vitesse caractéristique de l'écoulement (par exemple, la vitesse moyenne $u = \frac{m}{\rho S}$ dans le cas d'un écoulement de conduite, m

représentant le débit massique et S la section de passage), μ la viscosité dynamique (en Poiseuille (Pl) en SI) et ρ la masse volumique. Les coefficients d'échange h sont exprimées par l'intermédiaire du nombre de Nusselt Nu défini par :

$$Nu = \frac{hx}{\lambda}$$

- λ : conductivité thermique du fluide,
- x : échelle de longueur caractéristique.

L'expérience montre que $Nu = f(Pr, Re)$

où Pr : le nombre de Prandtl qui résume les propriétés thermophysiques du fluide.

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$$

Ainsi, on posera la plupart du temps : $Nu = A \cdot Re^n \cdot Pr^m$

Où A est une constante dépendant de la géométrie considérée et de la valeur du nombre de Reynolds.

1.5.2. La convection libre (ou naturelle) :

Ce type de convection résulte des variations de masse volumique du fluide résultant des échanges de chaleur eux-mêmes (poussée d'Archimède sur les éléments de fluide chaud). Il en résulte une convection laminaire ou turbulente, suivant la valeur du nombre de Grashof Gr ou de Rayleigh Ra.

$$Gr = \frac{g\beta\rho^2 x^3 \Delta T}{\mu^3} \text{ et } Ra = Pr \cdot Gr$$

- x : échelle caractéristique de longueur,
- ΔT : écart caractéristique de température,
- g : accélération de la pesanteur,
- μ : viscosité dynamique,
- β : coefficient de dilatation ($\beta = \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dT}$).

En fonction de la valeur du nombre de Rayleigh, le transfert de chaleur a les caractéristiques suivantes :

$Ra < 10^3$: convection négligeable ; le transfert a lieu essentiellement par conduction

$10^3 < Ra < 10^9$: le transfert a lieu en régime de convection libre laminaire (rouleaux convectifs stables dans le temps)

$Ra > 10^9$: le transfert a lieu en régime de convection libre turbulente.

L'expérience montre que $Nu = A.Ra^n = A.(Pr.Gr)^n$ où A est une constante dépendant de la géométrie considérée et de la valeur du nombre de Rayleigh.

Signification physique des nombres sans dimensions

- Le nombre de Reynolds, $Re = \frac{\rho u D}{\mu}$, compare les forces d'inertie et les forces visqueuses.
- Le nombre de Prandtl, $Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda_f}$, compare la diffusion de masse devant la diffusion thermique.
- Le nombre de Nusselt, $Nu = \frac{h D}{\lambda_f}$, compare le transfert par convection devant le transfert par conduction dans le fluide. Il est proportionnel au coefficient d'échange et il est d'autant plus élevé que le transfert par convection est important.
- Le nombre de Péclet, $Pe = Re_L Pr_L = \frac{u L}{\alpha_f}$, compare le transfert par diffusion et par convection dans le fluide (L – la distance, α_f - diffusivité thermique du fluide)

I.5.3. Expressions du coefficient de convection h en convection forcée

Nous avons vu que 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 ne peut pas être établie théoriquement mais doit être déterminée 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.

I.5.3.1. Écoulement externe :

Par écoulement externe nous considérons un écoulement se développant librement à une surface solide. Cette surface pourra être plane (plaque) ou bien courbée (cylindre, sphère...).

a) Écoulement sur une plaque plane :

La plaque peut être horizontale ou verticale. Le fluide en écoulement à une vitesse moyenne u_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

$$Nu_L = 0,664 Re_L^{0,5} Pr^{0,33}, \text{ pour } Pr \geq 0,6 \text{ et } L \text{ la longueur considérée.}$$

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

Régime turbulent

$$Nu_x = 0,0296 Re_x^{0,8} Pr^{0,33}, \text{ pour } 0,6 < Pr < 60$$

b) Écoulement autour d'un cylindre

Le fluide est en écoulement perpendiculaire par rapport à l'axe du cylindre. Sa vitesse à l'infini amont est u_f et sa température T_f (voir la figure). Un sillage se forme en aval de l'écoulement qui conduit à une répartition non homogène du coefficient variable sur la périphérie du cylindre. On définit un coefficient de convection moyen pour toute la périphérie à température T_p :

Dans le cas d'un gaz

$$Nu_D = C Re_D^m Pr^{0,33}$$

Dans le cas d'un liquide

$$Nu_D = 1,11 C Re_D^m Pr^{0,33}$$

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

Tableau : 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

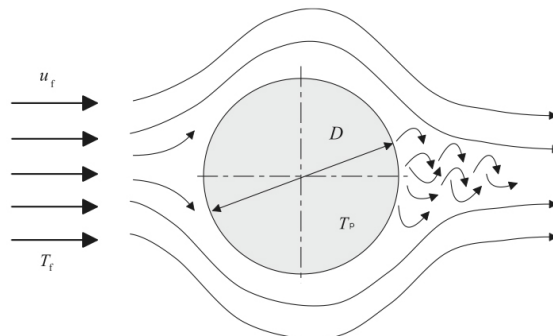


Figure : Écoulement autour d'un cylindre

c) Écoulement autour d'une sphère :

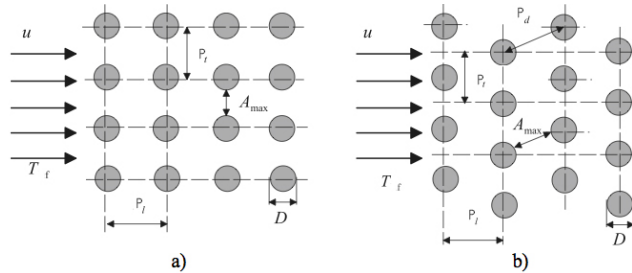
Pour une sphère, les effets de sillage sont similaires à ceux rencontrés dans le cas du cylindre, néanmoins la corrélation préconisée par la littérature est la suivante :

$$Nu_D = 2 + (0,4 Re_D^{0,5} + 0,06 Re_D^{0,66}) Pr^{0,4} \left(\frac{\mu_f}{\mu_p} \right) \left[\begin{array}{l} 0,71 < Pr < 380 \\ 3,5 < Re_D < 7,6 \cdot 10^4 \\ 1,0 < \left(\frac{\mu_f}{\mu_p} \right) < 3,2 \end{array} \right]$$

Toutes les propriétés sont déterminées à la température T_f sauf la viscosité dynamique μ_p du fluide qui l'est à la température T_p .

d) Écoulement autour d'un faisceau de tubes :

Beaucoup d'installations industrielles sont constituées de rangées de tubes parallèles immergées dans un écoulement perpendiculaire à leur axe. Les tubes peuvent être alignés ou disposés en quinconce, comme représenté à la figure.



La disposition en quinconce conduit à de plus fortes turbulences et donc un coefficient d'échange plus important que pour un faisceau aligné. La corrélation utilisée est la suivante :

$$Nu_D = 1,13 C_1 Re_{D,max}^m Pr^{0,33}$$

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. On l'observe pour les plans désignés par A_{max} pour les deux cas. Elle se calcule en utilisant les espacements entre les tubes, la vitesse d'arrivée du fluide et le diamètre des tubes : $u_{max} = P_t / (P_t - D) u$, pour un arrangement aligné et : $u_{max} = 2P_t / (P_d - D)u$, pour un arrangement en quinconce.

I.5.3.2. Écoulement interne :

Par écoulement interne nous considérons un écoulement se développant 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.

a) 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 :

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{0,8} Pr^{0,33}$$

Cette corrélation est valable pour $0,7 < Pr < 100$ et seulement quand le régime turbulent est établi, ce qui n'est garanti que si $x/D > 60$.

Régime laminaire Pour le nombre de Reynolds $Re < 2100$ la littérature recommande la relation :

$$Nu_D = 1,86 \left(\frac{Re_D Pr D}{L} \right)^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14}$$

$$\left[\begin{array}{l} T_p = \text{constant} \\ 0,48 < Pr < 16700 \\ 0,0044 < \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right) < 9,75 \end{array} \right]$$

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

b) Écoulement dans des tubes de forme polygonale :

Beaucoup d'applications industrielles utilisent des tubes dont la section n'est pas circulaire. Pour l'écoulement et l'échange thermique dans ce type de tubes on peut utiliser un diamètre effectif (ou diamètre hydraulique) défini par :

$$D_h = \frac{4A_c}{P}$$

A_c est l'aire de section du tube et P est le périmètre de contact entre la paroi solide et le fluide en écoulement. Ce diamètre D_h est utilisé pour le calcul des nombres Nu_D et Re_D . Ainsi, les corrélations pour le tube circulaire peuvent être appliquées. Les résultats sont fiables pour l'écoulement turbulent. En régime laminaire le calcul est moins précis. Bien évidemment, pour une forme non circulaire le coefficient peut varier sur le périmètre du tube et plus particulièrement il tend vers zéro dans les angles. La démarche que nous proposons ici conduit à un coefficient d'échange convectif moyen sur le périmètre du tube.

c) Écoulement entre deux tubes concentriques :

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

$$D_h = \frac{4 \left(\frac{\pi}{4} \right) (D_o^2 - D_i^2)}{\pi D_o + \pi D_i} = D_o - D_i$$

Le calcul basé sur le diamètre hydraulique conduit à des résultats avec $\pm 10\%$ de précision pour la surface interne (tube de diamètre D_o). Le coefficient d'échange peut être différent à la surface externe (tube de diamètre D_i), surtout lorsque $D_i \ll D_o$.

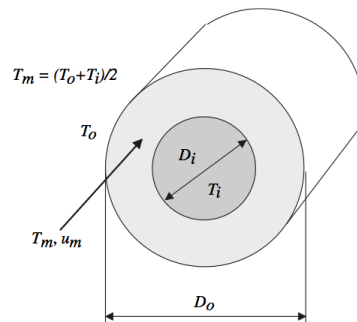


Figure : Écoulement entre deux tubes concentriques

I.5.4. Méthodologie pour le calcul de transferts par convection en utilisant les corrélations expérimentales

La démarche à suivre lorsque l'on veut déterminer le flux de chaleur échangé par convection entre un fluide et une paroi solide est la suivante :

- 1) Spécifier les conditions géométriques du problème d'échange par convection (écoulement le long d'une surface plane, sphère, cylindre, interne, externe, diamètre, longueur).
- 2) Spécifier une température de référence et déterminer les propriétés thermophysiques du fluide à cette température.
- 3) Calculer le nombre de Reynolds (en convection forcée) ou le nombre de Rayleigh (en convection naturelle). Par comparaison avec une valeur critique, déterminer le régime d'écoulement (laminaire, turbulent).
- 4) Choisir une corrélation expérimentale correspondante à la configuration étudiée pour calculer le nombre de Nusselt.
- 5) Calculer le coefficient d'échange à partir du nombre de Nusselt.
- 6) Calculer le flux chaleur échangé à partir de la relation de Newton.

I.5.5. Convection avec changement de phase

Le transfert de chaleur associé à un changement de phase (ébullition d'un liquide ou condensation d'une vapeur) conduit en général à des coefficients d'échange très élevés. Pour cette raison, les applications industrielles de systèmes thermiques exploitant ces phénomènes sont nombreuses : condenseurs, chaudières, réchauffeurs...

I.5.5.1. Convection lors de la condensation

La condensation intervient quand une vapeur à température et pression données rentre en contact avec une paroi dont la température est inférieure à la température de saturation de vapeur T_{sat} pour cette pression. Il en résulte qu'une certaine quantité de masse de liquide se dépose sur la surface froide. Pendant ce phénomène, la chaleur latente de vaporisation est dégagée et transférée vers la paroi.

Les interactions liquides – paroi solide sont à la base du type de condensation. Comme cela est représenté sur la figure ci-dessous, nous pouvons distinguer :

- La condensation en film continu, quand le liquide mouille la surface et sépare la vapeur de la paroi solide. Du fait de la faible conductivité thermique des liquides, cette séparation diminue en général les échanges thermiques.
- La condensation en gouttelettes, que l'on observe sur des surfaces propres, sans contaminations, souvent recouvertes de substances lipophiles (téflon, or). La formation de gouttes intervient quand la tension superficielle du liquide est suffisamment élevée pour que celui-ci ne mouille pas la surface. La taille des gouttelettes augmente durant le processus. Quand elle atteint une dimension critique elles se détachent libérant ainsi la surface solide de la barrière thermique.

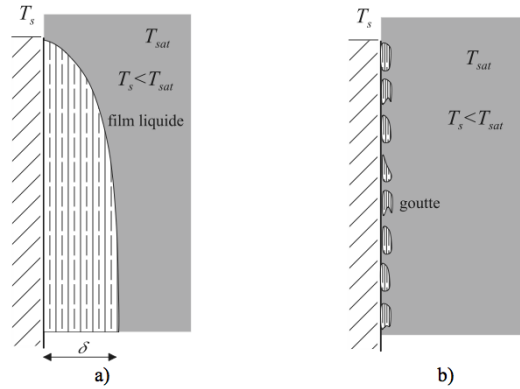


Figure : Deux types de condensation : a) en film ; b) en gouttelettes

La condensation en gouttelettes favorise donc l'échange de chaleur et est recherchée dans les applications industrielles. Cependant, il est très difficile de maintenir les conditions de condensation en gouttes en pratique. En effet, les surfaces se dégradent, la rugosité augmente et en général cela conduit à la condensation en film. Pour cela la plupart des travaux concernant l'échange convectif de chaleur en condensation sont consacrés à la condensation en film.

I.5.5.2. Convection lors de l'ébullition

L'ébullition est le processus de formation de vapeur d'un liquide à sa température de saturation pour une pression donnée. Elle se caractérise par la chaleur de vaporisation. Le plus souvent, la chaleur de vaporisation est apportée au liquide par une surface solide, néanmoins on peut rencontrer les cas où le liquide est chauffé par des sources volumiques de chaleur telles que le rayonnement, l'induction ou les micro-ondes.

L'échange thermique associé à l'ébullition est caractérisé par des coefficients d'échange importants et de hauts flux de chaleur pour une différence de température entre la température de saturation du liquide T_{sat} et la température de la paroi solide T_p . L'échange de chaleur en ébullition est utilisé pour la production de vapeur dans les centrales électriques ou le chauffage. Il est aussi largement exploité dans des systèmes nécessitant un refroidissement intense, comme par exemple : les réacteurs nucléaires, les turboréacteurs de fusées etc.

On distingue deux types d'ébullition :

- ébullition surfacique, où la vapeur se forme à la surface chauffée
- ébullition en volume, où la vapeur peut se former dans l'ensemble de volume de liquide à la température de saturation

En fonction du type d'écoulement du fluide, on peut aussi avoir l'ébullition en convection naturelle pour un fluide immobile ou l'ébullition en convection forcée pour un fluide en écoulement dans un conduit.

La manière dont la vapeur se forme à la surface chauffée dépend de la différence de température $T_p - T_{sat}$. La figure représente la densité de flux de chaleur échangé en fonction de la différence susmentionnée pour l'eau à la pression normale.

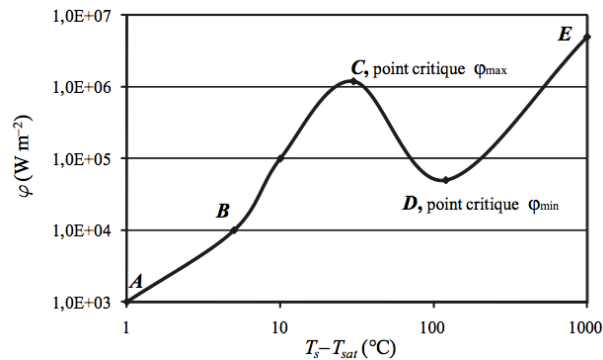


Figure : Densité de flux échangé pour l'eau en fonction de la différence $T_p - T_{sat}$

- **Ébullition en convection libre (zone AB) :** Dans la plage AB, $T_p - T_{sat} = 0 \div 3$ K, la chaleur est transportée uniquement par convection naturelle dans le liquide. La vapeur se forme seulement à la surface libre du liquide en contact avec l'air. Le coefficient d'échange est proportionnel à $(T_p - T_{sat})^{0,25}$ et le flux échangé est proportionnel à $(T_p - T_{sat})^{1,25}$.
- **Ébullition nucléée (zone BC) :** Dans la plage $T_p - T_{sat} = 3 \div 30$ K les bulles de vapeur se forment à la surface chauffée. Elles deviennent de plus en plus grandes et s'évacuent vers la surface du liquide. Le coefficient d'échange est proportionnel à $(T_p - T_{sat})^2$ et donc le flux transmis à $(T_p - T_{sat})^3$. À $T_p - T_{sat} = 30$ K la densité de flux ($q = h (T_p - T_{sat})$) atteint son maximum, appelé point critique d'ébullition (C).
- **Ébullition instable (zone CD) :** C'est la zone instable. Le coefficient et le flux diminuent brusquement. La densité de flux atteint le minimum au point critique (D).
- **Ébullition pelliculaire (zone DE).** Toute la surface chauffée est recouverte de mince film de vapeur. Le transfert de chaleur se fait au départ essentiellement par conduction. Avec l'augmentation de température le phénomène de rayonnement s'ajoute à la conduction ce qui conduit à l'élévation du flux transmis. L'augmentation de température dans cette zone peut provoquer la fusion de la paroi chauffée.

I.6. Les échangeurs de chaleur :

Qu'est-ce qu'un échangeur ?

Dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique entre deux fluides, habituellement séparés par une paroi solide.

Pourquoi utilise-t-on des échangeurs ?

- Chaque fois qu'on a besoin de réchauffer ou de refroidir un fluide à l'aide d'un autre fluide (batteries chaude ou froide, évaporateur ou condenseur, tour de refroidissement, etc.)
- Quand deux réseaux de distribution de fluides doivent être séparés pour des problèmes sanitaires ou de corrosion (chauffe-eau solaire, géothermie, etc...)
- Quand deux réseaux de distribution de fluides doivent être séparés pour des problèmes de pression (chauffage urbain).

Essai de classification

- selon le type d'écoulement :

- courants parallèles de même sens ou de sens contraires
- courants croisés
- combinaison des deux types précédents

- selon les types de fluides utilisés :

- 2 fluides de caractéristiques thermiques voisines (eau/eau)
- 2 fluides de caractéristiques thermiques très différentes (eau/air)

- selon la surface d'échange :

- paroi matérielle (plaque, tube, etc.)
- contact direct (aéroréfrigérant, tour de refroidissement)

I.6.1. Différents types d'échangeurs de chaleur :

La plupart des échangeurs de chaleur offrant une surface de séparation entre fluide chaud et fluide froid peuvent être classés selon les familles technologiques suivantes :

- échangeurs tubulaires ou faisceau-calandre
- échangeurs double tube
- serpentins (de réchauffage ou de refroidissement)
- échangeurs à plaques (démontables ou brasés)

- échangeurs spiralés
- échangeurs à air

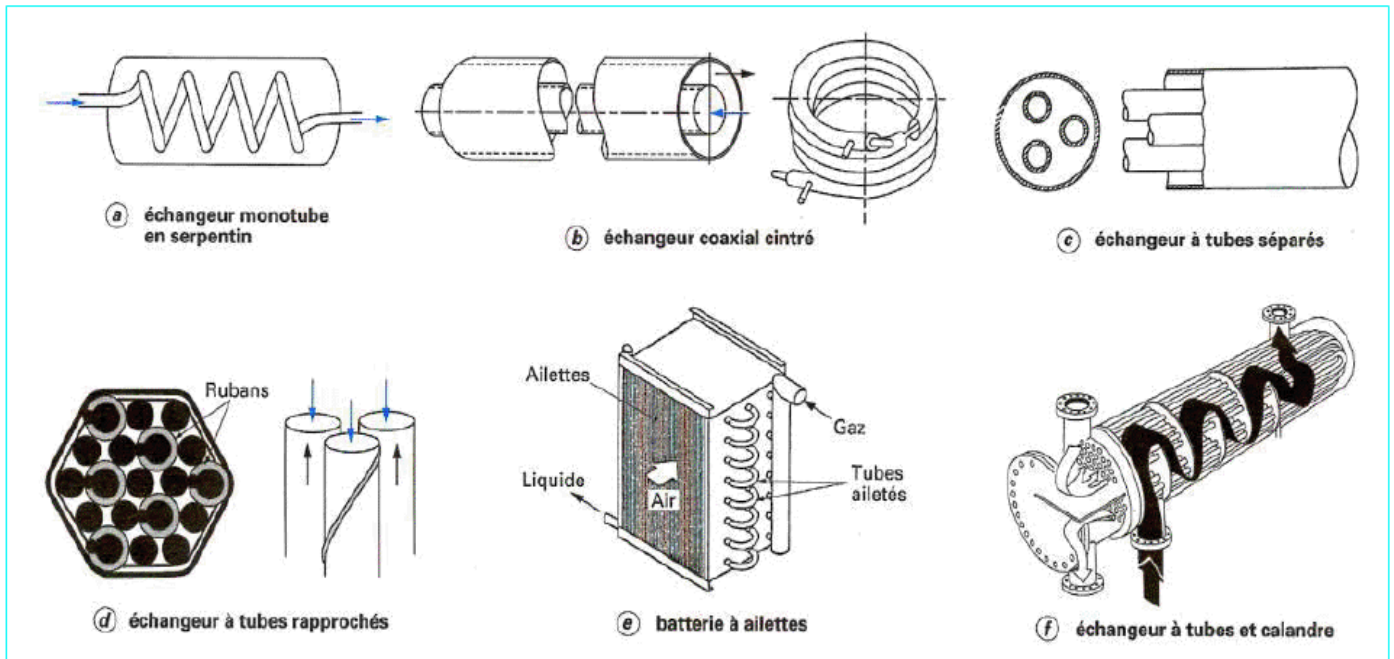
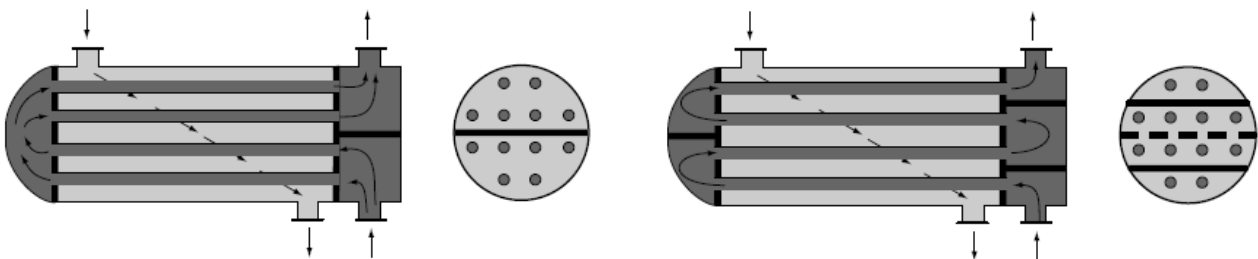


Figure - Différents types d'échangeurs tubulaires

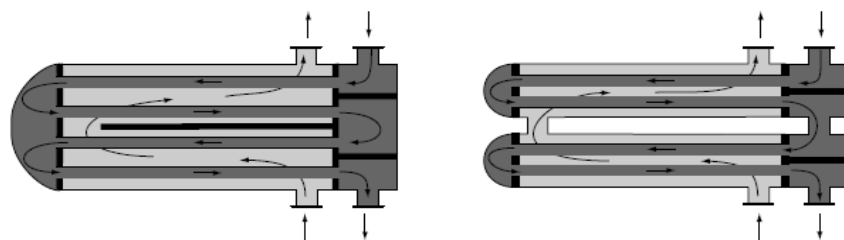
I.6.1.1. Échangeurs tubulaires à faisceau et calandre

Un des fluides circule dans un faisceau de tubes monté sur deux plaques tubulaires. Il est logé dans une calandre munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le fluide circulant à l'extérieur des tubes le chemin imposé par les chicanes qui sont supportées par le faisceau.



Appareils 1-2 (1 passe côté calandre, 2 passes côté tubes)

Appareil 1-4



Appareil 2-4

I.6.1.2. Echangeurs double tube

Ils sont constitués par des séries de deux tubes concentriques réunis par des coudes et des boîtes de jonction, l'un des fluides circulant à l'intérieur du tube de plus petit diamètre, l'autre dans l'espace annulaire entre les deux tubes.



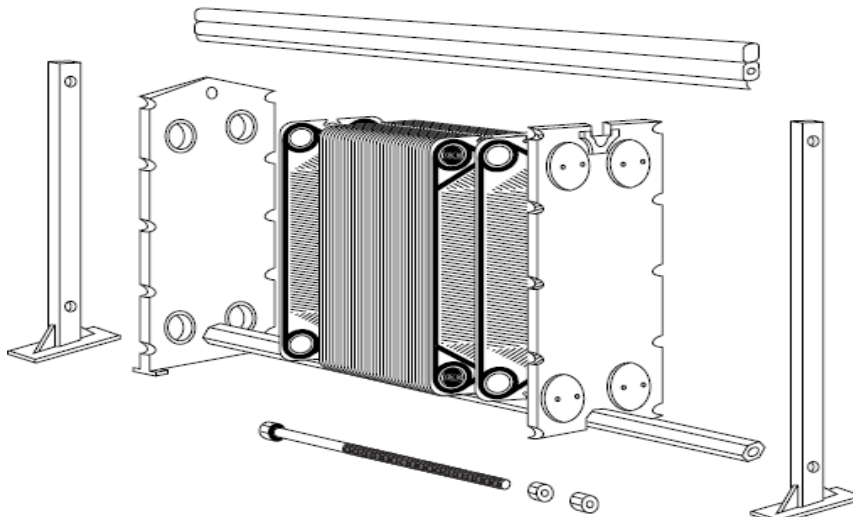
I.6.1.3. serpents (de réchauffage ou de refroidissement)

Ces appareils sont utilisés pour maintenir des produits visqueux à **un niveau thermique adéquat afin d'assurer leur pompabilité** dans des conditions économiques.



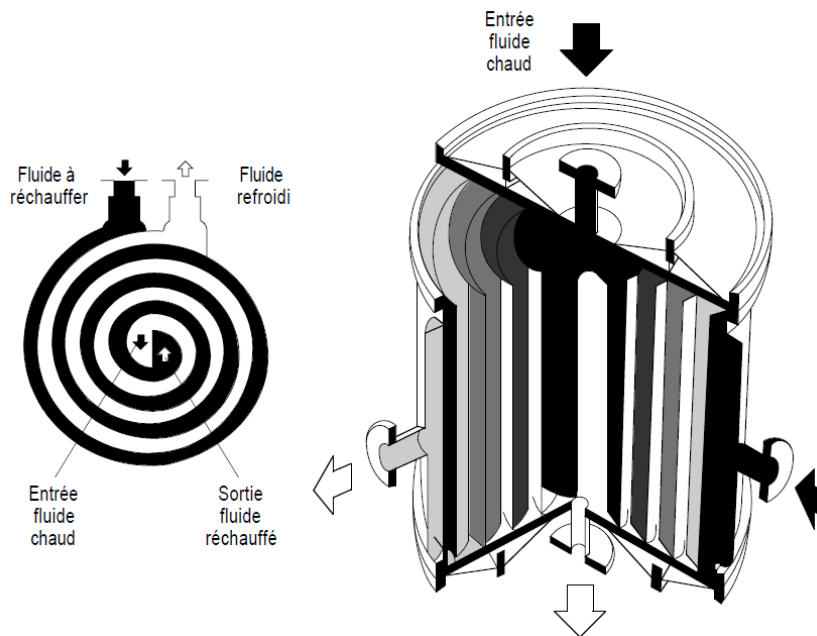
I.6.1.4. échangeurs à plaques

Un échangeur à plaques est constitué d'un ensemble de plaques embouties, en inox ou en tous autres matériaux nobles tels que le titane, l'hastelloy, etc. selon les utilisations prévues. Le transfert de chaleur entre les deux fluides s'effectue au travers de ces plaques.



I.6.1.5. échangeurs spirales

L'échangeur à spirale est constitué de deux bandes métalliques séparées par des entretoises et enroulées de façon à constituer un corps spiralé à deux canaux. Chaque fluide circule dans l'un des canaux.



I.6.1.6. AÉRORÉFRIGÉRANTS et AÉROCONDENSEURS

Un échangeur à ailettes est un échangeur relativement simple : il consiste en un conduit cylindrique ou rectangulaire sur lequel sont fixées des lames métalliques de différentes formes. Le fluide de refroidissement est en général l'air ambiant. La chaleur est transférée du fluide chaud circulant dans le conduit principal aux lames métalliques par conduction thermique ; ces lames se refroidissent au contact de l'air.



I.6.2 Dimensionnement

Le dimensionnement des échangeurs repose principalement sur un calcul de bilan thermique mais également sur la prise en compte des pertes de charges.

Le flux de chaleur Q d'un échangeur peut s'écrire de la manière suivante :

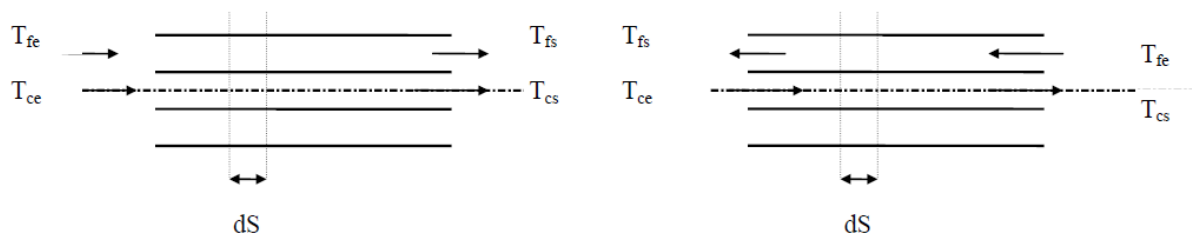
$$Q = K S \Delta T_m \quad \dots 62$$

K est le coefficient de transmission thermique surfacique moyen, S la surface d'échange et ΔT_m représente l'écart de température moyen entre les deux fluides. On est obligé de raisonner sur des valeurs moyennes de K et de ΔT_m dans la mesure où les températures des deux fluides et le coefficient K varient d'un endroit à l'autre de l'échangeur.

I.6.2.1. Théorie des échangeurs

L'approche théorique est réalisée en régime permanent et en faisant les hypothèses suivantes :

- l'échangeur est parfaitement isolé de l'extérieur (pas de pertes), on néglige la conduction axiale,
- les coefficients K et C_p sont constants,
- la température de chaque fluide est homogène dans une section donnée.



L'équation (62) peut ainsi s'écrire :

$$Q = K S \Delta T_m = G_c C_{p_c} (T_{ce} - T_{cs}) = G_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe}) \quad \dots 63$$

où G représente le débit massique (kg/s) et C_p la chaleur spécifique (J/kg K),

les indices f et c sont relatifs aux fluides froid et chaud et les indices s et e à l'entrée et à la sortie de l'échangeur.

La résolution de cette équation dépend du type d'échangeur considéré ; nous allons commencer par les plus simples, c'est à dire ceux à courants parallèles.

a) ECHANGEURS A COURANTS PARALLELES

On considère les cas des échangeurs à courants parallèles et de même sens (antiméthodiques ou à co-courant) et ceux de sens contraire (méthodiques ou à contre-courant).

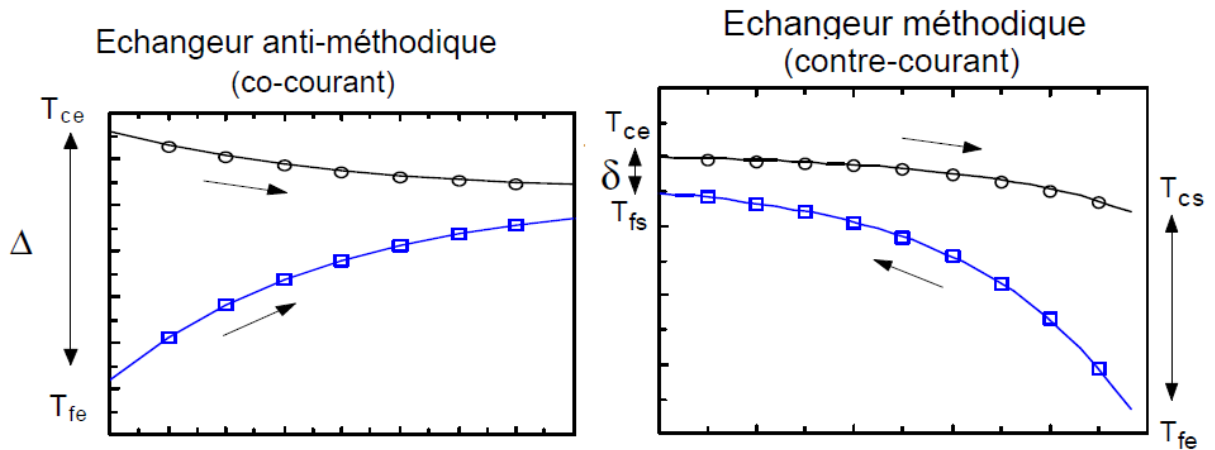


Figure: Evolutions des températures le long d'échangeurs à courants parallèles
 Dans ces deux configurations, il est possible en faisant un bilan thermique sur une tranche élémentaire, puis en intégrant sur toute la longueur de l'échangeur, de calculer l'écart de température moyen entre les fluides chaud et froid. On trouve ainsi :

$$\Delta T_m = \frac{\delta - \Delta}{\ln \frac{\delta}{\Delta}} \quad \dots 64$$

δ et Δ sont définis sur la figure.

On appelle ΔT_m l'écart logarithmique moyen et on le note DTLM.

Pour un flux thermique connu, si on fixe les débits et les températures d'entrée, on a 3 équations et 4 inconnues qui sont S , K , T_{fs} et T_{cs} ; il faut donc calculer séparément K .

Calcul du coefficient K

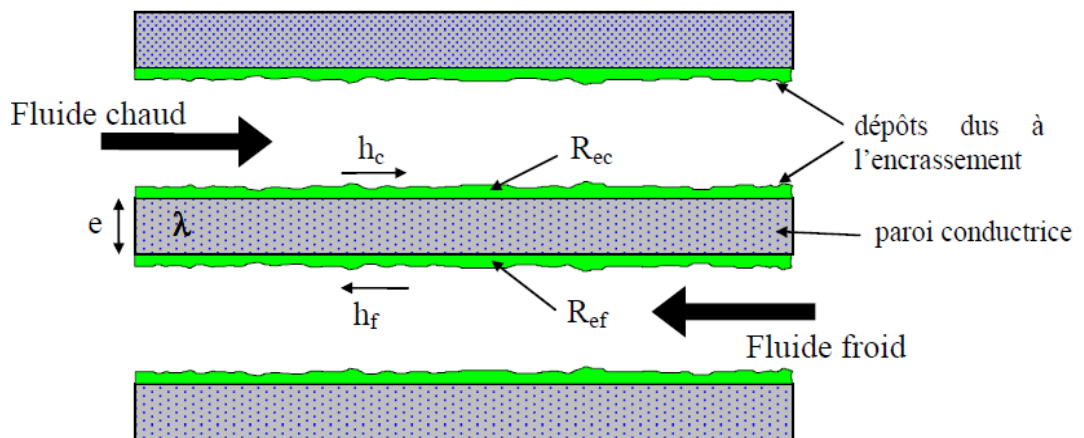


Figure 2 : Schéma de principe d'un échangeur de chaleur

Si on suppose que les transferts de chaleur entre le fluide et la paroi, d'épaisseur e et de conductivité thermique λ , se font essentiellement par convection, K peut s'écrire de la manière suivante :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f} + R_{ec} + R_{ef} \quad \dots 65$$

h_c et h_f sont calculés avec les formules de convection forcées pour des températures de fluides moyennes et R_{ec} et R_{ef} sont les résistances thermiques d'encrassement.

I.6.2. Objet de l'étude des échangeurs

L'objectif du calcul d'un échangeur est l'évaluation d'une surface et d'une géométrie capables de réaliser le service thermique exigé par le client. Il s'agit alors de proposer l'appareil le plus économique. Pour arriver à ce résultat, on est amené à faire un compromis entre la surface et les puissances de pompage des fluides.

On peut aussi être amené à évaluer les performances d'un échangeur en fonctionnement par rapport à celles qui ont été prévues au départ par le constructeur.