

BILANS ÉNERGÉTIQUES

I/ GRANDEURS THERMODYNAMIQUES UTILISÉES

1/ Chaleurs massiques ou molaires

En génie chimique on utilise surtout la chaleur massique c_p (molaire C_p) à pression constante qui représente la quantité de chaleur nécessaire pour élever de 1°C une unité de masse (une mole) d'un corps pur sous une pression constante. Elles s'expriment en $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ($\text{J.mol}^{-1}.\text{K}^{-1}$) dans le système légal. Plus couramment on trouve les unités $\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ($\text{kJ.mol}^{-1}.\text{K}^{-1}$).

L'utilisation des calories ou kilocalories est encore rencontrée dans des tables ou des abaques anciens. On a donc par exemple les unités suivantes: $\text{cal.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ et $\text{kcal.mol}^{-1}.\text{K}^{-1}$. On rappelle l'équivalence: $1 \text{ cal} = 4,18 \text{ J}$.

La chaleur massique dépend de la température et de l'état physique du corps pur. La variation suivant la température est souvent négligée; on utilise alors des valeurs moyennes valables sur des intervalles de température.

<u>exemple de l'eau:</u>	eau _{liq} (20°C)	4,18 $\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
	eau _{liq} (80°C)	4,30 $\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
	eau _{vap} (120°C)	2,01 $\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
	eau _{vap} (200°C)	1,98 $\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$

2/ Chaleurs latentes (ou enthalpies) de changement d'état

La chaleur latente massique d'un changement d'état L (molaire L) représente la quantité de chaleur nécessaire pour permettre le changement d'état d'une unité de masse (une mole) d'un corps pur d'une substance sous une pression constante. Elles s'expriment en J.kg^{-1} (J.mol^{-1}) dans le système légal. Plus couramment on trouve les unités kJ.kg^{-1} (kJ.mol^{-1}).

Suivant la convention thermodynamique, les chaleurs latentes de changement d'état sont positives si on doit fournir de l'énergie à un corps ou négatives si le corps libère de l'énergie.

La condensation est une opération qui correspond à une libération de chaleur par la vapeur qui se condense. La vaporisation est une opération qui exige une fourniture d'énergie au liquide. Donc les chaleurs latentes de vaporisation sont positives et les chaleurs latentes de condensation sont négatives. La vaporisation et la condensation constituent des opérations inverses: les chaleurs latentes sont donc égales en valeur absolue pour les transformations de vaporisation et de condensation.

2

Les chaleurs latentes sont donc égales en valeur absolue pour les transformations suivantes: vaporisation et condensation (liquéfaction), fusion et solidification, sublimation et condensation.

Les chaleurs latentes de changement d'état dépendent de la température. Il est donc nécessaire de spécifier la température. Une relation empirique (loi de Regnault) permet de calculer la chaleur latente de vaporisation de l'eau l_v entre 100 et 200 °C.

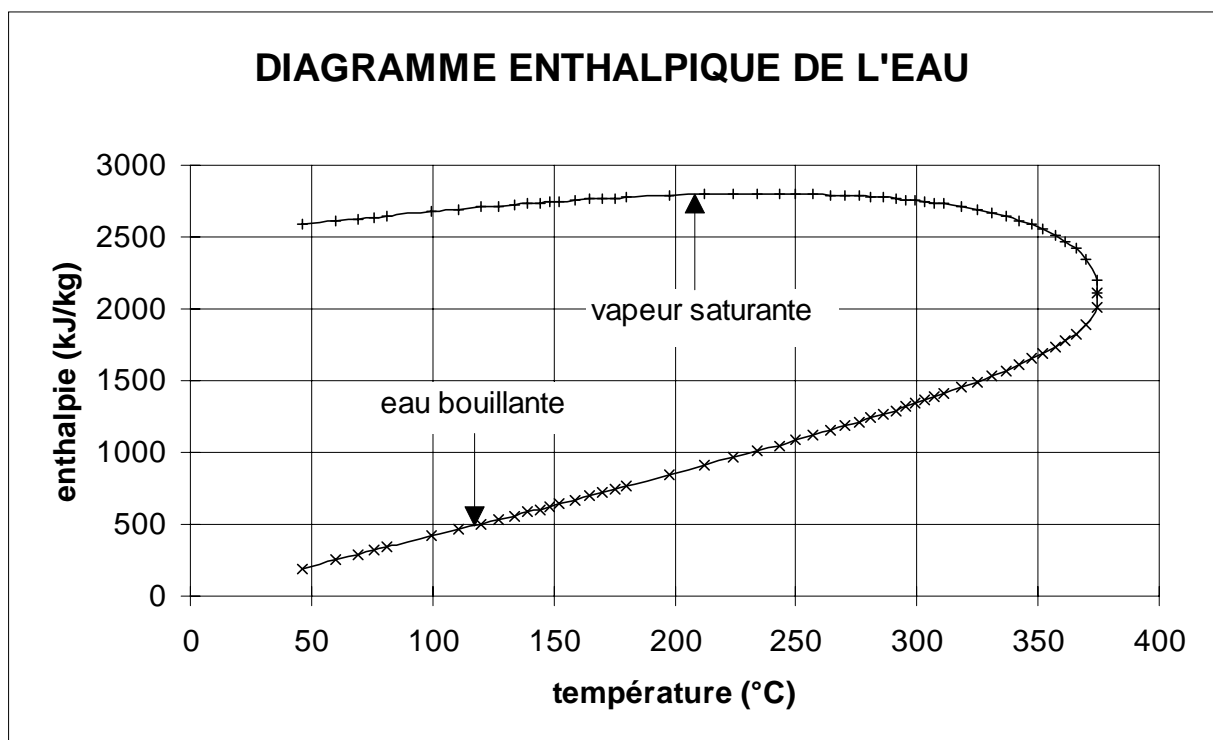
$$l_v(\theta) = 2535 - 2,9 \cdot \theta \quad \text{avec } l_v \text{ en } \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \text{ et } \theta \text{ en } ^\circ\text{C}.$$

Dans le cas d'un mélange de corps purs, on admet souvent que les enthalpies de vaporisation des corps purs sont identiques dans le cas de liquides purs et dans le cas de mélanges: ceci revient donc à prendre pour enthalpie de vaporisation du mélange la moyenne pondérée des enthalpies de vaporisation des liquides purs.

3/ Enthalpie d'un corps pur

On définit en génie chimique l'enthalpie massique h (molaire) de 1 kg (1 mole) d'un corps pur sous la pression P à la température θ comme étant la quantité de chaleur nécessaire pour porter 1 kg (1 mole) dans les conditions (P, θ) à partir d'un état de référence caractérisé par une température de référence θ_0 , par une même pression P et par un état physique donné.

Une application de cette notion consiste à tracer un diagramme enthalpique exprimant l'enthalpie de l'eau bouillante et l'enthalpie de la vapeur d'eau saturante en fonction de la température (chaque température correspond bien sûr à une pression déterminée). La référence choisie arbitrairement est l'eau à l'état liquide à 0 °C.



remarque: On définit les termes suivants:

- vapeur d'eau saturée humide (vapeur d'eau saturante): vapeur d'eau en présence de liquide sous une pression P° correspondant à la pression de vapeur saturante. C'est classiquement le cas de la chaudière.
- vapeur d'eau saturée sèche: vapeur d'eau à la pression P° . Il faut supposer que la vapeur d'une chaudière ait été extraite jusqu'à pouvoir faire disparaître tout le liquide.
- vapeur d'eau surchauffée: vapeur d'eau saturée sèche chauffée sous la pression constante P° à une température supérieure à celle de l'équilibre correspondant à P° .

II/ PRÉSENTATION DES DIFFÉRENTS TYPES DE BILANS

1/ Hypothèses sur les échanges d'énergie

Dans les opérations unitaires du génie chimique toutes les formes d'énergie mises en jeu sont généralement négligeables devant l'énergie thermique (l'énergie de compression des gaz est une exception). Par conséquent les bilans énergétiques se réduisent à des bilans thermiques. La réalisation de bilan permet d'effectuer des calculs de puissance thermique à fournir à une installation ou à évacuer d'une installation ainsi que des déterminations de pertes thermiques.

On applique aux bilans thermiques le principe de conservation de l'énergie entre l'entrée et la sortie pour une opération unitaire continue ou entre l'instant initial et l'instant final pour une opération unitaire discontinue. Il convient évidemment de choisir un système d'étude comme pour un problème de thermodynamique classique.

Les processus thermiques en jeu sont de 3 principaux types qu'il convient d'identifier pour chaque opération unitaire:

- échauffement, refroidissement ou changement d'état des corps présents dans un appareil ou le traversant. Ces processus se déroulent par échange entre deux corps séparés (cas des échangeurs) ou en contact (cas des rectifications).
- consommation (réaction endothermique) ou production de chaleur (réaction exothermique) dans le cas d'un réacteur.
- pertes thermiques vers l'extérieur du système. Si les pertes sont nulles ou supposées négligeables le procédé est dit adiabatique.

2/ Bilan thermique simple

Ce type de bilan peut être utilisé pour la plupart des procédés. On peut prendre l'exemple d'un échangeur de chaleur où circulent sans être en contact un fluide froid liquide et un fluide chaud à l'état de vapeur à l'entrée et à l'état de liquide refroidi à la sortie. Le fluide chaud subit donc un changement d'état (condensation

par exemple). Le but recherché est de déterminer les pertes thermiques avec l'extérieur. On définit le système comme étant constitué du fluide froid et du fluide chaud dans leur traversée de l'échangeur.

Les fluides froid et chaud sont respectivement définis par les grandeurs suivantes: débits massiques (Q' et Q), chaleurs massiques moyennes ($c_{P'}$ et c_P) et températures d'entrée (θ_0' et θ_0) et de sortie (θ_1' et θ_1). l_C est l'enthalpie massique de condensation du fluide chaud à la température θ_0 .

On doit définir les flux de chaleur qui correspondent à des gains ou pertes d'énergie par unité de temps pour un fluide et sont donc des puissances thermiques exprimées en W ou souvent encore en $\text{kJ}\cdot\text{h}^{-1}$. Dans le cas le plus général le flux de chaleur s'écrit comme la somme d'un terme dû à une variation de température et d'un terme dû à un changement d'état.

On écrit pour chaque fluide Φ et Φ' les flux de chaleur respectivement perdu par le fluide chaud et gagné par le fluide froid:

$$\Phi = Q \cdot l_C(\theta_0) + Q \cdot c_P \cdot (\theta_1 - \theta_0) \quad \text{et} \quad \Phi' = Q' \cdot c_{P'} \cdot (\theta_1' - \theta_0')$$

On doit bien remarquer que les différences de température s'expriment entre la température de sortie et la température d'entrée pour un procédé continu (entre la température finale et la température initiale pour un procédé discontinu). Les deux termes composant Φ sont négatifs donc Φ aussi. Φ' est par contre positif. Par application du principe de la conservation de l'énergie on écrit donc le bilan suivant:

$$\Phi + \Phi' = \Phi_{\text{pertes}}$$

Donc dans le cas où les pertes sont nulles ou négligeables, la somme des flux des différents fluides est nulle.

3/ Bilan enthalpique

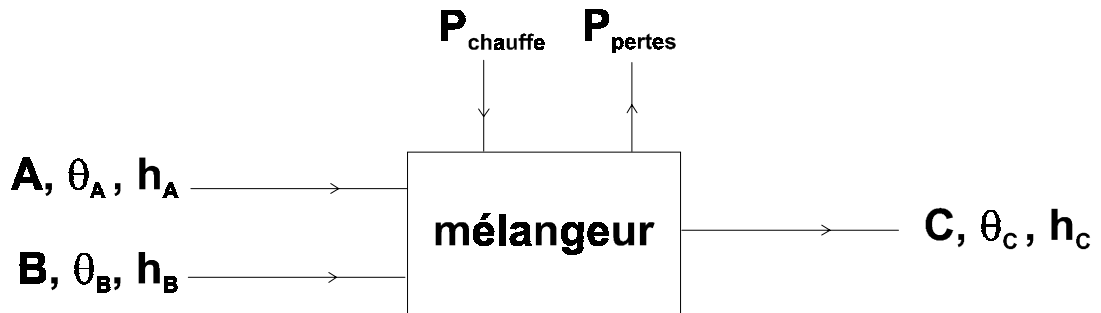
Cette forme de bilan peut s'appliquer à tous les cas car elle est beaucoup plus générale. Elle est absolument équivalente à la formulation des bilans matière: dans le bilan enthalpique les masses (moles) et les débits massiques (molaires) sont remplacés par des quantités de chaleur (procédé discontinu) et des puissances thermiques (procédé continu).

On définit d'abord un système qui est constitué d'un appareil ou d'une partie d'appareil. Ensuite on comptabilise les flux de matière entrant et sortant ainsi que les apports de puissance thermique (exemple: chauffage du bouilleur d'une rectification par la vapeur ou une résistance électrique), les évacuations de puissance thermique (exemple: par le fluide de refroidissement au condenseur d'une colonne de rectification) et les pertes thermiques vers l'extérieur.

On se propose de réaliser le bilan enthalpique sur un mélangeur admettant en continu deux produits (débits massiques A et B) à des températures différentes θ_A et θ_B . Les deux produits ne réagissent pas dans le mélangeur. En sortie le mélange

5

(débit massique C égal à $A + B$) est à une température supérieure θ_C aux précédentes car le mélangeur est chauffé par un dispositif annexe fournissant la puissance thermique P_{chauffe} .



Il est nécessaire de se donner une température de référence pour définir les enthalpies massiques des produits d'entrée h_A et h_B ainsi que du produit de sortie h_C .

On écrit alors les différents termes du bilan:

$$A \cdot h_A + B \cdot h_B + P_{\text{chauffe}} = C \cdot h_C + P_{\text{pertes}}$$

P_{pertes} représente la puissance thermique due aux pertes thermiques.

On remarque que dans un tel bilan on se préoccupe uniquement de définir "l'état énergétique" d'une entrée ou d'une sortie (calcul de l'enthalpie) sans se soucier de ce qui peut se passer comme échanges thermiques à l'intérieur du système.

La plupart du temps tous les enthalpies massiques sont données aux températures souhaitées à partir d'une référence arbitraire. Ils ne sont donc pas à recalculer à partir de la définition.

TRANSFERTS THERMIQUES

I/ GÉNÉRALITÉS SUR LES PROCESSUS DE TRANSFERTS THERMIQUES

Il y a transfert de chaleur entre deux points où règnent des températures différentes: le transfert s'effectue toujours de la température la plus élevée à la température la plus faible. La différence de température est la force motrice du transfert de chaleur.

On distingue trois types de transfert de chaleur:

- **la conduction:**

La conduction est la propagation de la chaleur de molécules à molécules (ou d'atomes à atomes ou d'ions à ions) dans un corps ou dans plusieurs corps contigus sans qu'il y ait mouvement de ce milieu.

- **la convection:**

La convection est la propagation de la chaleur dans un fluide en mouvement. La transmission de chaleur s'effectue par l'action combinée de la conduction au sein du fluide et du mouvement du fluide. La conduction intervient donc dans la convection mais le mouvement du fluide entraîne des lois différentes d'un phénomène de conduction sans déplacement de matière.

On parlera de convection forcée quand le mouvement du fluide s'effectue grâce à des forces externes (pompe, ventilateur, agitateur) et de convection naturelle quand le mouvement s'effectue sous l'influence de différences de densités dues à des différences de températures au sein du fluide.

- **le rayonnement:**

Le rayonnement est l'émission par un corps d'ondes électromagnétiques qui sont les vecteurs de ce transfert de chaleur. Les ondes sont émises dans toutes les directions et appartiennent au domaine de l'infra-rouge et du visible. Aucun support matériel n'est nécessaire pour leur propagation.

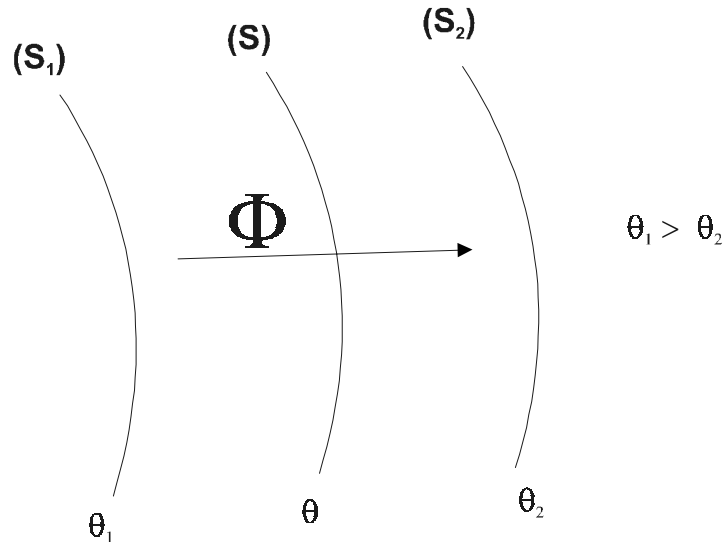
Dans la pratique les trois modes de transfert coexistent mais l'un d'entre eux est généralement prépondérant ce qui conduit à des hypothèses simplificatrices.

III/ NOTION DE FLUX DE CHALEUR

Pour tous les modes de transfert de chaleur, on définit le flux de chaleur ou la puissance thermique Φ (W) comme la quantité de chaleur Q (J) traversant une surface isotherme S (m^2) pendant le temps Δt (s).

$$\Phi = \frac{Q}{\Delta t}$$

Le flux de chaleur s'exprime aussi fréquemment dans l'industrie en kJ.h^{-1} . En thermique le flux est toujours pris positif.



Il est possible d'exprimer le flux de chaleur à l'aide de la notion de résistance thermique. Si on considère deux surfaces S_1 et S_2 respectivement à des températures θ_1 et θ_2 ($\theta_1 > \theta_2$), on a la relation suivante:

$$\Phi = \frac{\theta_1 - \theta_2}{R}$$

où les températures sont exprimées en Kelvins ou en degrés Celsius. R est la **résistance thermique** au transfert entre les deux surfaces: elle s'exprime en K.W^{-1} et caractérise la difficulté pour réaliser un transfert de chaleur. Pour une même différence de température entre deux surfaces, la chaleur transférée sera d'autant plus faible que la résistance sera importante.

remarque: on peut faire une analogie avec l'électricité; la différence de température est assimilable à une différence de potentiel et le flux de chaleur (débit d'énergie) à l'intensité électrique (débit de charges électriques). La résistance thermique apparaît alors comme l'analogue de la résistance électrique. On reconnaît ainsi dans l'expression précédente la même formulation que la loi d'Ohm.

On définit également le **coefficient global de transfert thermique K** défini par rapport à une surface S placée entre les deux surfaces S_1 et S_2 de températures θ_1 et θ_2 ; dans cette définition générale on ne fait toujours pas référence à un type de transfert particulier. L'intérêt de ce coefficient est de pouvoir s'appliquer à plusieurs processus différents de transfert entre les deux surfaces (conduction, convection ou rayonnement).

$$\Phi = K \cdot S \cdot (\theta_1 - \theta_2)$$

où K s'exprime en $W.m^{-2}.K^{-1}$. Dans certains ouvrages la lettre K est remplacée par la lettre U .

III/ LA CONDUCTION

1/ *Conductivité thermique d'un milieu*

Pour un milieu donné la conductivité thermique λ dépend de la température et de l'état de surface pour les solides. On utilise souvent une valeur moyenne qu'on juge acceptable sur un intervalle de températures.

On donne des exemples de conductivité en $W.m^{-1}.K^{-1}$ à la température ambiante:

solides bons conducteurs:

argent: 408	cuivre: 386	aluminium: 229
graphite: 150	acier ordinaire: 42	inox: 16

solides mauvais conducteurs et isolants:

verre: 0,75	polystyrène: 0,65	PVC: 0,16
amiante: 0,16	laine de verre: 0,04	

fluides:

air: 0,022	eau: 0,58	éthanol: 0,18	huiles: 0,14
------------	-----------	---------------	--------------

On retiendra que généralement la conductivité des solides est plus élevée que celle des liquides. La conductivité des gaz est encore plus faible. Le vide est d'ailleurs un isolant parfait car il n'y a pas de molécules pour la conduction.

remarque: les conductivités thermiques ne s'ajoutent jamais...

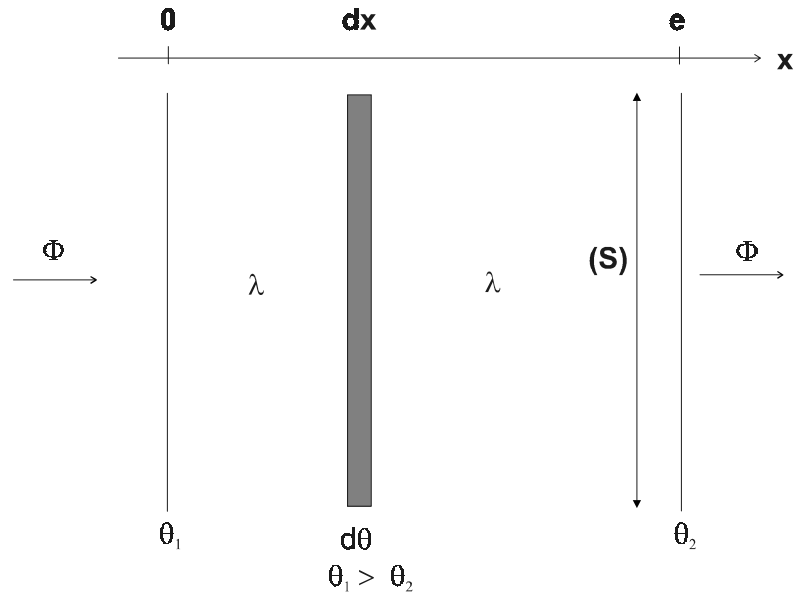
2/ *Loi de Fourier*

A partir de cette loi on recherche l'expression des flux de chaleur dans des cas de géométries particulières.

a/ Mur plan homogène (parallélépipède)

On considère la conduction dans un milieu homogène et isotrope (propriétés physiques identiques dans toutes les directions de l'espace) d'épaisseur e entre deux plans à des températures uniformes θ_1 et θ_2 . On suppose que l'écoulement de la chaleur s'effectue perpendiculairement à ces plans isothermes (la température est identique dans un plan). Il n'y a donc pas de pertes latérales de chaleur.

Le régime permanent est supposé être atteint: en tous les points du système les températures ne varient plus en fonction du temps. Le flux de chaleur qui traverse chaque surface entre les deux plans est donc identique car dans le cas contraire on devrait supposer qu'il y aurait perte ou accumulation de chaleur en un point ce qui induirait une variation de température contraire aux hypothèses.



La loi de Fourier s'exprime sous la forme:

$$\Phi = -\lambda \cdot S \cdot \frac{d\theta}{dx}$$

où S est la surface d'un plan, λ la conductivité thermique du milieu et x l'abscisse sur un axe des longueurs. Le signe - vient de la convention en thermique qui considère toujours des flux positifs.

L'intégration de la relation permet d'aboutir à l'expression suivante:

$$\Phi = \frac{\lambda \cdot S}{e} \cdot (\theta_1 - \theta_2)$$

On en déduit la résistance thermique R dans un mur:

$$R = \frac{e}{\lambda \cdot S}$$

Il en ressort que le transfert thermique entre deux parois d'un mur à des températures fixées est favorisé par un matériau bon conducteur (λ élevé) et une faible épaisseur. On note que le flux de chaleur est proportionnel à la surface du mur.

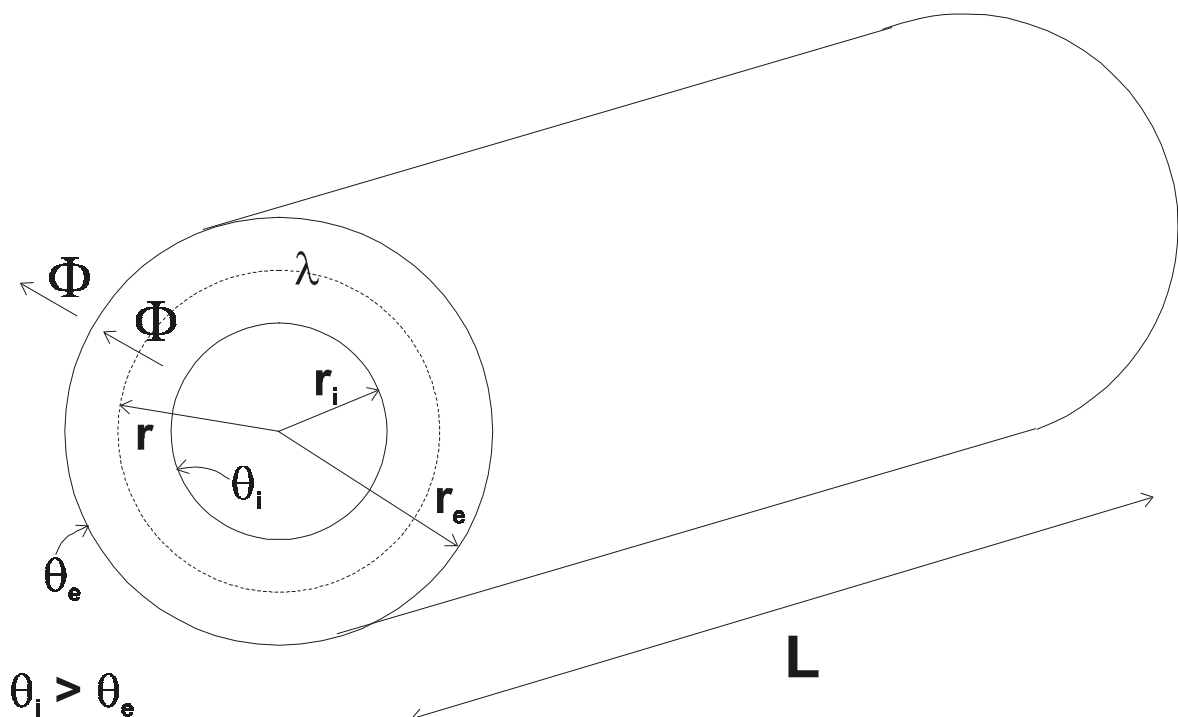
Une application importante de ce cas est d'examiner le flux de chaleur à travers plusieurs murs d'indice i accolés l'un contre l'autre, de même surface mais dont l'épaisseur e_i et le matériau différent (λ_i différent). Les températures des parois extérieures de la série de murs sont θ_1 et θ_2 . En écrivant l'expression des flux à travers chaque mur, comme les flux de chaleur à travers chaque mur sont identiques, on montre facilement que le flux de chaleur qui traverse la série est:

$$\Phi = \frac{\theta_1 - \theta_2}{R_{\text{éq}}} \quad \text{avec} \quad R_{\text{éq}} = \sum \frac{e_i}{\lambda_i \cdot S}$$

Le résultat important et général est que l'association de résistances thermiques en série est équivalente à la somme de ces résistances thermiques.

b/ Paroi d'un tube cylindrique homogène

On considère la conduction dans un milieu homogène et isotrope (propriétés physiques identiques dans toutes les directions de l'espace) entre deux cylindres concentriques de rayon r_i et r_e et de longueurs L , à des températures uniformes θ_i et θ_e . On suppose que l'écoulement de la chaleur s'effectue radialement (la température est identique sur une surface cylindrique quelconque entre les deux cylindres). On suppose qu'il n'y a pas de pertes de chaleur aux extrémités latérales des cylindres.



Le régime permanent est supposé être atteint: en tous les points du système les températures ne varient plus en fonction du temps. Le flux de chaleur qui traverse chaque surface entre les deux cylindres est alors identique. La loi de Fourier s'exprime donc différemment puisque les surfaces ne sont pas identiques selon la

propagation de la chaleur.

La loi de Fourier s'exprime alors sous la forme:

$$\Phi = -\lambda \cdot 2\pi \cdot r \cdot L \cdot \frac{d\theta}{dr}$$

où r est le rayon d'un cylindre.

L'intégration de la relation permet d'aboutir à l'expression suivante:

$$\Phi = \frac{2\pi \cdot L \cdot \lambda}{\text{Ln}\left(\frac{r_e}{r_i}\right)} \cdot (\theta_i - \theta_e)$$

On en déduit la résistance thermique R dans la paroi entre deux cylindres concentriques:

$$R = \frac{\text{Ln}\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi \cdot \lambda \cdot L}$$

Dans le cas où $r_e < 2 \cdot r_i$, on peut utiliser l'approximation arithmétique:

$$R = \frac{e}{\lambda \cdot S_m}$$

où S_m est la surface moyenne définie à l'aide du rayon moyen r_m défini par:

$$r_m = \frac{r_e + r_i}{2}$$

On peut traiter le cas de deux cylindres accolés (cylindres en "série") comme le cas de murs en série en considérant une résistance thermique équivalente qui est la somme des résistances thermiques de chaque cylindre.

IV / CONVECTION

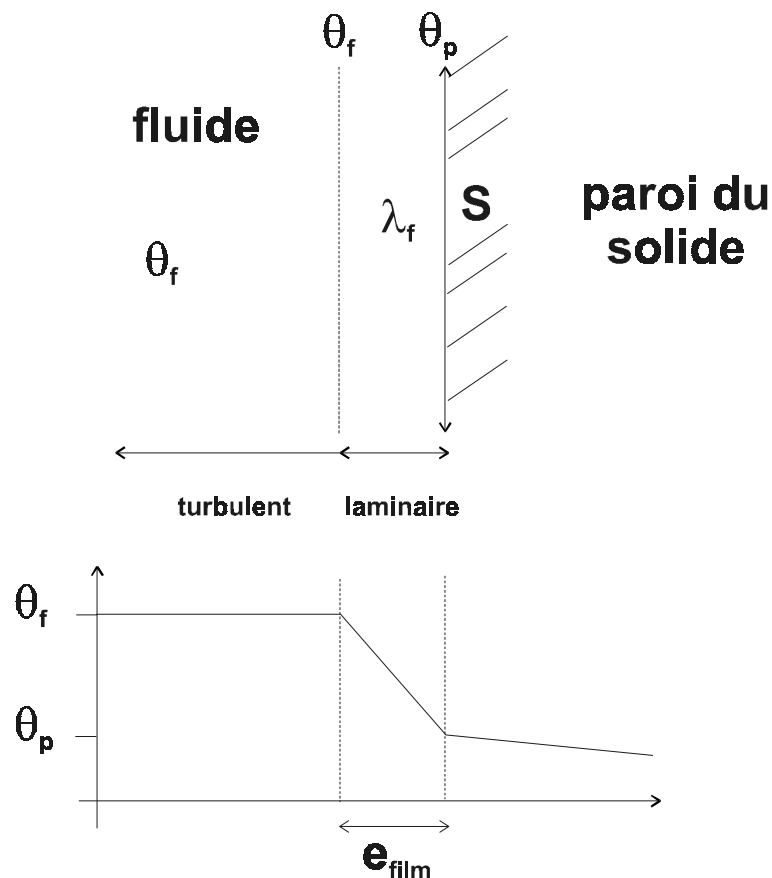
1/ Généralités

Les fluides sont concernés par la conduction et la convection.

La conduction intervient seule lorsque le mélange de matière est inexistant. Cette situation ne se produit que pour un fluide immobile ou un fluide en écoulement

laminaire car dans ce cas les fluides restent alors parallèles entre eux. Ce comportement ne dure jamais très longtemps car très vite, même dans un fluide immobile, des différences de température provoquent des courants de convection. Le transfert par convection se produit alors avec l'apparition de cette turbulence.

Dans un écoulement turbulent en contact avec une paroi solide, il existe le long de la paroi une mince couche de fluide en écoulement laminaire. L'épaisseur de cette couche dépend notamment des propriétés physiques du fluide mais aussi de sa vitesse de circulation. On comprend que cette couche sera d'autant plus mince que cette vitesse sera élevée.



Le transfert par convection est la superposition de deux phénomènes:

- on admet que dans la couche limite il n'y a aucun mélange de matière et que la chaleur se transmet par conduction perpendiculairement à la paroi. La conductivité des fluides étant faible par rapport à celle des solides, cette couche constitue donc une zone importante de résistance au transfert de chaleur. Il y a ainsi une forte variation de température dans cette couche. On peut ainsi expliquer qu'une paroi d'échangeur puisse être à une température beaucoup plus basse ou élevée que la température mesurée au sein du fluide...
- au sein du fluide, la chaleur se transmet parfaitement grâce au mélange et la température devient parfaitement homogène. Cette température est appelé température du fluide ou température de mélange du fluide.

On conclut de cette étude que le phénomène de convection se réduit d'un point de vue thermique à une conduction dans la couche mince. Le flux de chaleur échangé entre le fluide et la paroi par convection peut donc s'écrire:

$$\Phi = \frac{\lambda_f \cdot S}{e_{\text{film}}} \cdot (\theta_f - \theta_p)$$

où λ_f est la conductivité thermique du fluide, e_{film} l'épaisseur du film, S la surface de la paroi d'échange, θ_f la température au sein du fluide et θ_p la température de la paroi.

Malheureusement l'épaisseur de la couche n'est que très rarement connue car elle dépend de beaucoup de facteurs. De plus λ_f dépend de la température et celle-ci est variable dans la couche. Pour ces raisons, dans un transfert par convection on écrit le flux de chaleur sous la forme suivante:

$$\Phi = h \cdot S \cdot (\theta_f - \theta_p)$$

où h est le coefficient thermique de convection. On remarque que h a la même dimension que le coefficient de transfert thermique global K . La résistance thermique de transfert par convection R est donc égale à:

$$R = \frac{1}{h \cdot S}$$

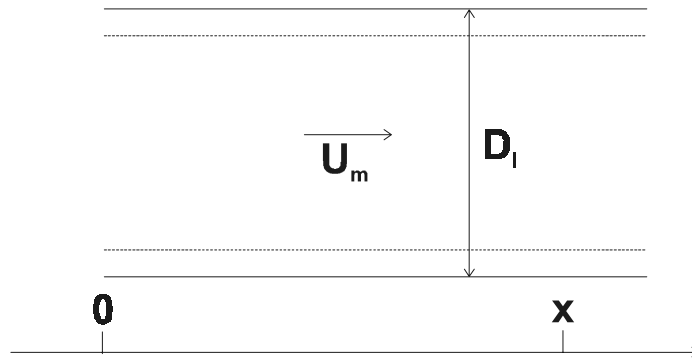
2/ Détermination du coefficient thermique de convection h

Le problème de la convection est en fait de déterminer ce coefficient en fonction des conditions d'écoulement du fluide, des caractéristiques géométriques des parois et des éventuels changements d'état du fluide. On traitera quelques cas importants en génie chimique mais on gardera à l'esprit que l'expérience est souvent la méthode apportant le plus d'informations sur la valeur de ces coefficients. En effet certains facteurs sont parfois difficiles à connaître tels que l'état de surface d'une paroi pour une ébullition.

a/ Circulation forcée d'un liquide à l'intérieur d'un tube cylindrique

L'expérience montre que le coefficient de convection interne h_i dans une section dépend des 7 grandeurs suivantes:

- u_m : vitesse moyenne du liquide
- ρ : masse volumique du liquide
- c_p : chaleur massique du liquide
- μ : viscosité dynamique du liquide
- λ : conductivité thermique du liquide
- D_i : diamètre intérieur du tube
- x : abscisse de la section considérée avec l'origine placée à l'entrée du tube



La détermination du coefficient h_i par l'expérience est impossible à réaliser à cause du trop grand nombre d'expériences nécessaires. L'analyse dimensionnelle permet de simplifier notablement ce problème. Elle montre qu'il existe une fonction F à 3 variables vérifiant la relation:

$$\frac{h_i \cdot D_i}{\lambda} = F\left(\frac{\rho \cdot U_m \cdot D_i}{\mu}, \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda}, \frac{x}{D_i}\right)$$

On définit donc 4 nombres sans dimension (il faut toujours veiller à écrire les paramètres de ces nombres dans un système d'unité cohérent, par exemple le système SI):

- nombre de Nusselt: $Nu = \frac{h_i \cdot D_i}{\lambda}$
- nombre de Reynolds: $Re = \frac{\rho \cdot U_m \cdot D_i}{\mu}$
- nombre de Prandtl: $Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda}$
- $\frac{x}{D_i}$

Les nombres de Nusselt, Prandtl et Reynolds caractérisent respectivement l'échange thermique, les propriétés thermiques du liquide et le régime d'écoulement du liquide. Le nombre x/D_i est le terme représentatif des effets de bord: il n'intervient donc plus quand on est suffisamment loin d'une des extrémités du tube.

L'expérience est alors utilisée pour déterminer la fonction F , c'est à dire une corrélation mathématique liant ces nombres. Cette relation est bien entendu empirique et on détermine les paramètres des nombres à une température moyenne entre l'entrée et la sortie du tube.

Si on se trouve dans le cas d'un tube lisse avec écoulement turbulent, on utilise la relation de Colburn:

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

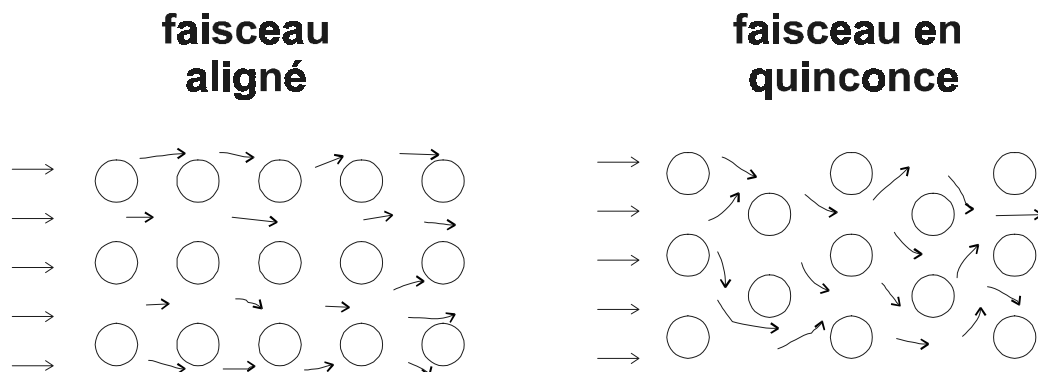
La relation est valable si: $10000 < Re < 120000$
 $0,7 < Pr < 120$
 $L / D_i > 60$ (L est la longueur du tube)

Le calcul de Nu rend alors évident la calcul de h_i .

b/ Circulation forcée d'un liquide à l'extérieur d'un tube cylindrique

Ce cas constitue par exemple celui du calcul du coefficient de convection externe h_e pour le transfert de chaleur entre la paroi extérieure d'un tube cylindrique placé à l'intérieur d'un autre tube cylindrique concentrique (échangeur monotubulaire) et le liquide circulant dans l'espace annulaire. On montre que la relation de Colburn s'applique en remplaçant le diamètre D_i par le diamètre hydraulique (dans ce cas c'est la différence des diamètres dans l'espace annulaire) et en utilisant pour Re la vitesse du liquide réelle (la section à considérer est la section définie par l'espace annulaire).

c/ Circulation forcée d'un liquide à l'extérieur d'un tube cylindrique et perpendiculairement à celui-ci



On montre que suivant si le faisceau de tubes comporte des tubes alignés ou en quinconce, le coefficient de convection externe h_e (transfert entre le liquide extérieur aux tubes et la paroi extérieure de ces tubes) est différent. On obtient les relations suivantes:

$$\begin{aligned} \text{faisceau aligné:} & \quad Nu = 0,26 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \\ \text{faisceau en quinconce:} & \quad Nu = 0,33 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \end{aligned}$$

Ces valeurs différentes montrent que l'augmentation des turbulences améliore le transfert thermique.

remarque: Le nombre de Reynolds prend ici une expression particulière.

d/ Condensation d'une vapeur à l'extérieur d'un faisceau de tubes parcourus par un liquide froid

Ce cas correspond à la condensation d'une vapeur dans un échangeur tubulaire. Les coefficients de convection avec changement d'état sont meilleurs que dans le cas d'une convection forcée sans changement d'état. Dans cette étude on retiendra qu'on obtient des corrélations dépendant des paramètres suivants pour le coefficient de convection côté vapeur:

- propriétés thermiques de la vapeur: λ , l_c (chaleur latente de condensation)
- propriétés d'écoulement de la vapeur: ρ , μ et g
- vitesse de la vapeur
- surface refroidissante: L (hauteur des tubes si le faisceau est vertical) ou D (diamètre des tubes si le faisceau est horizontal)
- différence de température entre la température de condensation des vapeurs et la moyenne des températures de paroi entre les deux extrémités des tubes.
- nombre et disposition des tubes
- état de surface des tubes

La vapeur se condense sur la paroi froide et un film liquide se forme et mouille la paroi. La condensation se poursuit alors mais le transfert s'effectue à travers une couche liquide qui constitue une résistance thermique importante. Si on assiste à la formation de gouttes, celles-ci en grossissant finissent par se détacher des parois et laissent ainsi à nu la paroi des tubes. Ces phénomènes sont d'ordinaire locaux et le coefficient de transfert est alors excellent. Néanmoins par sécurité on ne doit pas surestimer le coefficient et on utilise pour le dimensionnement d'un échangeur la valeur d'un coefficient de convection correspondant à une condensation en film.

On en déduit que le phénomène de condensation se déroulera différemment suivant si les tubes sont verticaux ou horizontaux. Dans le premier cas on assistera à un ruissellement du film sur la paroi des tubes ce qui constitue une couche isolante. Si les tubes sont horizontaux un film ne peut se former autour des tubes et des gouttes apparaissent: elles finissent par tomber sur les tubes inférieurs et se rassemblent au fond du condenseur. Les tubes horizontaux présentent donc des parties importantes sans film où le coefficient de convection prend une valeur très élevée.

e/ Ébullition par convection naturelle à l'intérieur d'un tube chauffant

On observe la création de bulles de vapeur sur la surface chaude aux endroits où des aspérités sont présentes. Ces bulles s'élèvent dans le liquide.

Le coefficient de convection interne dépend des mêmes propriétés thermiques et d'écoulement que dans le cas de la condensation. Le diamètre intérieur du tube, son état de surface et la différence de température entre le liquide à ébullition et la paroi interne du tube interviennent.

3/ Application: transfert dans un échangeur tubulaire

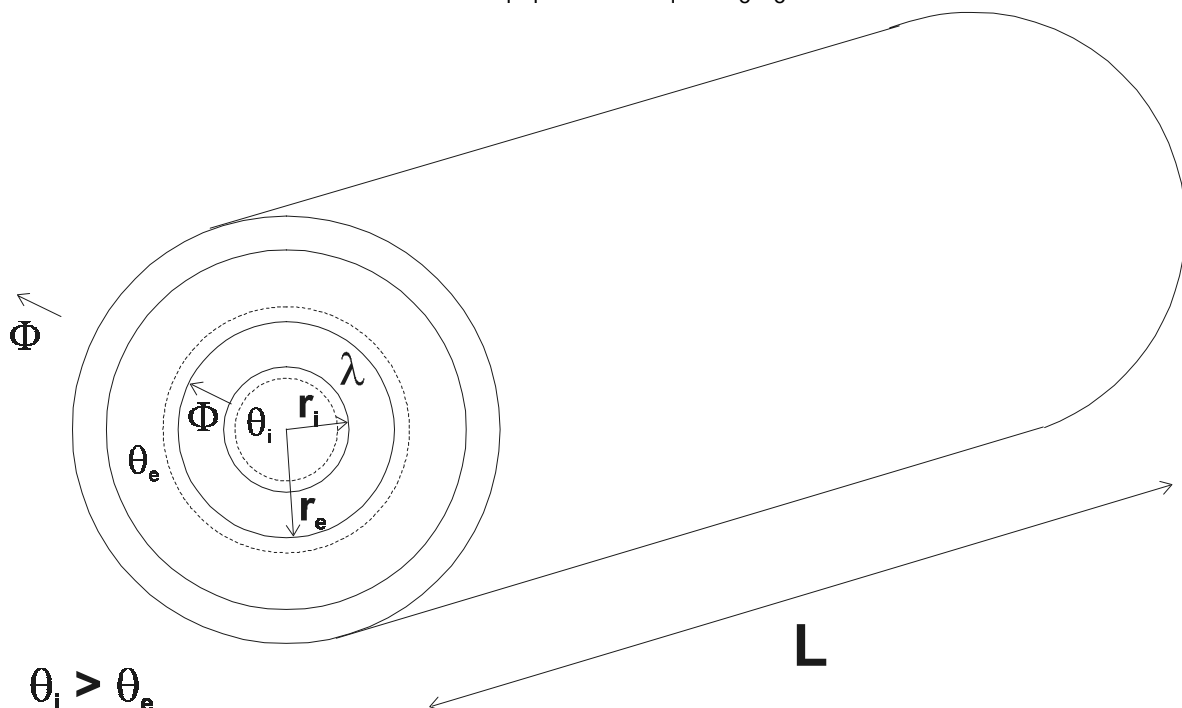
On examine deux tubes cylindriques concentriques de rayons r_i et r_e et de longueur L . Un liquide chaud circule dans le tube intérieur (température de mélange θ_i) et un liquide froid circule dans l'espace annulaire (température de mélange θ_e).

Le transfert global de chaleur du liquide chaud au liquide froid s'effectue en trois phases de transfert:

- convection dans le tube intérieur (h_i) du liquide chaud à la paroi intérieur du tube intérieur
- conduction dans la paroi du tube intérieur (λ)
- convection dans l'espace annulaire de la paroi extérieure du tube intérieur au liquide froid (h_e).

En utilisant la propriété d'additivité des résistances thermiques en série entre les deux liquides, on pourra en déduire le flux échangé entre les deux liquides.

$$\Phi = \frac{(\theta_i - \theta_e) \cdot 2\pi L}{\frac{1}{h_i \cdot r_i} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_e \cdot r_e}}$$



Si on cherche le coefficient global de transfert défini par rapport à la surface extérieure du tube intérieure K_e , on trouve l'expression suivante:

$$K_e = \frac{1}{\frac{r_e}{r_i \cdot h_i} + \frac{r_e}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_e}}$$

On remarque que ce coefficient est totalement indépendant de la surface des tubes et qu'il caractérise le transfert. K caractérise la qualité intrinsèque de l'échange: il dépend de la nature des deux fluides, de leur débit, de leur température et des caractéristiques géométriques de l'échangeur.

Il est bien entendu possible d'utiliser l'approximation arithmétique pour le terme de conduction (si la condition d'approximation est vérifiée). De même le coefficient peut être défini par rapport à la surface intérieure du tube intérieur ou par rapport à une surface moyenne (définie par un rayon moyen): on obtient alors des expressions différentes.

VI/ RAYONNEMENT

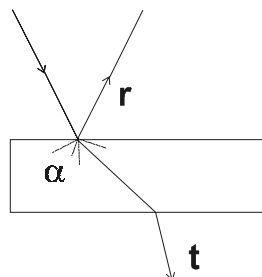
1/ Généralités

Pratiquement tous les corps (gaz, liquide ou solide) émettent un rayonnement électromagnétique. Ces radiations qui transportent de l'énergie peuvent se propager dans le vide: leur propagation suit les mêmes lois que celle de la lumière (vitesse identique, réflexion, réfraction, transmission, absorption). Les longueurs d'onde considérées dans le rayonnement thermique sont surtout dans l'infra-rouge entre 1 et 20 μm .

Lorsqu'un rayonnement incident atteint un corps, celui-ci réfléchit une partie du rayonnement (r). Une partie est transmise (t) si le corps est partiellement transparent tandis que le reste de l'énergie du rayonnement incident est absorbé par le corps (α). La somme des trois fractions d'énergie est égale à 1.

$$\alpha + r + t = 1$$

α est nommé le facteur d'absorption du corps: c'est la fraction d'énergie absorbée par rapport à l'énergie incidente. α est défini pour une longueur d'onde λ donnée.



On distingue différents types de corps:

- les corps totalement transparents ($t = 1$): aucune absorption d'énergie durant la traversée du corps. Les gaz simples et le vide correspondent à ce type de milieu (O_2 , N_2 , H_2).
- les corps partiellement transparents: il y a diminution de l'énergie transportée pendant la traversée du corps. C'est le cas de certains gaz (CO_2 , H_2O , $CO...$) et de certains solides (plastiques, verres).
- les corps opaques ($t = 0$): le rayonnement est absorbé sous forme de chaleur près de l'impact. La majorité des liquides et des solides sont des corps opaques.

Un corps opaque ou partiellement transparent émet spontanément de l'énergie sous forme de rayonnement.

On comprend donc que le problème du rayonnement thermique est de considérer pour chaque corps l'aspect émetteur et l'aspect récepteur (un corps reçoit un rayonnement émis ou réfléchi par un autre corps).

2/ Absorption et émission

Un corps qui absorbe complètement les radiations qu'il reçoit est un corps appelé **corps noir**. Il ne réfléchit aucun rayonnement. Le corps noir est un modèle théorique tout comme le corps blanc qui réfléchit intégralement les radiations reçues sans en absorber.

La **loi de Stefan** permet de déterminer le flux de chaleur Φ (W) émis sous forme de rayonnement par un corps de surface S (m^2) dans toutes les directions de l'espace:

$$\Phi = \sigma \cdot \varepsilon \cdot S \cdot \theta^4$$

où ε est le facteur d'émission du corps, θ la température absolue du corps et σ la constante de Stefan ($\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$).

On observe que si la température du corps s'élève son émission de chaleur par rayonnement augmente également.

Dans le cas d'un corps noir $\varepsilon = 1$ donc $\varepsilon = 1 = \alpha$.

Pour la plupart des corps α est compris entre 0 et 1: une partie seulement de l'énergie reçue est absorbée. Si cette fraction est identique pour toutes les longueurs d'onde, les corps sont appelés des corps gris; on montre que pour les corps gris on a:

$$\varepsilon = \alpha$$

ε et α varient avec la température.

Pour les corps gris (et le corps noir), les facteurs d'émission et d'absorption sont indépendants de la longueur d'onde à une température donnée.

En pratique cela signifie que par exemple si un corps gris absorbe 30 % de l'énergie du rayonnement incident, il va émettre simultanément 30 % de l'énergie qu'aurait émise un corps noir à la même température.

Remarque: la notion de corps gris n'a strictement aucun rapport avec la couleur des objets. Un corps gris peut être gris mais aussi rouge ou jaune par exemple...

On étudie maintenant deux cas particuliers:

cas des solides:

Pour les solides seule la surface est concernée par le phénomène de rayonnement. Ils émettent un spectre continu en longueurs d'onde (comme le spectre d'absorption).

L'hypothèse du corps gris est excellente pour les corps non métalliques tels que des réfractaires ($\varepsilon = \alpha = 0,8$ pour toutes longueurs d'onde). On ne trouve donc sur les tables qu'une seule valeur.

Pour les métaux ε varie fortement avec la longueur d'onde et l'état de surface (rugosités, polissage). L'émission est d'autant plus faible que la surface est mieux polie. Par exemple:

aluminium poli:	$\varepsilon = 0,05$
aluminium très oxydé:	$\varepsilon = 0,15$

L'expérimentation seule permet de déterminer ε car ces valeurs sont très liées aux cas particuliers envisagés. La plupart du temps on se contente de considérer que $\varepsilon = \alpha$.

cas des gaz:

Le volume entier du milieu gazeux participe au rayonnement.

Les gaz à molécules symétriques (O_2 , N_2 et H_2) sont transparents à la chaleur: ils n'émettent pas et n'absorbent pas le rayonnement.

Les autres gaz et les vapeurs ne sont pas des corps gris; les spectres montrent des bandes d'absorption et d'émission. Même à de basses températures ces gaz ont des pouvoirs émissifs ou absorbants tels que les échanges par rayonnement sont plus importants que ceux par convection.

- α dépend de la longueur d'onde du rayonnement absorbé, de l'épaisseur de la couche de gaz, de sa pression partielle dans le mélange ainsi que de la température de la source du rayonnement absorbé.

- ε est fonction de la longueur d'onde du rayonnement émis, de l'épaisseur de la couche de gaz, de sa pression partielle dans le mélange ainsi que de la température du gaz.

Les flammes qui sont des gaz chargés de particules solides (suie, cendre) présentent une émission importante à cause de ces particules solides souvent opaques.

3/ Échange thermique par rayonnement entre deux corps

Si on examine deux corps en présence émettant chacun un rayonnement dans toutes les directions, ils reçoivent tous les deux un rayonnement provenant de l'émission par l'autre corps ainsi que des rayonnements issus des réflexions multiples sur l'autre corps de leur propre rayonnement. Il faut alors prendre en compte la transparence, l'absorption des deux corps pour arriver à déterminer le bilan pour chaque corps. C'est donc un problème particulièrement difficile à résoudre.

On donne ici l'expression du flux de chaleur Φ (W) échangé par le corps 1 avec le corps 2 (différence algébrique entre le flux émis par le corps 1 et le flux reçu du corps 2). On se place dans l'hypothèse de deux corps gris séparés par le vide ou des gaz transparents avec $\theta_1 > \theta_2$.

$$\Phi = 5,71 \cdot F \cdot S_1 \cdot \left[\left(\frac{\theta_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{\theta_2}{100} \right)^4 \right]$$

S_1 représente la surface du corps 1 en m^2 et les températures sont exprimées en Kelvins.

F est un facteur qui dans le cas le plus général dépend de la position géométrique respective des deux corps, des surfaces S_1 et S_2 ainsi que des coefficients d'absorption des corps 1 et 2: il prend en compte la fraction de rayonnement émis par un corps et reçu par l'autre. Les valeurs de $F(1-2)$ sont répertoriées dans des abaques prenant en compte les différentes dispositions géométriques.

remarque: si on place un écran (matériau opaque gris et conducteur) devant une paroi chaude émettant un rayonnement, on montre que le flux thermique est alors fortement diminué. Pour une paroi chaude en aluminium, il est réduit d'environ 60 % si on utilise un écran d'aluminium. L'interposition de plusieurs écrans devant une source de chaleur a une application importante pour protéger d'un rayonnement trop fort dans une salle soit des appareils soit des opérateurs.

4/ Importance relative du rayonnement et de la convection

La comparaison entre les flux de chaleur provenant de phénomènes de convection ou de rayonnement n'est a priori pas possible si on examine l'expression

précédente du flux de chaleur. En fait on montre qu'il est possible d'exprimer Φ sous la forme:

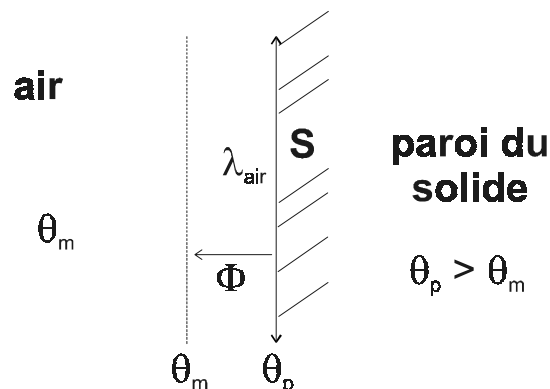
$$\Phi = h_r \cdot S \cdot (\theta_1 - \theta_2)$$

où h_r est le coefficient de rayonnement. S est la surface du corps émettant le rayonnement à la température θ_1 . θ_2 est la température du milieu vers lequel le rayonnement est émis.

h_r peut être déterminé en identifiant l'expression de Φ avec celle du **3/** (après quelques transformations mathématiques) ou après expérience en mesurant Φ et en connaissant S et les températures.

Il est alors possible d'étudier le problème du calcul des pertes thermiques d'un four suivant. On calcule alors le flux de chaleur total échangé entre un fluide froid (air ambiant) et une paroi chaude.

Cet exemple est facile à traiter car les températures à considérer sont les mêmes pour la convection (conduction dans la couche limite) et le rayonnement puisque le rayonnement d'un solide s'effectue à partir de sa surface à la température θ_p et que l'air est un milieu homogène en température égale à θ_m .



Le flux total Φ peut s'exprimer sous la forme:

$$\Phi = h_c \cdot S \cdot (\theta_p - \theta_m) + h_r \cdot S \cdot (\theta_p - \theta_m) = (h_c + h_r) \cdot S \cdot (\theta_p - \theta_m)$$

En fait la plupart du temps un des deux phénomènes est prépondérant et on ne considère qu'un seul des deux termes, la convection ou le rayonnement. On peut donner les indications générales suivantes:

- basses températures (inférieures à 200 °C): le rayonnement est pratiquement toujours négligeable vis à vis de la convection forcée. Par contre il est du même ordre de grandeur que la convection naturelle.
- hautes températures (supérieures à 500 °C): c'est le cas des fours et des foyers de chaudière où le rayonnement est prépondérant.

Pour les températures intermédiaires le rayonnement et la convection forcée sont du même ordre de grandeur.

Dans le cas des échangeurs thermiques où les fluides circulent sous l'action de pompes on négligera toujours le rayonnement.

ÉCHANGEURS DE CHALEUR

I/ DIMENSIONNEMENT D'UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR

1/ Généralités

Le but d'un échangeur de chaleur est de transférer de la chaleur entre un fluide de service (eau, vapeur d'eau, fluide thermique) et un fluide procédé qui constitue le produit intéressant de la fabrication.

Dans la pratique deux cas généraux se produisent:

- l'échangeur disponible étant connu (type, surface), on veut savoir s'il peut convenir pour fournir ou enlever un flux de chaleur déterminé à un fluide procédé dont on connaît le débit et les températures d'entrée et de sortie qui sont imposées. On calcule alors par un bilan thermique le débit de fluide de service qui permettra d'effectuer ce transfert à partir des températures d'entrée et de sortie de ce fluide (imposées dans la pratique si on utilise de l'eau du réseau). Il est alors possible de déterminer le coefficient de transfert thermique global K nécessaire. On vérifie ensuite que le coefficient K calculé à partir des relations de transferts thermiques (calculs entre autres des coefficients de convection) est bien supérieur à celui déterminé à partir des données générales sur les fluides et la surface totale de l'échangeur.
- on souhaite calculer l'échangeur qui permettra de fournir ou enlever à un fluide procédé un certain flux de chaleur (débit, températures d'entrée et de sortie connus du fluide procédé). On raisonne comme plus haut concernant le fluide de service et il devient alors possible de déterminer la surface d'échange nécessaire en estimant a priori un coefficient de transfert thermique global K . On vérifie alors aussi par des calculs si la valeur de K supposée est correcte.

Dans ces deux cas, si les solutions ne conviennent pas il faut reprendre les calculs depuis le début en modifiant les hypothèses jusqu'à obtenir une solution satisfaisante. Cette procédure itérative est actuellement réalisée par des programmes informatiques.

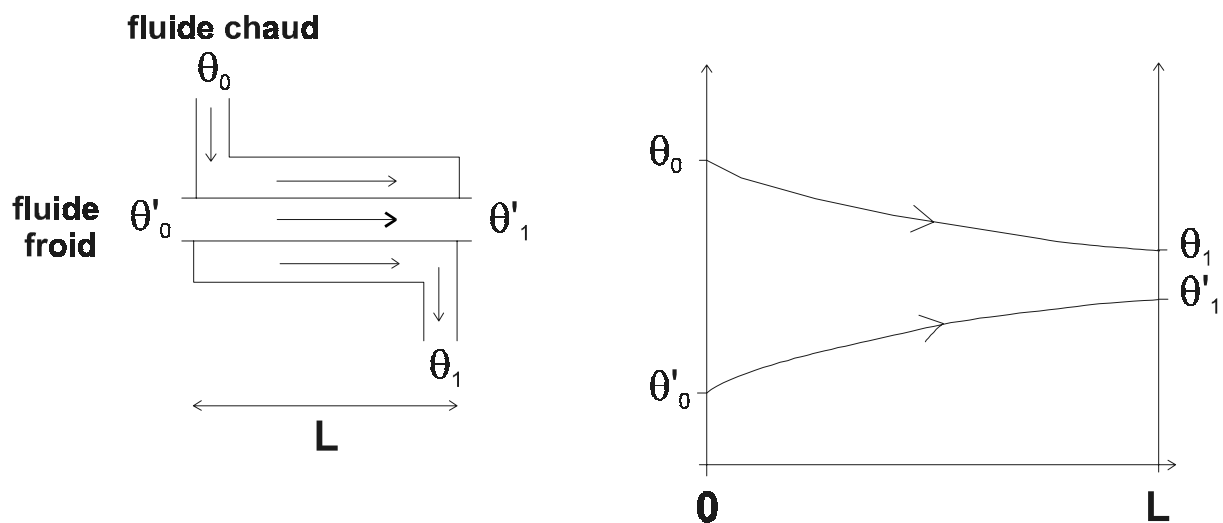
2/ Modes de fonctionnement des échangeurs

On se place pour simplifier dans le cas d'un échangeur type liebig de longueur L avec deux tubes concentriques. Le fluide froid circule dans le tube intérieur et le fluide chaud dans le tube extérieur. Les fluides froid et chaud sont respectivement définis par les grandeurs suivantes: débits massiques (Q' et Q), chaleurs massiques moyennes (c_P' et c_P) et températures d'entrée (θ_0' et θ_0) et de sortie (θ_1' et θ_1).

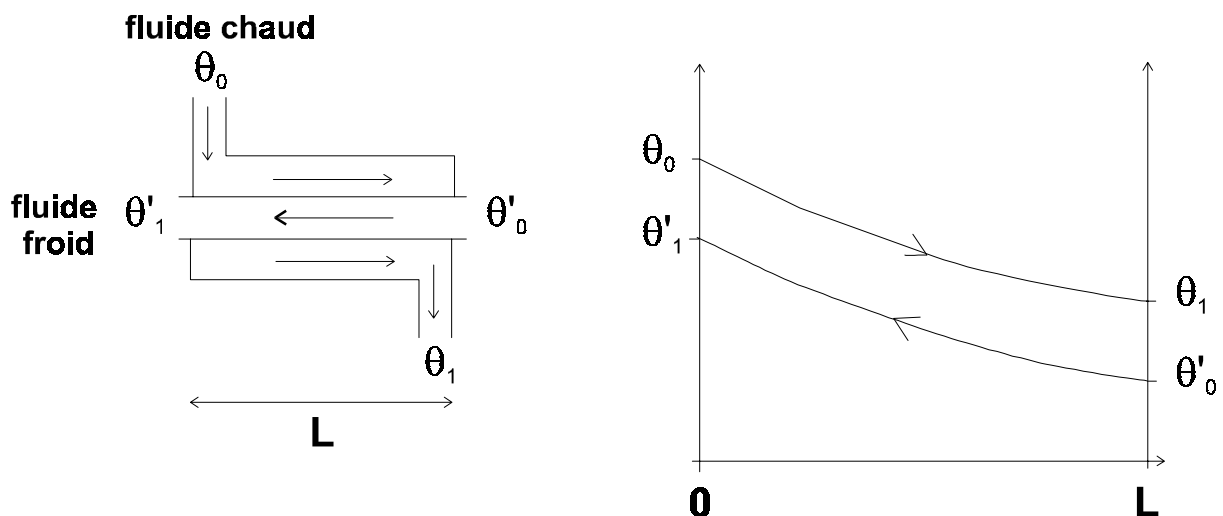
Deux types de circulation sont possibles:

- circulation à courants parallèles ou co-courant (ou antiméthodique)
- circulation à contre-courant (ou méthodique)

Le fonctionnement à courants parallèles est possible seulement si $\theta_1 > \theta'_1$; dans le cas contraire l'échange n'est pas possible avec ces températures de sortie. Dans le fonctionnement à contre-courant la différence de température entre les deux fluides est à peu près constante dans l'échangeur. La température de sortie du fluide froid peut parfaitement être supérieure à la température de sortie du fluide chaud.



ÉCHANGEUR À CO-COURANT



ÉCHANGEUR À CONTRE-COURANT

L'échange à contre-courant permet l'échange d'une plus grande quantité de chaleur qu'à co-courant: il est donc le plus utilisé. Néanmoins dans le cas de produits thermosensibles la circulation à co-courant est préférable: en effet la température de paroi du fluide procédé à réchauffer est toujours plus éloignée de la température du fluide de service ce qui diminue les risques de surchauffe locale dues à des températures de paroi élevées.

3/ Résumé du calcul des échangeurs

On traite l'exemple à courants parallèles.

On peut écrire le bilan thermique en prenant comme système les deux fluides et en considérant qu'il n'y a pas de pertes thermiques.

On note Φ et Φ' les flux de chaleur perdu par le fluide chaud et gagné par le fluide froid:

$$\Phi + \Phi' = 0 \text{ donc } Q \cdot c_p \cdot (\theta_1 - \theta_0) = Q' \cdot c_{p'} \cdot (\theta_1' - \theta_0')$$

Il faut alors remarquer que les températures des deux fluides varient le long de l'échangeur. Il n'est donc plus possible de considérer la différence de températures entre les deux fluides comme une constante (comme dans le cas des calculs de transfert thermique où cette hypothèse est toujours sous-jacente). On définit donc $\Delta\theta_m$, la moyenne logarithmique des différences de températures des fluides aux deux extrémités :

$$\Delta\theta_m = \frac{\Delta T - \Delta t}{\text{Ln} \frac{\Delta T}{\Delta t}}$$

$$\text{où } \Delta T = \theta_0 - \theta_0' \text{ et } \Delta t = \theta_1 - \theta_1'$$

On considère toujours la valeur absolue des différences mais on peut interchanger les extrémités. Le raisonnement est identique à contre-courant. Cette définition correspond en fait à un calcul rigoureux du flux de chaleur transféré entre les deux fluides.

Il est possible d'utiliser la moyenne arithmétique si $\Delta T < 2 \cdot \Delta t$ (si on considère toujours ΔT comme la plus grande des différences de température):

$$\Delta\theta_m = \frac{\Delta T + \Delta t}{2}$$

On peut maintenant écrire le flux de chaleur échangé entre les deux fluides:

$$|\phi| = |\phi'| = K \cdot S \cdot \Delta\theta_m$$

Dans cette relation K est le coefficient de transfert thermique global (résultat de deux échanges par convection et d'un échange par conduction dans la paroi du tube intérieur). Il est bien entendu défini par rapport à une surface d'échange déterminée.

remarque:

Il est possible de définir l'efficacité d'un échangeur: cela permet de comparer deux modes de fonctionnement différents. Si le fluide procédé est le fluide froid, on cherche alors à le réchauffer. On définira l'efficacité η de l'échangeur par rapport au fluide froid de la manière suivante:

$$\eta = \frac{\theta_1' - \theta_0'}{\theta_0 - \theta_0'}$$

Le dénominateur représente l'écart des températures des deux fluides à leur entrée dans l'échangeur. Une définition comparable peut s'appliquer à un fluide chaud qu'on souhaite refroidir.

III/ TECHNOLOGIE DES ÉCHANGEURS DE CHALEUR

1/ Appareillage

a/ Échangeurs tubulaires

Ils sont constitués de deux parties:

- un faisceau tubulaire de deux à plusieurs centaines de tubes soudés à leur extrémité sur une plaque
- une calandre (tube cylindrique de gros diamètre) dans laquelle est placé le faisceau tubulaire. Aux extrémités sont fixées les calottes qui servent de collecteur pour le fluide circulant dans les tubes.

Il existe plusieurs solutions pour favoriser le transfert thermique:

- chicanage de la calandre: on place des cloisonnements sur le trajet du fluide pour éviter qu'il ne suive un chemin préférentiel. La turbulence créée améliore également le transfert.
- cloisonnement pour la circulation dans les tubes ou dans la calandre: on obtient ainsi des échangeurs multipasses côté tubes ou côté calandre. On augmente ainsi les longueurs de circulation (donc la surface d'échange) et on peut ainsi réaliser un échangeur avec un "double" contre-courant.

Ces échangeurs ne sont pas très intéressants pour les échanges thermiques entre deux liquides. On a vu que le coefficient de transfert par convection liquide - paroi dépendait de $Re^{0,8}$ donc de $u^{0,8}$. Il n'est donc pas rentable de vouloir augmenter les vitesses de circulation à l'extérieur des tubes où la vitesse, à débit égal, est beaucoup plus faible qu'à l'intérieur. La vitesse à l'extérieur des tubes limite donc toujours la valeur du coefficient de transfert global.

Par contre ces échangeurs prennent tout leur intérêt pour des échanges vapeur - liquide. Le coefficient de transfert par convection vapeur - paroi lors d'une condensation est plus élevé que dans le cas d'un transfert liquide - paroi où il n'y a pas de changement de phase. Il ne dépend pas directement de la vitesse de la vapeur: on peut donc faire circuler sans inconvénient la vapeur autour des tubes et bénéficier d'une vitesse élevée du liquide à l'intérieur des tubes.

Les échangeurs tubulaires horizontaux sont utilisés comme condenseurs alors que les échangeurs tubulaires verticaux constituent des condenseurs - réfrigérants. Dans les deux cas la vapeur circule à l'extérieur des tubes:

- dans les échangeurs horizontaux (en fait très légèrement inclinés pour faciliter l'écoulement du condensat) le film liquide qui se forme se rassemble en gouttes qui tombent finalement sur la partie basse de la calandre en présence d'un excès de vapeur. Le liquide sort alors du condenseur sans avoir d'autre contact avec une paroi froide. On obtient donc un condensat non refroidi.
- dans les échangeurs verticaux le film qui s'écoule sur les tubes se rassemble sur la calotte inférieure avant de s'écouler à l'extérieur. Si le débit de vapeur est inférieur à la capacité maximale de condensation de l'échangeur, le liquide se refroidit quand il atteint dans sa descente la zone où toute la vapeur est condensée.

La présence de gaz incondensables dans la vapeur pour ce changement d'état entraîne une diminution du coefficient de convection car ces gaz jouent le rôle d'un isolant en formant une couche limite autour des tubes.

Les échangeurs tubulaires sont construits en acier, en inox, en graphite ... Ils sont les plus répandus. Ils présentent néanmoins quelques restrictions d'utilisation:

- il est préférable de faire circuler un fluide risquant de provoquer un encrassement à l'intérieur des tubes; en effet après démontage des calottes le nettoyage est beaucoup plus facile.
- les fluides corrosifs doivent passer à l'intérieur des tubes pour éviter le surcoût d'un matériau résistant à la fois pour les tubes et la calandre.

b/ Échangeurs à plaques

Ils sont constitués d'un empilement de plaques rainurées entre lesquelles circulent alternativement l'un ou l'autre liquide. Ils présentent l'avantage d'offrir des coefficients de transfert globaux élevés même avec des vitesses de liquide faibles grâce à une forte turbulence. Ils complètent donc bien les échangeurs tubulaires dans le cas d'échanges liquide - liquide. Ils présentent de plus des surfaces d'échange élevées pour un encombrement minimal. Le démontage des plaques pour le nettoyage est également aisé. Par contre ils sont la cause de pertes de charges importantes ce qui augmente leur coût de fonctionnement.

c/ Autres types d'échangeurs

- échangeurs polyblocs en graphite: le graphite a une grande inertie chimique et une excellente conductivité thermique. Ces échangeurs sont utiles dans le cas des liquides corrosifs qui passent dans des canaux usinés dans un bloc de graphite. Des élargissements sur certaines parties des canaux permettent de créer une turbulence favorable à l'échange thermique.
- épingle chauffante: on immerge un tube dans la masse à chauffer ou à refroidir. Le serpentin correspond à la même technique.
- double enveloppe: le fluide caloporteur circule dans la double paroi d'un réacteur pour chauffer ou refroidir son contenu.
- liebzig: il correspond à une version simplifiée à un tube d'un échangeur tubulaire. Il est utilisé en position verticale et joue fréquemment le rôle de condenseur de sécurité au-dessus d'un réservoir contenant un liquide très volatil ou d'un condenseur total d'une colonne de rectification.

2/ Encrassement d'un échangeur

Les dépôts sont fréquents sur les parois des échangeurs:

- boues: causées par des suspensions insolubles circulant à faible vitesse. Si les particules des suspensions sont indésirables, il faut filtrer avant l'entrée dans l'échangeur.
- rouille: causée par la corrosion. L'utilisation d'acier inoxydable permet d'y remédier.
- tartre: dépôt dur et compact causé par la précipitation de sels à solubilité inverse (sulfate de calcium, carbonate de sodium...) sur des surfaces chaudes. On évite donc de faire circuler l'eau à des températures supérieures à 40 °C et on augmente la vitesse de circulation. Le traitement de l'eau sur des résines échangeuses d'ions par déminéralisation est également possible.

On utilise le coefficient d'encrassement α pour quantifier l'influence des dépôts. Si on note K et K' respectivement les coefficients de transfert thermique globaux sans encrassement et avec encrassement, on a la relation suivante:

$$\frac{1}{K'} = \frac{1}{K} + \frac{1}{\alpha}$$

Par exemple dans le cas d'une condensation de vapeur organique par de l'eau (échangeur tubulaire en acier), on peut assister à une diminution de l'ordre de 30 % du coefficient de transfert global. Pour de l'eau le coefficient d'encrassement est de l'ordre de $2000 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.

remarque: la présence de gaz incondensables entraîne également une diminution de coefficient global de transfert thermique lors d'une condensation. Ces gaz jouent le même rôle qu'un isolant.

3/ Calorifugeage

Il intervient quand des produits doivent être maintenus à une température supérieure ou inférieure à la température ambiante. On peut calorifuger soit des canalisations soit des appareils (échangeurs, réservoirs, colonne de rectification, fours...). Le calorifugeage des canalisations est notamment indispensable quand on véhicule de la vapeur d'eau, un liquide organique à température de fusion élevée ou une solution concentrée qui ne doit pas cristalliser avant l'arrivée dans une cuve.

On revêt l'appareil ou la tuyauterie avec de très mauvais conducteurs thermiques. Les matériaux alvéolaires (ils contiennent des alvéoles emprisonnant de l'air) conviennent très bien car la conduction dans l'air est très mauvaise et il y a de très nombreuses alvéoles. De même la convection peut difficilement s'établir dans les volumes très petits des alvéoles.

Parmi les matériaux alvéolaires utilisés on peut citer la laine de verre, le polystyrène ou le polyuréthane expansé.

4/ Choix d'un échangeur

L'échangeur thermique se définit en fonction du rôle joué (réchauffement, refroidissement, condensation, ébullition), de la nature des fluides en présence (vapeur ou liquide, risques de corrosion) et des débits nécessaires.

On cherche à optimiser les frais d'investissement et de fonctionnement. Il faut donc étudier ensemble les aspects purement thermiques (coefficients de transfert, surface d'échange) et les aspects liés à la mécanique des fluides.

En effet les résistances thermiques sont d'autant plus faibles que les vitesses d'écoulement sont élevées. Donc si les fluides ont des débits élevés, il est possible de se satisfaire d'une surface d'échange plus faible ce qui diminue l'investissement. Par contre les pertes de charge seront plus élevées ce qui nécessitera des pompes plus puissantes (augmentation du coût d'investissement) et une dépense énergétique plus élevée (augmentation du coût de fonctionnement). L'étude

d'optimisation au cas par cas fournira la réponse pour déterminer le choix le plus économique.

BIBLIOGRAPHIE

On pourra consulter les ouvrages suivants:

- Technologie Génie Chimique (ANGLARET - KAZMIERCZAK) Tome 1
- Techniques de l'ingénieur: articles relatifs aux échangeurs de chaleur
- Manuel de thermique, B. EYGLUNENT , HERMES (97)