

## 5 ÉCHANGEURS DE CHALEUR

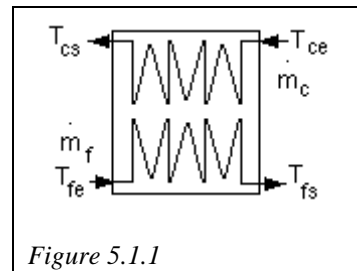
Les échangeurs de chaleurs sont des appareils permettant de transférer de la chaleur entre deux fluides à des températures différentes. Dans la plupart des cas, les deux fluides ne sont pas en contact, et le transfert s'effectue à travers une surface d'échange. Au sein de la paroi séparatrice, le mécanisme de transmission de la chaleur est la conduction, et, sur chacune des deux surfaces de contact avec les fluides, ce sont presque toujours les phénomènes de convection qui prédominent. Dans de nombreux cas, les fluides restent monophasiques, qu'ils soient gazeux ou liquides. Il existe toutefois trois grandes catégories d'échangeurs dans lesquelles surviennent des changements de phase : les vaporiseurs ou évaporateurs où l'on vaporise un liquide, les condenseurs où une vapeur est liquéfiée, et les vapocondenseurs dans lesquels les deux fluides changent de phase.

Les notions à bien assimiler ici sont les principes de fonctionnement (5.1) et celles d'efficacité et de nombre d'unités de transfert NUT (5.2.1) et de pincement (5.2.4).

### 5.1 PRINCIPES DE FONCTIONNEMENT D'UN ÉCHANGEUR

Dans un échangeur, l'écoulement des deux fluides peut s'effectuer dans de multiples dispositions relatives : parallèlement, à contre-courant, de manière croisée...

On peut facilement démontrer que, sur le plan thermodynamique, l'échangeur le plus performant est l'échangeur à contre-courant (figure 5.1.1), mais d'autres préoccupations que l'efficacité thermodynamique entrent en ligne de compte lorsque l'on conçoit un échangeur : les températures maximales admissibles dans l'un des fluides, ou plus souvent des considérations d'encombrement, de poids ou de prix de revient.



Il en résulte que les configurations des échangeurs que l'on rencontre en pratique sont relativement nombreuses.

On peut cependant ramener ces configurations à trois géométries principales :

- les écoulements à contre-courant, dans lequel les fluides circulent parallèlement et en sens contraire ;
- les écoulements co-courant, dans lequel les fluides circulent parallèlement et dans le même sens ;
- les écoulements croisés, dans lesquels les fluides circulent dans des directions perpendiculaires.

On repèrera le fluide chaud par l'indice c, et le fluide froid par l'indice f. Outre la configuration géométrique, le dimensionnement ou les performances des échangeurs dépendent de nombreux paramètres et variables :

- les débits masses  $\dot{m}_c$  et  $\dot{m}_f$  qui les traversent ;
- les températures d'entrée  $T_{ce}$  et  $T_{fe}$  et de sortie  $T_{cs}$  et  $T_{fs}$  des deux fluides ;

- les coefficients d'échange thermique relatifs à chaque fluide  $U_c$  et  $U_f$  ;
- la résistance thermique  $\frac{e}{\lambda}$  de la paroi ;
- la surface  $A$  de l'échangeur ;
- les pressions des deux fluides, peu variables ;
- les propriétés thermophysiques des fluides, qui interviennent dans la détermination des coefficients  $U_c$  et  $U_f$ . Il s'agit essentiellement de la capacité thermique massique  $c_p$ , de la masse volumique  $\rho$ , de la conductivité thermique  $\lambda$ , et de la viscosité  $\mu$ .

Dans ce qui suit, nous considérerons que les coefficients d'échange thermique  $U_c$  et  $U_f$  et les propriétés thermophysiques des fluides gardent une valeur constante à tout moment dans la totalité de l'échangeur.

Si cette hypothèse n'est pas vérifiée, il faut, pour étudier les performances de l'échangeur, le découper en volumes élémentaires de petite taille, au sein desquels on peut les considérer constants. Les calculs sont alors beaucoup alourdis.

Enfin, nous supposons toujours que l'échangeur de chaleur est globalement adiabatique, c'est-à-dire qu'il n'y a aucun échange de chaleur avec l'environnement.

### 5.1.1 FLUX DE CHALEUR ÉCHANGÉ

On peut démontrer, dans le cas où l'écoulement des fluides est pur (parallèle ou à contre-courant), que le flux de chaleur échangé entre les deux fluides est donné par la formule :

$$\phi = UA \Delta T_{ml} \quad (5.1.1)$$

$$\text{avec } \Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_0 - \Delta T_L}{\ln \frac{\Delta T_0}{\Delta T_L}} \quad (5.1.2)$$

$A$  étant la surface d'échange,  $U$  le coefficient d'échange thermique global (cf. section suivante),  $\Delta T_{ml}$  la différence de températures moyenne logarithmique, et  $\Delta T_0$  et  $\Delta T_L$  les différences de température des fluides respectivement à l'entrée et à la sortie de l'échangeur, avec la convention :  $\Delta T_0 > \Delta T_L$ .

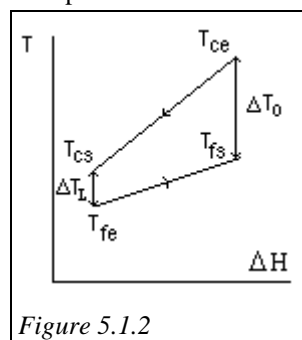
Il faut prendre garde à ce qu'il s'agit des différences de température entre les deux fluides, à l'entrée et à la sortie de l'échangeur (cotes 0 et L), et non des écarts de température d'entrée ( $T_{ce} - T_{fe}$ ) et de sortie ( $T_{cs} - T_{fs}$ ) des deux fluides.

Sur l'exemple de la figure 5.1.2, on aura :

$$\Delta T_0 = T_{ce} - T_{fs}$$

$$\Delta T_L = T_{fe} - T_{cs}$$

Lorsque la configuration des écoulements est plus complexe, on introduit un facteur de correction  $F$  (inférieur à 1), qui est donné par des abaques calculés ou déterminés expérimentalement, le plus souvent fournis par les constructeurs.



L'équation (5.1.1) devient :

$$\phi = UA F \Delta T_{ml} \quad (5.1.3)$$

Cette formule permet de voir que pour transférer un flux  $\phi$  donné, si l'on désire réduire les irréversibilités et donc  $\Delta T_{ml}$ , il faut que le produit  $UA$  soit le plus grand possible, ce qui peut se faire soit en augmentant les surfaces, mais ceci influe directement sur le prix, soit en accroissant la valeur de  $U$ , ce qui est recherché par tous les concepteurs d'échangeurs.

Dans ce chapitre, le dimensionnement de l'échangeur se limitera à la détermination du produit  $UA$  de la surface de l'échangeur  $A$  par le coefficient global d'échange thermique  $U$ , l'estimation précise de ce dernier dépendant du détail des dispositions constructives internes de l'échangeur.

D'une manière générale, le dimensionnement des échangeurs est un compromis entre des objectifs contradictoires, dont les deux principaux sont les suivants :

- une grande surface d'échange est souhaitable pour augmenter l'efficacité des échangeurs, mais elle se traduit par des coûts élevés ;
- de faibles sections de passage des fluides permettent d'augmenter les valeurs des coefficients d'échange thermique  $U_c$  et  $U_f$  définis section suivante, et donc de réduire les surfaces, mais elles font aussi croître les pertes de charge.

### 5.1.2 COEFFICIENT D'ÉCHANGE THERMIQUE $U$

Nous ne traiterons qu'au chapitre 13 du tome 3 de la détermination précise de  $U$  et l'étude des pertes de charge dans les échangeurs, non que ces questions difficiles manquent d'intérêt, bien au contraire, mais parce que, de la même manière que pour les autres composants, nous ne cherchons pour le moment pas à effectuer leur dimensionnement interne détaillé : nous nous limitons à traiter de leur insertion dans les systèmes que constituent les technologies énergétiques. Nous n'aborderons donc ici que la présentation des principes qui régissent le calcul de  $U$ .

Les lois de la thermique nous enseignent que, pour un échangeur à plaque plane, le coefficient d'échange global  $U$  est tel que son inverse, appelé résistance thermique, est la somme des résistances thermiques entre les deux fluides :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f} \quad (5.1.5)$$

avec  $h_c$  coefficient d'échange convectif entre le fluide chaud et la paroi,  $h_f$  coefficient d'échange convectif entre le fluide froid et la paroi,  $e$  épaisseur de la paroi, et  $\lambda$  conductivité thermique de cette paroi.

Si la paroi est composée de plusieurs couches de matériaux différents, ou si des dépôts divers ont recouvert la paroi, cette formule devient :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \sum_{k=1}^n \frac{e_k}{\lambda_k} + \frac{1}{h_f} \quad (5.1.6)$$

La résistance thermique globale est la somme de  $(n + 2)$  résistances thermiques, la plus grande de celles-ci étant celle qui ralentit le plus l'échange thermique.

A titre d'exemple, dans le cas d'un échangeur gaz/liquide, le coefficient de convection peut être 10 à 100 fois plus faible côté gazeux que côté liquide. Les résistances thermiques de la paroi et du côté liquide sont donc généralement négligeables, et  $U$  est sensiblement égal à  $h$  gazeux.

Dans ce cas, on cherche à augmenter la surface d'échange côté gazeux en utilisant des ailettes. Les formules précédentes se compliquent, et, du fait que les surfaces des côtés chaud et froid ne sont pas les mêmes, on introduit un coefficient d'échange global côté chaud  $U_c$ , tel que son inverse vaut :

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{\eta_{0,c} h_c} + \frac{e}{\frac{A_p}{A_c} \lambda} + \frac{1}{\frac{A_f}{A_c} \eta_{0,f} h_f} \quad (5.1.7)$$

avec  $A_c$  et  $A_f$  surfaces totales d'échange côtés chaud et froid,  $A_p$  surface de la paroi de l'échangeur, et  $\eta_{0,c}$  et  $\eta_{0,f}$  efficacités globales des ailettes côtés chaud et froid (cf. section 5.1.3)

Il existe aussi un coefficient d'échange global côté froid  $U_f$ , avec bien évidemment :

$$U_f A_f = U_c A_c$$

### 5.1.3 EFFICACITÉ DES AILETTES

Pour une ailette rectangulaire fine ( $e \ll l$ , figure 5.1.3), on démontre que l'efficacité de l'ailette, définie comme le rapport de la chaleur réellement échangée à la chaleur qui aurait été échangée si l'ailette était à la température de la base, est:

$$\eta_a = \frac{\tanh(ml)}{ml}$$

$$\text{avec } m = \sqrt{\frac{2h}{\lambda e}}$$

(5.1.8)

Pour des ailettes de formes différentes, la valeur de  $m$  change. Par exemple, pour des ailettes aiguilles circulaires (figure 5.1.4) :

$$m = \sqrt{\frac{4h}{\lambda d}} \quad (5.1.9)$$

Pour d'autres géométries, on se reportera à la littérature spécialisée [INCROPERA, DEWITT, 1996].

Le flux total échangé est égal à la somme des flux échangés d'une part par les ailettes (surface  $A_a$ ) et d'autre part par la paroi située entre les ailettes (surface  $A - A_a$ ). On définit ainsi une efficacité globale  $\eta_0$  égale au rapport du flux réellement échangé au flux qui serait échangé si la totalité de la surface était à la température de la base :

$$\eta_0 = \frac{h A_a \eta_a + h (A - A_a)}{h A} = 1 - \frac{A_a}{A} (1 - \eta_a) \quad (5.1.10)$$

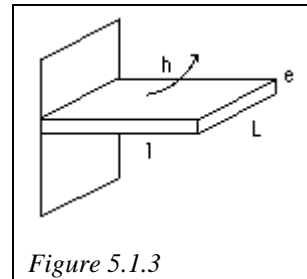


Figure 5.1.3

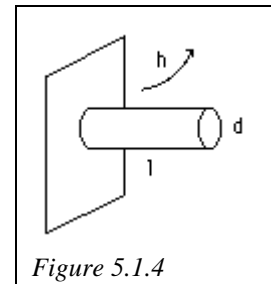


Figure 5.1.4

#### 5.1.4 VALEURS DES COEFFICIENTS DE CONVECTION $h$

Les valeurs des coefficients de convection  $h_c$  et  $h_f$  dépendent des propriétés thermophysiques des fluides et des configurations d'échange. Des explications plus approfondies seront données dans la partie du tome 3 consacrée au dimensionnement technologique.

Ces coefficients peuvent être estimés à partir de corrélations donnant la valeur du

nombre de Nusselt  $Nu = \frac{h d_h}{\lambda}$ , en fonction des nombres de Reynolds  $Re = \frac{\rho V d_h}{\mu}$

et de Prandtl  $Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$ .

Le diamètre hydraulique  $d_h$  est égal au rapport de quatre fois la section de passage du fluide  $S$  au périmètre mouillé  $p$  :  $d_h = 4 S/p$  (s'il existe des parois isolées, c'est le périmètre d'échange thermique qu'il faut considérer).

A l'intérieur des tubes, la formule la plus utilisée est celle de Mac Adams :

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (5.1.11)$$

Pour des écoulements perpendiculaires à des tubes, plusieurs formules existent, comme celle de Colburn :

$$Nu = 0,33 Re^{0,6} Pr^{0,33} \quad (5.1.12)$$

D'une manière générale, l'exposant du nombre de Reynolds est compris entre 0,5 et 0,8, et celui du nombre de Prandtl entre 0,33 et 0,4. On trouvera dans [BONTEMPS et alii] des valeurs de corrélations pour des géométries à ailettes très particulières.

Pour les gaz,  $Pr$  varie peu en fonction de la température et reste compris entre 0,7 et 0,75. On peut donc le considérer constant sans commettre d'erreur importante.

Pour les liquides, il faut impérativement tenir compte de la température dans le calcul de  $Pr$ . Connaissant les valeurs  $c_{p0}$ ,  $\lambda_0$  et  $\mu_0$  pour  $T_0$  quelconque, et un développement au premier ordre de la capacité thermique massique :

$$c_p = c_{p0} + c_{pb} (T - T_0)$$

on obtiendra, pour la plupart des liquides (eau exclue), une bonne approximation de la variation de  $Pr$  avec la température par la formule :

$$Pr = \frac{c_{p0} + c_{pb} (T - T_0)}{[\lambda_0 - 2 \cdot 10^{-4} (T - T_0)] \left[ \frac{T - T_0}{233} + \mu_0^{-0,266} \right]^{3,758}} \quad (5.1.13)$$

## 5.2 MODELES PHENOMENOLOGIQUES POUR LE CALCUL DES ÉCHANGEURS

Pour dimensionner un échangeur, il est possible d'utiliser les relations (5.1.1) ou (5.1.3), mais elles supposent connue la différence de température moyenne logarithmique, ce qui est rarement le cas.

### 5.2.1 MÉTHODE DU NOMBRE D'UNITÉS DE TRANSFERT

Une méthode plus simple à utiliser, et surtout plus générale, est la méthode du NUT, ou Nombre d'Unités de Transfert, développée par Kays et London. Cette méthode présente l'avantage de ne requérir que la connaissance des températures d'entrée des fluides, et non celles de sortie.

Par définition, NUT est défini comme le rapport entre le produit UA de l'échangeur et le débit de capacité thermique le plus faible.

$$\text{NUT} = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{\min}} \quad (5.2.1)$$

On appelle R le rapport (inférieur à 1) du débit de capacité thermique le plus faible au plus fort :

$$R = \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_{\max}} \leq 1 \quad (5.2.2)$$

et  $\varepsilon$  l'efficacité de l'échangeur, définie comme étant le rapport entre le flux de chaleur réellement transféré et le flux maximum possible :

$$\varepsilon = \frac{\phi}{\phi_{\max}} \quad (5.2.3)$$

On peut montrer que  $\phi_{\max}$  serait obtenu pour un échangeur à contre-courant de longueur infinie, et vaut :

$$\phi_{\max} = (\dot{m}c_p)_{\min} \Delta T_e$$

$\Delta T_e$  est la différence entre les températures d'entrée des deux fluides. La figure 5.2.1 donne l'allure du profil des températures dans un échangeur. On notera qu'ici l'abscisse utilisée représente l'enthalpie échangée, et non la longueur de l'échangeur, ce qui explique, avec l'hypothèse que les capacités thermiques sont constantes, que cette allure soit linéaire et non exponentielle.

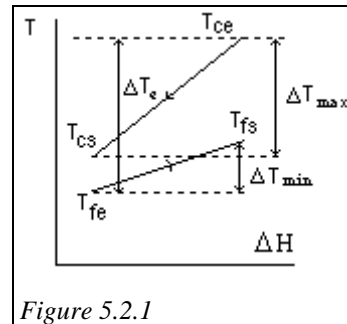


Figure 5.2.1

On notera aussi que  $\Delta T_{\max}$  et  $\Delta T_{\min}$  sont les écarts de température au sein de chacun des deux fluides et non entre eux comme figure 5.1.2.

$$\text{Comme } \phi = (\dot{m}c_p)_{\min} \Delta T_{\max} = (\dot{m}c_p)_{\max} \Delta T_{\min} \quad (5.2.4)$$

$$\text{on a : } \varepsilon = \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_e} \quad (5.2.5)$$

Etant donné que  $\phi = UA \Delta T_{ml} = (\dot{m}c_p)_{\min} \Delta T_{\max} = (\dot{m}c_p)_{\max} \Delta T_{\min}$

$$\text{NUT} = \frac{UA}{\dot{m} c_{p\min}} = \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{ml}}$$

**NUT mesure la capacité de l'échangeur à modifier la température du fluide dont le débit calorifique est le plus faible.**

Il s'agit bien un indicateur de la qualité de l'appareil : plus un échangeur de chaleur est performant, plus il permet de réaliser un échauffement ou un refroidissement important d'un fluide avec un faible écart de température avec l'autre.

Lorsque  $U$  varie le long de la surface de l'échangeur, 
$$NUT = \frac{1}{\dot{m} c_{p\min}} \int_0^A U \, dA$$

Par exemple, sur le diagramme de la figure 5.2.1, où  $(\dot{m}c_p)_c < (\dot{m}c_p)_f$  on a :

$$(\dot{m}c_p)_{\min} = (\dot{m}c_p)_c$$

$$\Delta T_e = T_{ce} - T_{fe}$$

$$\Delta T_{\max} = T_{ce} - T_{cs} \quad \text{et}$$

$$\varepsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (5.2.6)$$

Avec ces définitions, il est possible de montrer qu'il existe une **relation générale** du type :

$$\varepsilon = f(NUT, R, \text{configuration d'écoulement}) \quad (5.2.7)$$

En pratique, il suffit de disposer d'une série de relations correspondant aux configurations d'écoulement représentatives des échangeurs étudiés, et le dimensionnement d'un échangeur se fait sur la base, d'une part des équations de bilan (5.2.4), et d'autre part de l'équation interne (5.2.7).

Si on connaît les débits des deux fluides, leurs températures d'entrée et le flux à échanger, on opère de la manière suivante :

- on commence par déterminer les températures de sortie des fluides à partir de l'équation (5.2.4) ;
- on en déduit les débits de capacité thermique  $\dot{m} c_p$  des fluides et leur rapport  $R$  ;
- on calcule l'efficacité  $\varepsilon$  à partir de l'équation (5.2.5) ;
- on détermine la valeur du  $NUT$  à partir de la relation  $(NUT, \varepsilon)$  appropriée ;
- on calcule le produit  $UA$  à partir de l'équation (5.2.1).

Si on connaît le produit  $UA$ , (5.2.1) donne la valeur du  $NUT$ , et on détermine celle de  $\varepsilon$  à partir de la relation  $(NUT, \varepsilon)$  appropriée. L'équation (5.2.5) permet alors de calculer le flux transféré.

Dans les deux cas, le bilan enthalpique fournit les températures de sortie. Cette méthode relie donc le produit  $UA$  aux performances de l'échangeur, et la surface s'en déduit à partir d'une estimation de la valeur du coefficient d'échange  $U$ .

Comme nous le montre (5.2.6),  $\varepsilon$  mesure l'efficacité "en température" de l'échangeur, c'est-à-dire la fraction de l'écart maximum de température entre les fluides qui est communiqué à celui qui a le plus faible débit calorifique.

L'intérêt de la formulation proposée par Kays et London est d'être très générale du fait de l'apparition formelle de  $(\dot{m}c_p)_{\min}$  et  $(\dot{m}c_p)_{\max}$ .

Les modèles phénoménologiques ( $\epsilon$ , NUT) ne donnent accès qu'au produit  $UA$  de l'échangeur. Comme nous l'avons vu section 5.1.2, le calcul de  $U$  dépend de nombreux facteurs qu'ils ne prennent en compte. Nous montrerons dans le tome 3 les types de modèles de dimensionnement technologique qui peuvent être construits pour évaluer  $U$ .

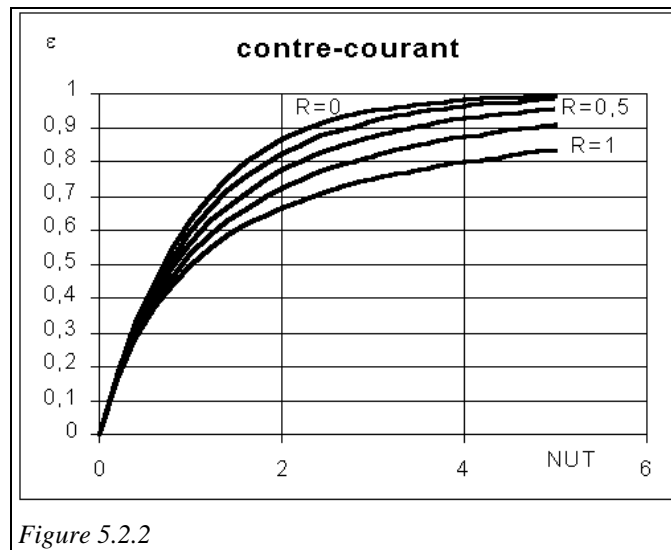
Compte tenu de ses avantages, cette méthode a connu un grand succès et est aujourd'hui très largement employée. Comme nous le verrons, elle est même souvent généralisée pour dimensionner des échangeurs autres que ceux que nous avons considérés ici, pour lesquels rappelons-le nous avons notamment fait l'hypothèse que les coefficients d'échange thermique  $U_c$  et  $U_f$  et les propriétés thermophysiques des fluides gardent une valeur constante.

L'expérience montre en effet que, sur le plan thermodynamique, les modèles ( $\epsilon$ , NUT) permettent généralement de bien représenter le comportement d'un grand nombre de types d'échangeurs, même plus complexes que ceux que nous avons étudiés jusqu'ici. C'est en particulier ce que nous avons fait dans Thermoptim pour les thermocoupleurs, dont le mécanisme complète celui des échangeurs de chaleur en permettant à des composants autres que des transfos "échange" de se connecter à une ou plusieurs transfos "échange" pour représenter des couplages thermiques (cf. section 5.3.7).

### 5.2.2 RELATIONS ENTRE $\epsilon$ ET NUT

Dans les pages qui suivent, on trouvera les relations reliant  $\epsilon$  et NUT en fonction de  $R$ , et leurs inverses lorsqu'elles s'expriment simplement, ainsi que les abaques correspondants, dans lesquels les courbes représentent  $\epsilon$  fonction de NUT, pour  $R$  variant de 0 à 1, de haut en bas, par pas de 0,25.

#### 5.2.2.1 Échangeur à contre-courant



Pour un échangeur à contre-courant, les expressions analytiques sont, pour  $R \neq 1$  :