

Chapitre II

Description détaillée de l'échangeur à faisceau et calandre

Introduction

Selon plusieurs sources, les échangeurs avec faisceau et calandre représentent environ 60 % de l'utilisation totale de tous les échangeurs de chaleur. Ils sont employés dans les centrales électriques, thermiques et nucléaires, dans les usines chimiques, les raffineries de pétrole et les systèmes de réfrigération, dans l'industrie des pâtes et papiers et de l'alimentation et dans l'industrie pharmaceutique. L'ampleur des applications des échangeurs de chaleur dans les procédés chimiques va du milieu corrosif aux hautes pressions et températures. Les installations chimiques avec pression et température de plus de 30 bars et de 250 °C ne peuvent se passer de ce type d'échangeurs. [12]

L'appareil est constitué par un faisceau de tubes montés sur deux plaques tubulaires et portant un certain nombre de chicanes. A chaque extrémité sont fixées les boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en plusieurs passes.

Le faisceau est logé dans une calandre, munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le second fluide qui circule à l'extérieur des tubes suivant le chemin imposé par les chicanes.

Tous les éléments entrant dans la construction des échangeurs ont fait l'objet d'une normalisation publiée par la T.E.M.A. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturer Association) qui spécifie les caractéristiques mécaniques et thermiques correspondant aux diverses conditions de fonctionnement. [13]

1. Présentation de l'échangeur à faisceau et calandre

Comme son nom l'indique l'échangeur à faisceau et calandre est composée essentiellement de deux parties décrites ci-dessous :

a. Calandre

L'acier au carbone est le matériau le plus couramment utilisé pour la construction des calandres. Pour un diamètre nominal inférieur à 24", la calandre est constituée par un tube d'acier I.P.S. (Schedule 30 jusqu'à 12" et 1 cm d'épaisseur entre 12 et 24"), pour des pressions de service inférieures à 20 kg/cm².

Au-delà de 24", la calandre est réalisée à partir de plaques d'acier roulées et soudées. A chaque extrémité sont soudées les brides qui porteront le couvercle et la boîte de distribution. Les tubulures d'entrée et de sortie sont soudées avec ou sans renforcement, selon la pression de service. Enfin la calandre pourra être équipée d'anneaux pour le levage et portera la plaque d'identité de l'appareil. [13]

b. Faisceau

Les tubes constituant le faisceau forment une classe spéciale

Les conditions de fonctionnement imposent le choix suivant du matériau : [13]

- acier au carbone pour usage général ;
- laiton amirauté pour les appareils travaillant avec de l'eau de mer ;
- aciers alliés pour les produits corrosifs et les températures élevées ;
- aluminium ou cuivre pour les très basses températures.

Les tubes sont fixés à chacune de leur extrémité par mandrinage (ou dudgeonnage) dans deux plaques tubulaires dans la figure ci-dessous.

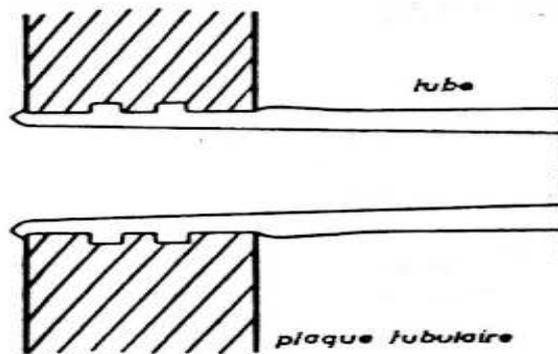
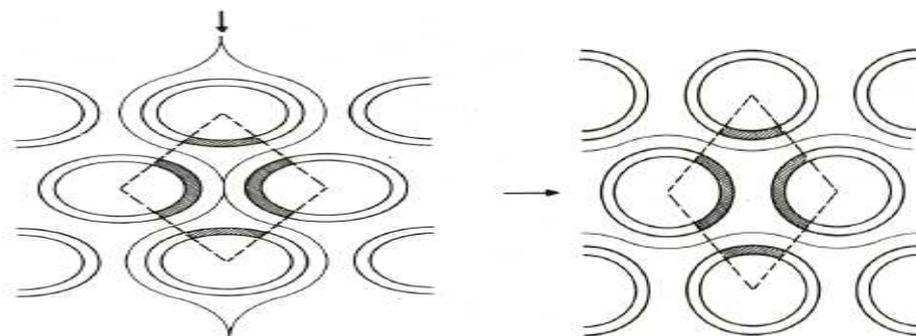


Fig. II.1. Schéma du mandrinage du tube dans la plaque tubulaire [13]

La perforation des trous dans ces plaques est normalisée ; elle s'effectue selon une disposition soit au pas carre, soit au pas triangulaire. Compte tenu de l'orientation du faisceau par rapport à la direction générale du fluide circulant dans la calandre, on obtient les quatre dispositions de la figure suivante :



a. Pas triangulaire normal

b. Pas triangulaire renversé

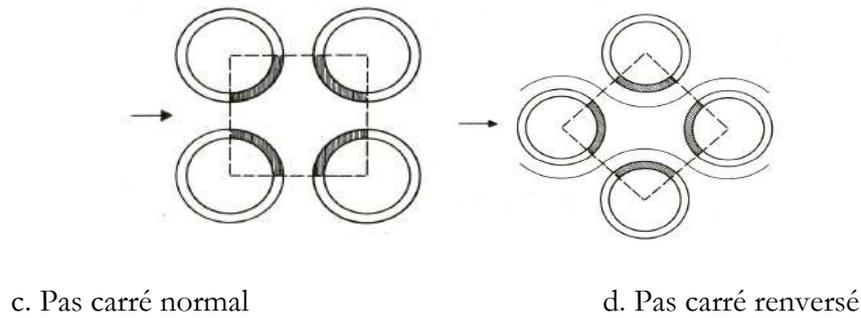


Fig. II.2. Disposition des tubes du faisceau [13]

Le pas triangulaire permet de placer environ 10% de tubes de plus que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné, mais, en contrepartie, la disposition des tubes rend impossible leur nettoyage extérieur par insertion de grattoirs ou de racloirs à travers le faisceau. Pour ces appareils, il faut avoir recours au nettoyage chimique et réserver leur emploi pour des fluides propres.

Le faisceau de tubes porte également des chicanes transversales qui ont pour but d'allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre et d'améliorer ainsi le transfert à l'extérieur du tube par accroissement de la vitesse. Ces chicanes sont généralement constituées par un disque ayant un diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre et comportant un segment libre dont l'aire représente 20 à 45% de la section totale. Des essais de normalisation tendent à imposer une hauteur du segment libre égale à 25% du diamètre intérieur D , de la calandre. L'espacement B entre chicanes qui conditionne directement la vitesse du fluide est compris entre $Dc/5$ et D , Ces chicanes assurent en outre la rigidité du faisceau et sont solidaires de la plaque tubulaire fixe au moyen de tirants et entretoises qui occupent la place de tubes. [13]

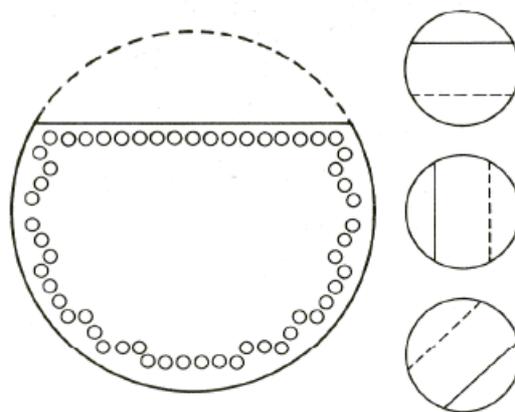


Fig. II.3.a : Chicane transversale du faisceau

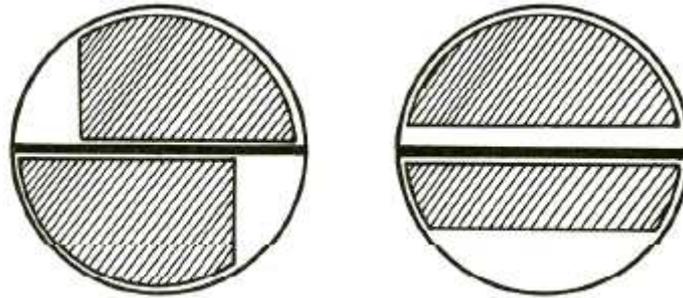


Fig. II.3.b : Chicane horizontale du faisceau

Fig. II.3. Les différentes chicanes [13]

Dans certains cas, on utilise des chicanes longitudinales constituées par une simple tôle insérée au milieu du faisceau. Cette disposition oblige le fluide à effectuer un aller et retour dans la calandre et on a alors un appareil désigné par le terme « deux passes cote calandre ». La fuite inévitable entre la chicane et les génératrices de la calandre diminue sensiblement le bénéfice que l'on pourrait attendre d'un tel système.

Enfin, au niveau de la bride d'entrée de la calandre, on soude généralement sur le faisceau une plaque perforée qui brise le jet liquide et réduit ainsi l'érosion des tubes. [13]

b. Assemblage faisceau-calandre

On distingue trois classes d'appareils :

- Les échangeurs à plaques tubulaires fixes:

Celles-ci peuvent être directement soudées sur la calandre. De construction peu onéreuse, ces appareils permettent de loger le maximum de tubes à l'intérieur de l'enveloppe, mais ils ne peuvent être utilisés que si la différence de température entre les fluides chaud et froid est suffisamment faible pour que la dilatation ou la contraction du faisceau soit acceptable. En outre, le nettoyage de l'extérieur des tubes ne peut s'effectuer que par voie chimique. Leur emploi en raffinerie reste donc très limité;

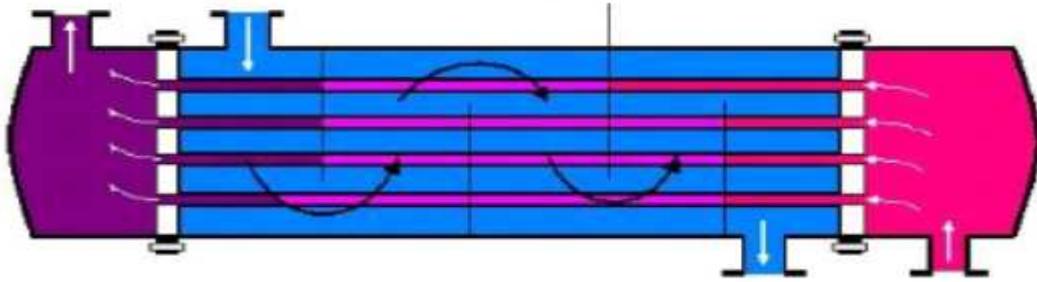


Fig. II.3.a. Echangeur à plaques tubulaires fixes

- Les échangeurs à tête flottante :

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, mettant l'expansion thermique du faisceau ainsi que son nettoyage mécanique, constituent la presque totalité des échangeurs utilisés en raffinerie;

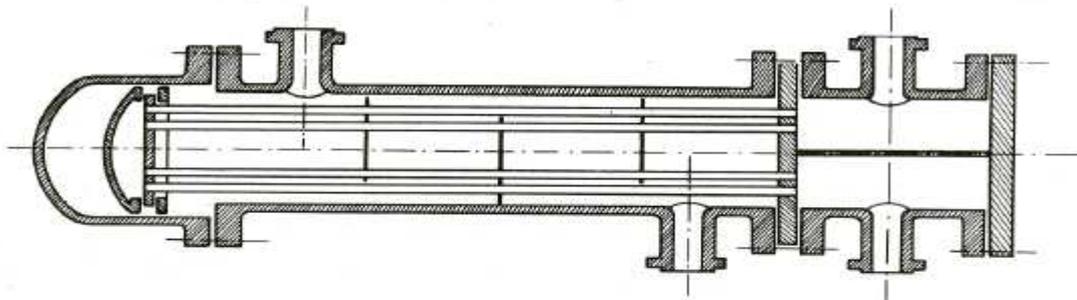


Fig. II.3.b. Echangeur à faisceau constituée par des tubes en U [13]

- Les échangeurs à tubes en U :

L'utilisation de tubes coudés en forme d'épingles à cheveux supprime une plaque tubulaire, tout en conservant les propriétés d'expansion de la tête flottante. L'économie réalisée sur le coté d'une plaque tubulaire est compensée par l'impossibilité de nettoyage mécanique de l'intérieur des tubes et un nombre de tubes plus faible que dans les autres appareils par suite du diamètre minimal de cintrage des tubes obligeant le constructeur à laisser un espace libre au centre du faisceau. Ces faisceaux seront surtout utilisés dans les rebouilleurs à vapeur.

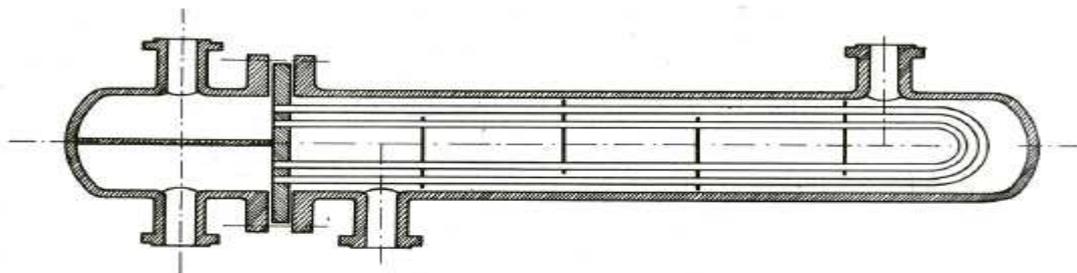


Fig. II.3.c. Echangeur à faisceau à tête flottant [11]

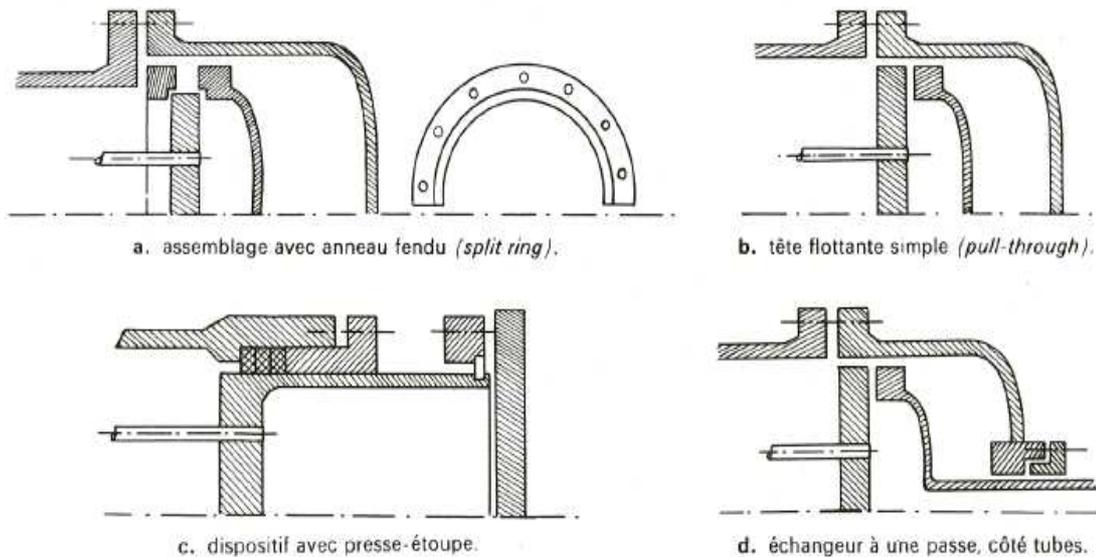


Fig. II.4. Types de têtes flottantes [13]

2. Distribution des températures dans un échangeur de chaleur à faisceau et calandre

Les échangeurs à courants parallèles sont des appareils géométriquement simples où le champ de température peut être considéré comme unidimensionnel. Bien que leur usage soit relativement limité, ils fournissent des renseignements physiques intéressants et constituent en quelque sorte des modèles de référence pour les autres échangeurs. [10]

On rencontre parmi les échangeurs à courants parallèles : des échangeurs à plaques, des échangeurs bitubes et des échangeurs à faisceau de tubes et calandre. Dans tous les cas le profil de la paroi qui sépare les fluides est rectiligne dans le sens des écoulements. [10]

Par conséquent décrire la distribution des températures dans ce type d'échangeur correspond également à l'étude de la distribution des températures dans l'échangeur à faisceau et calandre.

a. Données préliminaires

Nous ne considérons ici que des échangeurs parfaitement isolés sur toute leur surface extérieure.

Les notations utilisées dans toute la suite sont rappelées ci-dessous :

Fluide chaud : indices c

Fluide froid : indice f

Entrée: indice e

Sortie : indice s

Surface d'échange mesurée depuis l'entrée du fluide chaud : S (joue le rôle d'une abscisse)

Surface totale d'échange : Σ

Coefficient local d'échange à travers la paroi : k

Débit massique : q_m

Débit thermique unitaire $qt = q_m C_p$ (en W/K)

Sauf précision contraire, les températures T sont des températures de mélange

b. Echangeurs co-courant

La figure ci-dessous

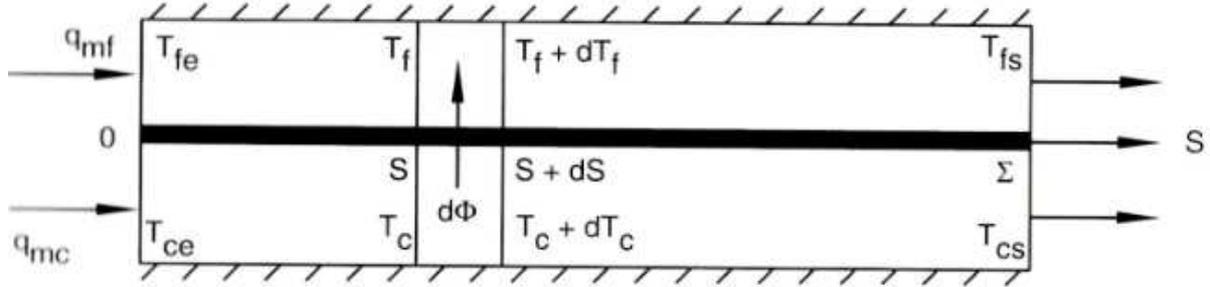


Fig. II.5. Schéma d'un échangeur co-courant [8]

Considérons une tranche de l'échangeur correspondant à une surface d'échange dS . Dans cette tranche, le fluide chaud passe à la température T_c à $T_c + dT_c$ et le fluide froid de T_f à $T_f + dT_f$. Le flux $d\Phi$ traversé à travers dS est :

$$d\phi = k(T_c - T_f)dS \tag{III.1}$$

Entre S et $S+dS$, soit :

Pour le fluide chaud ($dT_c < 0$)

$$d\Phi = -q_{mc}C_{pc}dT_c \tag{II.2}$$

Pour le fluide froid ($dT > 0$)

$$d\Phi = -q_{mf}C_{pf}dT_f \tag{II.3}$$

Il est commode d'introduire ici la notion de débit thermique unitaire q_t (ou débit de capacité calorifique) :

$$q_t = q_m C_p \text{ en W/K} \tag{II.4}$$

Ce paramètre important représente la variation du débit d'énergie transportée par le fluide lorsque la température de celui-ci varie de un degré.

Les équations (II.2) et (II.3) s'écrivent donc maintenant :

$$d\Phi = -q_{tc}dT_c = q_{tf}dT_f \tag{II.5}$$

Et l'on voit dès à présent que la plus forte variation de température sera subie par le fluide qui a le plus petit débit thermique unitaire. On dit que ce fluide commande le transfert.

$$\frac{dT_c}{T_c - T_f} = -\frac{k}{q_{tc}}dS \tag{II.6}$$

$$\frac{dT_f}{T_c - T_f} = \frac{k}{q_{tf}}dS \tag{II.7}$$

Et en soustrayant (II.7) et (II.6)

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = - \left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}} \right) k dS \quad (\text{II.8})$$

Adoptons l'hypothèse : $k = \text{cste}$ dans l'échangeur. Alors l'équation (II.8) s'intègre immédiatement :

$$T_c - T_f = e^{-\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right)k dS} \quad (\text{II.9})$$

Pour $S=0$, $T_c - T_f = T_{ce} - T_{fe}$, d'où :

$$\frac{T_c - T_f}{T_{ce} - T_{fe}} = e^{-\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right)kS} \quad (\text{II.10})$$

En particulier, à la sortie de l'échangeur, on a $T_c - T_f = T_{cs} - T_{fs}$ et $S = \Sigma$ surface totale d'échange, de sorte que :

$$\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = e^{-\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right)k\Sigma} \quad (\text{II.11})$$

On voit donc, d'après (II.9) que l'écart de température $T_c - T_f$ est une fonction exponentielle décroissante de la surface d'échange S , et que $T_c - T_f \rightarrow 0$ quand $S \rightarrow \infty$, cette propriété étant a priori évidente.

Examinons maintenant séparément les évolutions de T_c et T_f . De (II.6) et (II.9) on tire d'abord, en multipliant membre à membre

$$\frac{dT_c}{T_{ce} - T_{fe}} = - \frac{k}{q_{tc}} e^{\left\{-\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right)kS\right\}} dS \quad (\text{II.12})$$

Soit :

$$\frac{dT_c}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{q_{tf}}{q_{tc} + q_{tf}} e^{\left\{-\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right)kS\right\}} + \text{cste}$$

Pour $S=0$, $T_c = T_{ce}$, d'où :

$$\text{cte} = \frac{T_{ce}}{T_{ce} - T_{fe}} - \frac{q_{tf}}{q_{tc} - q_{tf}}$$

Et en regroupant :

$$\frac{T_c - T_{ce}}{T_{ce} - T_{fe}} = -\frac{q_{tf}}{q_{tc} + q_{tf}} \left\{ 1 - e^{\left(-\left[\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}} \right] kS \right)} \right\} \quad (II.13)$$

La température du fluide chaud est donc une exponentielle décroissante de S.

On obtient de même, en partant de (II.7) et (II.9) :

$$\frac{T_f - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{q_{tc}}{q_{tc} + q_{tf}} \left\{ 1 - e^{\left(-\left[\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}} \right] kS \right)} \right\} \quad (II.14)$$

Les températures de sortie des deux fluides sont déterminées en faisant $S = \Sigma$ (surface totale d'échange) dans les relations (II.13) et (II.14).

Si $S \rightarrow \infty$, d'après (II.9) les températures T_c et T_f tendent vers une même limite T_∞

Qui a pour valeur, en la calculant par exemple avec (II.14)

$$T_\infty = T_{fe} + \frac{q_{tc}}{q_{tc} + q_{tf}} (T_{ce} - T_{fe})$$

$$T_\infty = \frac{q_{tc} T_{ce} + q_{tf} T_{fe}}{q_{tc} + q_{tf}} \quad (II.15)$$

Cette expression représente la température de mélange des deux fluides : c'est celle que l'on obtiendrait en supprimant la paroi et en mêlant les deux courants.

L'évolution de T_c et T_f est représentée sur la figure ci-dessous : la concavité de T_c est tournée vers le haut ($d^2T_c/dS^2 > 0$) cependant que celle de T_f est tournée vers le bas ($d^2T_f/dS^2 < 0$).

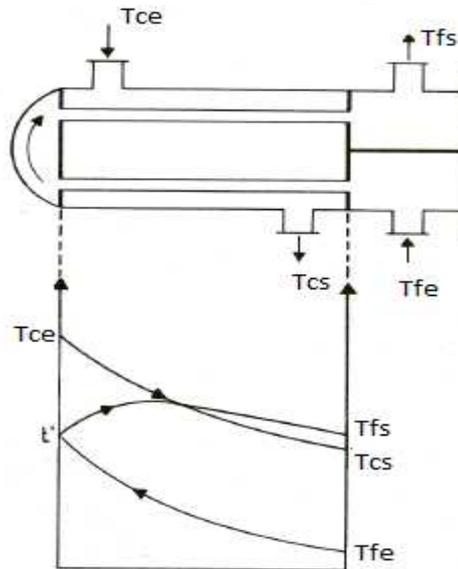


Fig. II.6. Distribution des températures dans un échangeur co-courant. [6]

On notera que le flux $d\phi$ transferee à travers dS etant proportionnel à $T_c - T_f$, il est egalement proportionnel à l'aire hachuree sur la figure ci-dessus. La puissance totale de l'echangeur est donc elle-même proportionnelle à l'aire delimitée par les deux courbes $T_c(S)$ et $T_f(S)$.

c. Echangeurs à contre-courant

Caractères généraux

L'entrée du fluide chaud est maintenant contigüe à la sortie du fluide froid et vice-versa.

Nous supposons toujours que la surface extérieure de l'appareil est parfaitement isolée, et nous choisissons comme sens des abscisses S le sens d'écoulement du fluide chaud : pour une variation $dS > 0$ de S on a donc toujours $dT_c < 0$ (T_c décroît dans cette direction) mais également $dT_f < 0$ [puisqu'on se dirige vers l'entrée du fluide froid. La relation (II.5) est donc remplacée par :

$$d\Phi = -q_{tc}dT_c = -q_{tf}dT_f \tag{II.16}$$

Avec, bien entendu l'équation (II.1) :

$$d\Phi = k(T_c + T_f)dS$$

Les principaux paramètres qui interviennent dans le calcul sont répertoriés sur la figure ci-dessous, où l'on a fixé l'origine $S=0$ à l'entrée du fluide chaud.

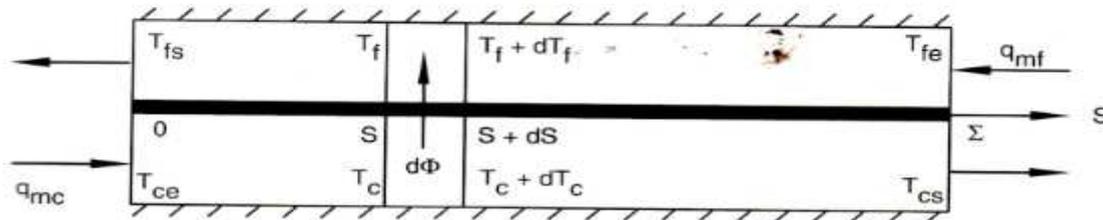


Fig. II.7. Échangeur à contre-courant. [8]

On obtient finalement :

$$\frac{T_c - T_f}{T_{ce} - T_{fs}} = e^{\left\{ -\left(\frac{1}{q_{tc}} - \frac{1}{q_{tf}} \right) kS \right\}} \tag{II.17}$$

$$\frac{T_c - T_{ce}}{T_{ce} - T_{fs}} = \frac{q_{tf}}{q_{tf} - q_{tc}} \left\{ e^{-\left(\frac{1}{q_{tc}} - \frac{1}{q_{tf}} \right) kS} - 1 \right\} \tag{II.18}$$

$$\frac{T_c - T_{ce}}{T_{ce} - T_{fs}} = \frac{q_{tc}}{q_{tf} - q_{tc}} \left\{ e^{-\left(\frac{1}{q_{tc}} - \frac{1}{q_{tf}} \right) kS} - 1 \right\} \tag{II.19}$$

Les conditions aux limites sont :

- Pour $S=0 : T_c = T_{ce}, T_f = T_{fs}$
 - Pour $S=\Sigma : T_c = T_{cs}, T_f = T_{fe}$
- (II.20)

Contrairement au cas de l'échangeur co-courant, il y a ici trois situations possibles selon que l'on a :

$$q_{tc} < q_{tf} \text{ ou } q_{tc} = q_{tf} \text{ ou } q_{tf} < q_{tc}$$

Cas ou $q_{tc} < q_{tf}$

Plaçons nous d'abord dans le cas où le fluide chaud qui a le plus petit débit thermique unitaire : c'est donc lui qui "commande le transfert"

Alors, l'examen des expressions (II.18) et (II.19) montre que $d^2T_c/dS^2 > 0$ et $d^2T_f/dS^2 > 0$: les concavités des deux courbes de températures sont tournées vers le haut (figure ci-dessous)

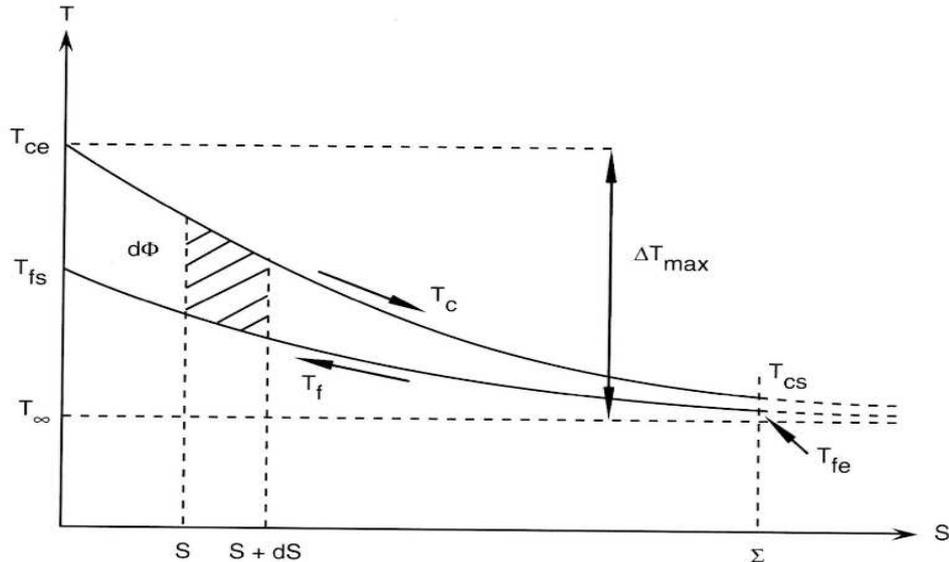


Fig. II.8. Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant lorsque le fluide chaud commande le transfert ($q_{tc} < q_{tf}$). [8]

En outre, lorsque $S \rightarrow \infty$, T_c , T_f tendent vers une valeur asymptotique commune T_∞ :

$$T_\infty = \frac{q_{tf}T_{fs} - q_{tc}T_{ce}}{q_{tf} - q_{tc}} < T_{fe} \text{ et } T_{cs} \tag{II.21}$$

Si l'échangeur est infiniment long, la température de sortie du fluide chaud est égale à la température d'entrée du fluide froid.

Cas ou $q_{tf} < q_{tc}$

Ici c'est le fluide froid qui "commande le transfert" puisqu'il a le plus petit débit thermique unitaire.

On a maintenant $d^2T_c/dS^2 < 0$ et $d^2T_f/dS^2 < 0$: la concavité des courbes T_c et T_f est tournée vers le bas (fig. II.10).

Considérons un instant S comme une variable définie sur $]-\infty, +\infty[$. Lorsque $S \rightarrow -\infty$, T_c et T_f tendent vers une limite commune T_∞ :

$$T_\infty = \frac{q_{tf}T_{fs} - q_{tc}T_{ce}}{q_{tf} - q_{tc}} > T_{ce} \text{ et } T_{fs}$$

Expression identique à (II.21). En outre, $T_c - T_f \rightarrow 0$.

Concrètement, cela signifie que l'écart de température entre les fluides est minimal du côté de l'entrée du fluide chaud, et que cet écart est d'autant plus petit que la surface d'échange Σ est plus grande (fig.II.10).

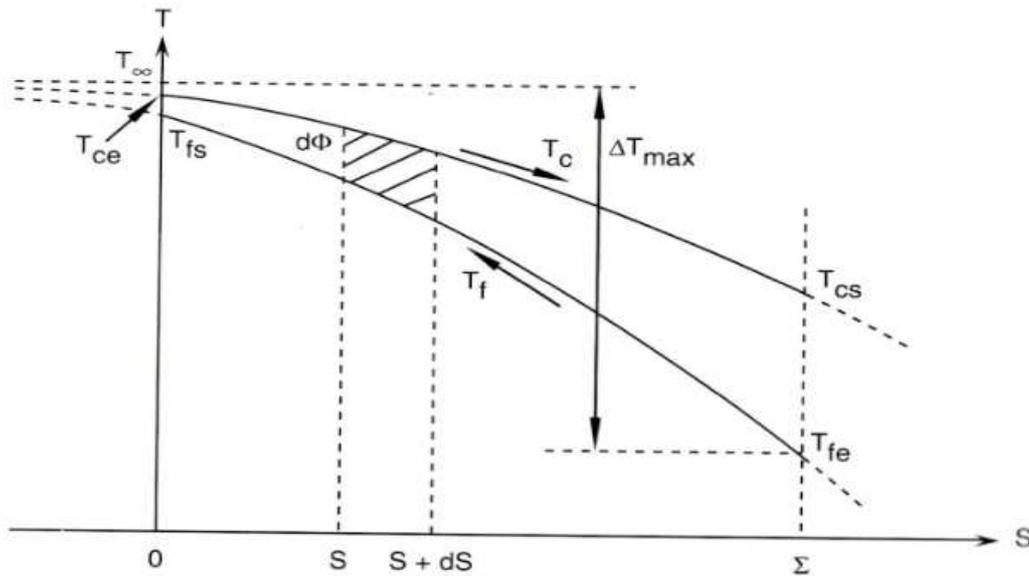


Fig. II.9. Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant lorsque le fluide froid commande le transfert. [8]

Pour un échangeur infiniment long, la température de sortie du fluide froid est égale à la température d'entrée du fluide chaud.

Cas ou $q_{tf} \leq q_{tc}$

Les deux fluides ont le même débit thermique unitaire. On voit d'abord immédiatement que, d'après (II.18) :

$$T_c - T_f = \text{cste} = T_{ce} - T_{fs} \tag{II.22}$$

D'autre part, faisons $q_{tc} \rightarrow q_{tf}$ dans l'équation (II.18). En développant l'exponentielle au premier ordre, il vient :

$$\frac{T_c - T_{ce}}{T_{ce} - T_{fs}} \approx \frac{q_{tf}}{q_{tf} - q_{tc}} \left(-\frac{1}{q_{tf}} + \frac{1}{q_{tc}} \right) kS = -\frac{kS}{q_{tc}} \tag{II.23}$$

Et de même pour T_f

A la limite, lorsque $q_{tc} = q_{tf} = q_t$, on a :

$$\frac{T_c - T_{ce}}{T_{ce} - T_{fs}} = -\frac{T_f}{T_{ce}} + \frac{T_{fs}}{T_{fs}} = -\frac{kS}{qt} \quad (\text{II.24})$$

Les températures T_c et T_f sont des fonctions linéaires de S , représentées par deux droites parallèles (fig.II.11)

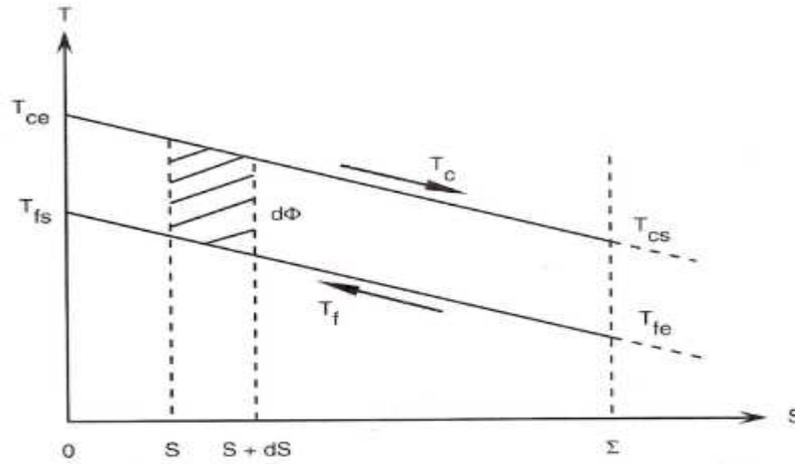


Fig. II.10. Échangeur à contre-courant avec $q_{tc} = q_{tf}$ [8]

Deux remarques :

Pour conclure sur les échangeurs à contre-courant, soulignons deux points : [8]

- Comme avec les échangeurs co-courant, la puissance de l'appareil est proportionnelle à l'aire délimitée par les courbes T_c et T_f (sur les figures II.7, 9, 10,11 on a symbolisé par une surface hachurée le flux local $d\phi$ à travers un élément de surface dS).
- Dans les trois cas examinés il est possible d'avoir $T_{fs} > T_{cs}$, ce qui est une disposition formidable, irréalisable dans un échangeur co-courant (fig. II.7)

d. Échangeurs à fluide isotherme

Il arrive que l'un des fluides ait une température quasi-uniforme dans l'échangeur, et même qu'il impose cette température à la paroi si le coefficient d'échange est assez élevé. Cela se produit généralement lorsque le fluide subit un changement de phase, c'est-à-dire dans les condenseurs ou les évaporateurs. On a ainsi : $T_c \approx \text{cste}$ dans un condenseur et $T_f \approx \text{cste}$ dans un évaporateur. [8]

La distinction entre écoulements de type co-courant ou contre courant n'a plus ici de raison d'être, car le sens de circulation du fluide non isotherme est maintenant sans importance.

Regardons par exemple le problème du condenseur. Partant des équations (II.1) et (II.5) qui expriment le flux échangé à travers un élément de surface dS , nous avons :

$$d\Phi = k(T_c - T_f)dS = q_{tf}dT_f \quad (\text{II.25})$$

Et d'autre part, puisque $T_c \approx \text{cte}$ dans un condenseur, nous pouvons écrire :

$$dT_f = -d(T_c - T_f) \tag{II.26}$$

D'où :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -\frac{k}{q_{tf}} dS \tag{II.27}$$

$$T_c - T_f = e\left(-\frac{k}{q_{tf}} S\right) * cste \tag{II.28}$$

Sachant que $T_f = T_{fc}$ pour $S = 0$, on obtient la distribution de température T_f (fig. II.12)

$$\frac{T_f - T_{fe}}{T_c - T_{fe}} = 1 - e\left(-\frac{kS}{q_{tf}}\right) \tag{II.29}$$

De même, dans un évaporateur, on a (fig. II.12) :

$$\frac{T_c - T_{ce}}{T_{ce} - T_f} = -\left\{1 - e\left(-\frac{kS}{q_{tc}}\right)\right\} \tag{II.30}$$

D'un point de vue pratique, le rapprochement de (II.29) et de (II.14) ou (II.19) montre que pour le condenseur, l'hypothèse $T_c \simeq cste$ est équivalente à la condition $q_{tc} \rightarrow \infty$ (c'est-à-dire en fait $q_{tc} \gg q_{tf}$) ; symétriquement, avec un évaporateur, $T_f \simeq cste$ peut être remplacée par $q_{tf} \ll q_{tc}$

On retrouve cette approximation dans d'autres applications, par exemple lorsqu'on calcule les déperditions thermiques dans une cheminée : dans la méthode recommandée par le Centre Scientifique et Technique du bâtiment, on admet q_{af} (air extérieur) $\gg q_{tc}$ (fumées). [8]

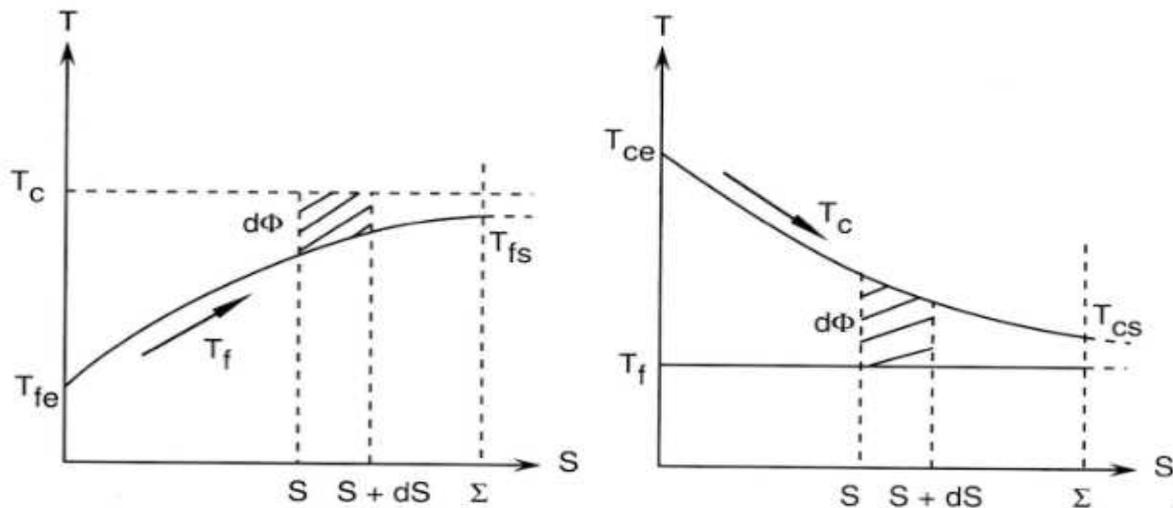


Fig. II 11. Distribution des températures dans un condenseur (à gauche) et dans un évaporateur (à droite). [8]

Conclusion

L'échangeur à faisceau et calandre fait parti de la famille des échangeurs tubulaires qui sont constitués de tubes dont la paroi forme la surface d'échange.

Ils sont généralement utilisés comme condenseurs qui sont des matériaux d'une importance inégalée dans la technologie de production du froid.

Leur étude nous permettra d'apporter une meilleure connaissance de la technologie et de leur conditions de mise en œuvre de leur fonctionnement et initier aux méthodes de calcul utilisées pour dimensionner ou de suivre l'évolution de leur performances.