

## *Chapitre III*

# *Dimensionnement de l'échangeur à faisceau et calandre*

## Introduction

Les échangeurs à tube et calandre consistent en une série de tubes de faibles diamètres arrangés à l'intérieur d'une calandre de plus grand diamètre, le type le plus simple est à tube drap fixe. Il est facile à construire et fournit un bon ratio entre le transfert de chaleur et la surface d'échange, comparé au vieil échangeur de chaleur à double pipe.

De plus, il est capable de résister aux hautes vitesses de fluidisation de manutention à haute pression à l'intérieur des tubes par rapport à l'échangeur de chaleur à plaque ou autres types d'échangeur de chaleur compacts. Il a aussi l'avantage de récupérer une grande quantité d'énergie potentielle. [13]

La dualité transfert de chaleur-perte de charge domine tout le problème. De ce fait, un dimensionnement thermique et hydraulique du système s'impose.

### III.1. Principe de calcul d'un échangeur à faisceau et calandre

Ce travail de fin d'étude est basé notamment sur l'étude thermo-énergétique d'un échangeur à faisceau et calandre application dans la climatisation solaire des bâtiments, or lors de cette étude application ce matériau est utilisé comme étant le condenseur qui provoque le changement d'état physique du fluide frigorigène. Donc lors de ce dimensionnement il est question de connaître :

- La variation (ou différence) de température moyenne  $\Delta T_m$  pour l'ensemble de l'appareil
- Le coefficient de condensation  $h_c$
- L'expression du coefficient global de transfert sale  $U_s$
- Les températures calorifiques pour les deux fluides (froid et vapeur) :  $t_c$  et  $T_c$
- La température de paroi du tube
- La température de film  $t_f$
- La perte de charge dans les tubes et calandre

Deux types de calcul sont généralement réalisés pour la caractérisation de l'échangeur:

- Calcul thermique qui consiste à la détermination des températures de sortie des fluides, connaissant leurs températures d'entrée ; mais la surface d'échange  $S$ , le coefficient de condensation, la température de paroi du tube ainsi que la température de film.
- Calcul hydraulique qui consiste à l'étude des pertes de charge.

### III.2. Méthode générale de calcul pour l'échangeur à faisceau et calandre

Le calcul des échangeurs de configurations diverses à longtermes calqué sur celui des échangeurs à courants parallèles. Il existe deux grandes méthodes de calcul des échangeurs de chaleur qui

sont la méthode de différence de température logarithmique moyenne DTLM et la méthode NUT appelée NOMBRE D'UNITES DE TRANSFERT. [10]

### III.2.1. La méthode de différence de température logarithmique moyenne

L'évolution de la température de chaque fluide à partir des températures d'entrée  $T_{ce}$  et  $T_{fe}$  conditionnent directement la valeur moyenne de  $\Delta T$ . Elle est fonction :

- De la nature et des débits respectifs des deux fluides
- Du sens d'écoulement relatif des deux fluides qui peuvent circuler soit à co-courant pur ou à contre-courant parallèles.

#### a. Cas co-courant :

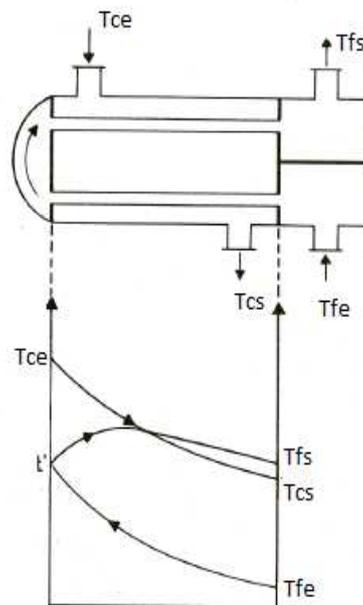


Fig.III.1. Echangeur à co-courant

L'étude de la différence moyenne de température dans un appareil s'effectuera en supposant que le coefficient global de transfert est constant en tout point, ainsi que les chaleurs spécifiques des fluides et qu'il n'y a ni pertes thermiques, ni changement de phases au cours du transfert.

Dans ces conditions l'expression de la puissance thermique et du flux de chaleur transférer du fluide chaud au fluide froid à travers l'élément  $dS$  seront respectivement exprimées par : [10]

$$\phi = q_{tc}(T_{ce} - T_{cs}) = q_{tf}(T_{fe} - T_{fs}) \quad (\text{III.1})$$

$$d\phi = -q_{tc}dT_c = q_{tf}dT_f \quad (\text{III.2})$$

Ou  $q_t = q_m \cdot C_p$ : Débit thermique unitaire

(avec indice c pour le fluide chaud et f pour le fluide froid)

$$(III.2) \rightarrow dT_c = -\frac{d\phi}{q_{tc}} \text{ et } dT_f = \frac{d\phi}{q_{tf}} \quad (III.3)$$

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right) d\phi$$

$$(III.1) \rightarrow d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right) k(T_c - T_f) dS \quad (III.4)$$

$$(III.4) \rightarrow \frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right) k dS \quad (III.5)$$

Comme k a été suppose constant depuis le début du problème. Alors l'intégration de (3.5) de  $S=0$  à  $S$  donne :

- A l'entrée de l'échangeur ( $x=0$ )  $T_c - T_f = T_{ce} - T_{fe}$
- A la sortie de l'échangeur ( $x=S$ )  $T_c - T_f = T_{cs} - T_{fs}$

$$(III.5) \rightarrow \frac{\ln(T_{cs} - T_{fs})}{T_{ce} - T_{fe}} = -\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right) kS \quad (III.6)$$

A partir des relations (III.1) et (III.6) on obtient :

$$\frac{\ln(T_{cs} - T_{fs})}{T_{ce} - T_{fe}} = [(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})] \frac{kS}{\phi} \quad (III.7)$$

On obtient finalement :

$$\phi = k \cdot \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} S \quad (III.8)$$

Or la puissance thermique d'un échangeur à faisceau et calandre est caractérisée par

$$\phi = kS \Delta T_{LM} \Rightarrow \Delta T_{LM} = \frac{\phi - (T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{kS \ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}}$$

Soit

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (III.9)$$

**b. Cas contre courant :**

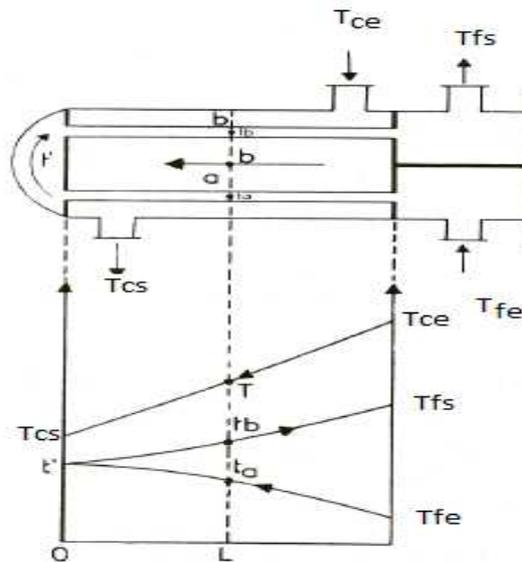


Fig.III.2. Echangeur à contre-courant

La variation de température  $T_f$  du fluide froid quand on augmente la surface d'échange de  $dS$ , devient négative. Dans ces conditions, la relation (3.2) s'écrit : [10]

$$D\phi = -q_{tc}dT_c = -q_{tf}dT_f \tag{III.10}$$

Le calcul et les considérations restent idem qu'au cas de l'échangeur co-courant.

On obtient comme résultat final :

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

En essayant de bien regarder cette dernière formule on constate qu'elle est identique au cas d'un échangeur co-courant.

D'où en générale la différence de température logarithmique moyenne entre les deux fluides est exprimée par :

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \tag{III.11}$$

Cette dernière expression signifie que la puissance thermique échangée est proportionnelle à l'aire de la surface d'échange et à la différence de température logarithmique moyenne.

Le coefficient de proportionnalité est le coefficient d'échange global  $k$ .

A partir de ce résultat trois importantes remarques sont à faire : [8]

- L'analyse précédente a été faite sous les hypothèses suivantes:
- la chaleur massique des fluides reste sensiblement constante pendant leur traversée de l'échangeur (pratique = calcul des chaleurs massiques pour des conditions moyennes des fluides dans l'échangeur)

- Le coefficient  $k$  reste sensiblement constant tout le long de la surface d'échange donc ce qui suppose que les coefficients de convection fluides-paroi le soient.
- Si  $DT_2$  ne diffère pas plus de 50% de  $DT_1$  on peut remplacer la moyenne logarithmique de la température globale par la moyenne arithmétique, en ne commettant qu'une erreur de 1%
- Dans les bureaux d'étude on utilise généralement des abaques fournissant directement D'TLM en fonction de  $\Delta T_2$  et  $\Delta T_1$  ( $(\Delta T_2 + \Delta T_1)/2$ ). [8]

### III.2.2. Méthode NUT

#### a. Discours de la méthode

La méthode NUT permet d'apporter une réponse élégante et rapide à la plupart des problèmes qui se posent dans les études d'ingénierie relatives aux échangeurs en particulier aux échangeurs à faisceau et calandre. Ceux-ci se répartissent en deux grandes classes : [10]

- des problèmes de conception dans lesquels les températures d'entrée et une température de sortie sont imposées, les débits étant connus.

La question est : sélectionner le modèle d'échangeur le plus approprié, et chercher sa taille, c'est-à-dire la surface  $\Sigma$  nécessaire pour obtenir la température de sortie désirée.

La méthode à employer consiste à calculer  $R$  et  $E$ , puis NUT ( $E$ ) d'où l'on tire  $\Sigma$ .

C'est dans ce cadre que s'insèrent le plus souvent les problèmes d'optimisation.

- Des problèmes de performances où les données sont le modèle et la taille de l'échangeur, les débits et les températures d'entrée.

Il s'agit alors de déterminer la puissance ( $\phi$ ) et les températures de sortie.

Le calcul des écarts de températures d'entrée-sortie dans les échangeurs à courants parallèles, fait apparaître les rapports  $k\Sigma/q_{tc}$  et  $k\Sigma/q_{tf}$ , qui sont des nombres sans dimension.

Ces nombres, représentatifs du pouvoir d'échange de l'appareil, sont appelés "nombre d'unités de transfert" et notés  $NUT_c$  coté fluide chaud ou  $NUT_f$  coté fluide froid :

$$\{ NUT_c = k\Sigma/q_{tc} ; NUT_f = k\Sigma/q_{tf} \} \quad (III.12)$$

Le nombre d'unités de transfert relatif au fluide qui possède le petit débit thermique unitaire  $q_{t_{min}}$  est habituellement désigné par NUT (sans indice).

$$NUT = k\Sigma/q_{t_{min}} \quad (III.13)$$

Dans la modélisation des échangeurs, le nombre NUT et  $R$  le facteur de déséquilibre  $R = \frac{q_{t_{min}}}{q_{t_{max}}}$

jouent un rôle important dans la détermination de l'efficacité de l'échangeur thermique.

### b. Notion de pincement

La méthode NUT s'adapte très bien aux études d'optimisation.

Considérons l'exemple d'échangeur à contre-courant,  $T_{cs} - T_{fe}$  est la borne inférieure de l'écart ( $T_c - T_f$ ) dans l'échangeur, tandis que  $T_{ce} - T_{fs}$  est sa borne supérieure :

$$\begin{cases} T_{cs} - T_{fe} = \Delta T_{inf} \\ T_{ce} - T_{fs} = \Delta T_{sup} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \Delta T_{inf} = \inf (T_c - T_f) \\ \Delta T_{sup} = \sup (T_c - T_f) \end{cases} \quad (\text{III.14})$$

Le rapport  $\Delta T_{inf} / \Delta T_{sup}$  est en relation avec l'efficacité  $E$  ainsi que du facteur de déséquilibre  $R$  de l'échangeur.

$$\frac{\Delta T_{inf}}{\Delta T_{sup}} = \frac{1-E}{1-RE} \quad (\text{III.15})$$

En dérivant par rapport à  $E$ ,  $R$  étant donné, on obtient :

$$\frac{d}{dE} \left( \frac{\Delta T_{inf}}{\Delta T_{sup}} \right) = - \frac{1-R}{(1-RE)^2} < 0 \quad (\text{III.16})$$

C'est-à-dire que  $\Delta T_{inf} / \Delta T_{sup} \searrow$  quand  $E \nearrow$ . La meilleure efficacité est donc obtenue en minimisant le rapport  $\Delta T_{inf} / \Delta T_{sup}$ . C'est ce que l'on appelle la méthode du pincement. [8]

Il faut remarquer que cette optimisation conduit généralement à une augmentation de la surface d'échange  $\Sigma$ , puisque les écarts de températures ( $T_c - T_f$ ) sont diminués. Elle doit donc à limiter un moment donné entré en compétition avec des critères économiques qui tendront à limiter  $\Sigma$  pour ne pas accroître le coût de fabrication. [10]

### c. Le risque des croisements de températures

La pire turpitude que l'on puisse imposer à un échangeur, c'est de le mettre dans une situation où le fluide "froid" en viendrait à réchauffer le fluide "chaud", c'est-à-dire où l'on aurait  $T_f > T_c$ .

A première vue cette éventualité peut paraître fantaisiste. De fait, il n'existe aucun risque de la voir se concrétiser dans les échangeurs à seule passe sur chaque fluide, qu'ils soient à courants parallèles ou à courants croisés, puisque cela contreviendrait au second principe de la thermodynamique. Mais il en va différemment avec les échangeurs P-N, où il peut arriver si l'on n'y prend garde qu'une partie de la surface d'échange travaille sous la condition  $T_f > T_c$ . C'est ce que l'on appelle un "croisement de températures" (ou une inversion). [10]

#### d. La règle d'or : pincer sans croiser

Les deux notions précédentes nous apprennent quelque chose d'essentiel : 1) le pincement améliore l'efficacité de l'échangeur, 2) la surface d'échange peut travailler à l'envers dans certains cas. Il nous faut maintenant constater que les deux questions sont parfois imbriquées, et l'on imagine aisément qu'un pincement trop serré et mal maîtrisé puisse dégénérer en croisement des températures si la disposition des écoulements s'y prête.

La conclusion s'impose d'elle-même et se résume dans une recommandation lapidaire : il faut pincer sans croiser. [10]

### III.3. Calcul de dimensionnement

#### III.3.1 Calcul thermique :

##### a. Calcul du flux thermique maximum dans un échangeur

Nous considérons le cas d'un échangeur globalement adiabatique : la chaleur perdue par le fluide chaud est alors entièrement transférée au fluide froid. Donc de ce fait la quantité de chaleur perdue par le fluide chaud est égale à celle prise par le fluide froid. si l'on néglige les pertes thermiques :

$$\phi = q_{tc}(T_{ce} - T_{cs}) = q_{tc}(T_{fs} - T_{fe}) = m L_v \quad (\text{III.17})$$

D'une manière générale, quelque soit le modèle de l'échangeur, le flux thermique maximal peut être exprimée par :

$$\phi_{max} = q_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{III.18})$$

Cette relation est justifiée parce qu'aucun des deux fluides ne peut subir une variation de température supérieure à  $T_{ce} - T_{fe}$ , car il faudrait que le fluide froid sorte à une température supérieure à  $T_{ce}$ , ou que le fluide chaud sorte à une température inférieure à  $T_{fe}$ , ce qui est physiquement impossible. [10]

##### b. Calcul de l'efficacité thermique :

Pour caractériser les performances d'un échangeur, la démarche la plus naturelle paraît être de comparer sa puissance thermique  $\phi$  avec le flux maximum  $\phi_{max}$  précédemment défini. On

appelle "efficacité thermique"  $E$  de l'échangeur le rapport  $\phi/\phi_{max}$ , qui est évidemment sans dimension :

$$E = \phi/\phi_{max} \quad 0 < E < 1 \quad (III.19)$$

$$D'où \quad E = \frac{q_{tc}(T_{ce} - T_{cs})}{q_{t_{min}(T_{ce} - T_{fe})}} = \frac{q_{tc}(T_{fs} - T_{fe})}{q_{t_{min}(T_{ce} - T_{fe})}} \quad (III.20)$$

Il est à noter que sous l'une ou l'autre forme, la définition de  $E$  ne prend en compte que trois des quatre températures concernées. En d'autres termes, trois quelconques des températures d'entrée-sortie suffisent à caractériser  $E$ . Par ailleurs dans l'expression (III.12), l'efficacité maximale  $E_{max} = 1$  est atteinte si l'échangeur est à contre-courant, infiniment long et sans pertes. [10]

c. Influence de la surface d'échange globale  $S$

Dans un échangeur quelconque, le champ de température n'est plus unidimensionnel, mais bi ou tridimensionnel. Mais puisque dans l'hypothèse  $k = cste$ , on a toujours localement :

$$d\phi = k(T_c - T_f)dS \quad (III.21)$$

De ce fait, le flux total échangé est proportionnel au volume limité par les surfaces  $T_c(x, y, z)$  et  $T_f(x, y, z)$ . Cependant, il n'est plus proportionnel à la différence de température logarithmique moyenne  $\Delta T_{LM}$ . Cette grandeur n'a donc pas de sens physique bien net en dehors des échangeurs à courants parallèles, et son usage systématique ne s'impose nullement. [10]

Pour apprécier l'influence de la surface d'échange sur la puissance de l'échangeur, commençons par regarder le cas particulier d'un échangeur à contre-courant où  $q_{tf} = q_{tc}$

$$d\phi = k(T_c - T_f)dS$$

En appelant  $\Sigma$  la surface totale d'échange :

$$\phi = k(T_{ce} - T_{fs})\Sigma$$

Et :

$$\frac{d\phi}{d\Sigma} = k(T_{ce} - T_{fs}) = cste \quad (III.22)$$

Tous les mètres carrés de la surface d'échange sont donc équivalents : quelle que soit  $\Sigma$ , chaque  $m^2$  ajouté aura la même performance thermique.

Mais il faut aussi remarquer que :

$$d\phi / d\Sigma \rightarrow 0 \text{ quand } \Sigma \rightarrow \pm\infty \text{ (+ si } q_{t_c} < q_{t_f} \text{ et } q_{t_f} < q_c).$$

Chaque mètre carré de surface supplémentaire a donc de moins en moins de valeur thermique, mais il coûte cher : c'est une taxe sans valeur ajoutée. En conséquence il faudra chercher une surface d'échange  $\Sigma$  économiquement optimale. [10]

d. Puissance thermique d'un échangeur à faisceau et calandre

Quelque soit le modèle d'échangeur considéré la puissance thermique est exprimée par : [10]

$$\phi = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\frac{1}{k\Sigma} \ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (\text{III.23})$$

On écrit habituellement :

$$\phi = k\Sigma \Delta T_{LM} \quad (\text{III.24})$$

e. Le coefficient de transfert global  $K$  :

Si l'on appelle  $h_i$  le coefficient de film interne relatif à la réfrigération, l'expression sera donc :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} \frac{d_i}{d_e} + \frac{e_t}{\lambda_t} + \frac{1}{h_c} + R_s \quad (\text{III.25})$$

En désignant par :

$\frac{e_t}{\lambda_t}$  : la résistance due au tube (non négligeable si le fluide réfrigérant est l'eau) ;

$h_c$  : le coefficient de film à la condensation ;

$R_s$  : somme de toutes les résistances d'encrassement intérieur et extérieur.

f. Les températures calorifiques

Elle varie selon le fluide :

$$\text{Pour le fluide froid : } t_c = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (\text{III.26})$$

$$\text{Pour vapeurs : } T_c = T_v \quad (\text{III.27})$$

g. La température de paroi du tube est :

$$t_l = T_v - \frac{h_{io}}{h_{io} + h_c} (T_v - t_c) \quad (\text{III.28})$$

Et la température du film pour laquelle on détermine les variables  $\lambda, \mu$  et densité  $d_i$  est égale à :

$$t_f = 0.5 (T_v + t_l) \quad (\text{III.29})$$

h. Efficacité de l'échangeur en fonction du NUT

$$\begin{cases} E = \frac{1 - \exp[-(1-R)NUT]}{1 - R \exp[-(1-R)NUT]} \\ E = \frac{1 - \exp[-(1+R)NUT]}{1+R} \end{cases} \quad (\text{III.30})$$

La première expression concerne le cas d'écoulement contre-courant et la seconde au cas contre-courant.

R étant le facteur de déséquilibre qui est définie comme étant le rapport entre les débits thermiques unitaires

i. Le coefficient de film à la condensation à l'extérieur des tubes

Ce coefficient varie selon la disposition des tubes :

### **Tubes verticaux**

Dans ce cas de figure d'une manière générale on peut définir un débit massique de condensat  $G_v$  par unité de longueur de périmètre de tube soit :

$$G_v = \frac{q_m}{\pi d_o N_t} \quad (\text{III.31})$$

$$h_{cv} = 1.5 \left[ \frac{\lambda^3 \rho^2 g}{\mu^2} \right]^{\frac{1}{3}} \left[ \frac{4 G_v}{\mu} \right]^{-\frac{1}{3}} \quad (\text{III.32})$$

### **Tubes horizontaux**

D'une manière analogue, on définit ici aussi un nombre un débit de condensat  $G_h$  par unite de longueur de tube :

$$G_h = \frac{q_m}{l N_t} \quad (\text{III.32})$$

Alors dans ce cas, l'expression du coefficient de transfert  $h_{ch}$ s'exprime :

$$h_{ch} = 1.5 \left[ \frac{\lambda^3 \rho^2 g}{\mu^2} \right]^{\frac{1}{3}} \left[ \frac{4 G_h}{\mu} \right]^{-\frac{1}{3}} \quad (\text{III.33})$$

Pour tenir compte du ruissellement du condensat d'un tube sur un autre, il y a lieu de modifier l'expression de  $G_h$  par la formule suivante :

$$G_h = \frac{q_m}{l N_t^{2/3}} \quad (\text{III.34})$$

### III.3.2 Calcul hydraulique

#### a. Etude des pertes de charge

Les deux fluides qui traversent l'appareil s'écoulent sous l'effet d'un potentiel mesuré par la différentielle de pression  $\Delta P$  entre l'entrée et la sortie et que l'on appelle la perte de charge.

La valeur de cette perte de charge est fonction de la vitesse de circulation des fluides et de leurs caractéristiques physiques : densité et viscosité, ainsi que la géométrie de l'appareil. La dualité transfert de chaleur-perte de charge est marquée par le fait que l'accroissement du nombre de Reynolds provoque simultanément une augmentation du transfert et de la chute de pression. Il est d'usage courant de considérer en première approximation qu'on devra limiter la perte de charge à une valeur inférieure à  $1 \text{ kg/cm}^2$  pour les appareils industriels travaillant sur le refoulement de pompes. Par contre, lorsque la circulation se fait naturellement par gravité, la perte de charge maximale est imposée par la hauteur hydrostatique disponible à l'entrée de l'appareil. [13]

#### b. Perte de charge à l'intérieur des tubes

L'étude fondamentale de l'écoulement des fluides a permis d'établir la formule connue sous le nom d'équation de Fanning, valable en régime isotherme pour une longueur droite  $L$  de tuyauterie, de diamètre uniforme  $d_i$  : [13]

$$\Delta P = \frac{f G^2 L}{d_i^2 \rho} \quad (\text{III.34})$$

Avec :

$f$  : coefficient de fiction, sans dimensions, fonction du nombre de Reynolds

$G$  : vitesse massique  $v \cdot \rho$

$\rho$  : masse volumique moyenne du liquide ou du gaz, mesuré à la température calorifique ;

$\Delta P$  : Perte de charge (perte de pression)

La valeur du coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds est donnée par les expressions suivantes:

- Régime laminaire : ( $Re < 2100$ )

$$f = \frac{32}{Re} \quad (\text{III.35})$$

- Régime turbulent : ( $Re > 2100$ )

Tubes lisses d'échangeurs :

$$f = 0.0028 + 0.25Re^{-0.32} \quad (\text{III.36})$$

Tubes rugueux :

$$f = 0.0070 + 0.528Re^{-0.42} \quad (\text{III.37})$$

Pour tenir compte de la non-iso thermicité de l'écoulement qui provoque les mêmes déviations qu'en transfert de chaleur, Sieder et Tate proposent de corriger l'équation des pertes de charge par :

$$\Delta P = \frac{f G^2 L}{d_i^2 \rho \phi_t} \quad (\text{III.38})$$

Où :  $\phi_t = (\mu/\mu_t)^{0.25}$  en régime laminaire

$\phi_t = (\mu/\mu_t)^{0.14}$  en régime turbulent

L'expression de la perte de charge totale d'un échangeur à faisceau et calandre proposée par Kern est caractérisée par :

$$\Delta P_t = \frac{n_t G_t^2}{\rho} \left( \frac{f_{tl}}{d_t \phi_t} + 2 \right) \quad (\text{III.39})$$

### c. Pertes de charge à l'extérieur des tubes

Les facteurs caractérisant l'écoulement dans la calandre sont très nombreux : le courant principal du fluide s'écoule tantôt perpendiculairement au faisceau, tantôt parlement, au travers d'une section de passage constamment variable. Les tolérances de construction introduisent, en outre, des courants secondaires de fuite qui ont d'autant plus d'importance que le diamètre de la calandre est petit. À l'usage, ces courants secondaires peuvent se développer ou se réduire selon qu'il y a érosion ou colmatage des jeux entre les divers éléments.

Bell publie les résultats de ces travaux à l'université de Delaware et établit un programme de calcul tenant compte des courants secondaires qui ont une influence plus grande sur la perte de charge que sur le transfert de chaleur. La méthode de Bell est très satisfaisante, mais elle nécessite une programmation sur ordinateur électronique et ne trouve réellement sa justification que pour des calandres de petit diamètre. Buthd, Donohue et Kern publient pour leur part des méthodes de calcul qui négligent les courants secondaires, mais qui, appliquées aux échangeurs industriels, donnent des résultats en bon accord avec les valeurs expérimentales. [13]

D'après Kern :

Kern simplifie le problème en ne prenant en considération que les échangeurs industriels pour lesquels la hauteur du segment libre de la chicane  $h$  est égal au quart du diamètre intérieur de la calandre. Dans ces conditions, les vitesses massiques  $G_{cT}$  et  $G_{cL}$  sont assez voisines et peuvent être confondues. [13]

La perte de charge est calculée par l'équation de Fanning modifiée :

$$\Delta P_c = \frac{f_{cT} G_{cT}^2 (N_c + 1) D_c}{\rho D_c \phi_c} \quad (\text{III.40})$$

Donc en résumé le calcul hydraulique consiste à l'étude des pertes de charge ou de pression au sein de l'échangeur. Comme on l'a étudié précédemment le résultat trouvé est caractérisé par : [13]

Pertes de charge coté tubes

$$\Delta P_t = \frac{n_t G_t^2}{\rho} \left( \frac{f_{tL}}{d_t \phi_t} + 2 \right)$$

Pertes de charge coté calandre

$$\Delta P_c = \frac{f_{cT} G_{cT}^2 (N_c + 1) D_c}{\rho D_c \phi_c}$$

Qui peut être écrit aussi sous la forme si le fluide réfrigérant est l'eau.

:

$$\Delta P_c = \frac{f_c G_c^2 (N_c + 1) D_c}{2.542 \cdot 10^{15} d D_e}$$

Comme en transfert de chaleur, Donohue décompose le calcul en deux éléments :

Avec :  $x$  : le rapport de l'aire du segment libre à la section intérieure de la calandre

$D_c$  : Diamètre intérieur de la calandre

$h$  : hauteur libre sous chicane

$N_t$ : le nombre total de tubes du faisceau

$\Delta P_{cT}$  : Perte de charge transversale, relative à l'écoulement du fluide perpendiculairement au faisceau entre deux chicanes.

Si l'on appelle  $N_c$ , le nombre de chicanes transversales, la perte de charge totale à l'intérieur de la calandre sera donné par :

$$\Delta P_c = \frac{1}{\rho \phi_c} \left[ N_c G_{cL}^2 + (N_c + 1) \left( \frac{D_c - h}{P} \right) f_{cT} G_{cT}^2 \right] \quad (\text{III.41})$$

### III.4. Caractérisation des phénomènes évoluant lors du fonctionnement de l'échangeur

Dans une installation de climatisation solaire, l'échangeur à faisceau et calandre représente le condenseur et/ou évaporateur. Dans ces échangeurs le fluide réfrigérant subit des phénomènes de changement de phase.

Le fluide, durant son parcours dans l'échangeur verra ses propriétés thermodynamiques changées en fonction de la différence de température avec la paroi du matériau. Donc, lors de cette étude de dimensionnement, il est question de trouver les fonctions caractérisant le transfert de chaleur durant ces phénomènes de condensation et évaporation au sein de l'échangeur. [13]

#### III.4.1. Phénomène de condensation dans le condenseur

a. Condensation à l'extérieur d'un tube horizontal

Dans cette situation le coefficient de transfert de chaleur est caractérisé par :

$$h = 0,725 \left( \frac{g \rho_l \Delta l^3 L_v}{v_l D (T_v - T_p)} \right)^{0,25} \quad (\text{III.42})$$

Le débit-masse c.-à-d. la quantité de vapeur condensée par seconde sera donc :

$$q_{ml} = \frac{\phi}{L_v} = \frac{K \sum (T_v - T_p)}{L_v} \quad (\text{III.43})$$

b. *Condensation* à l'extérieur d'un tube vertical

Son expression est donnée par :

$$h = \Delta l \left( \frac{g}{v_l^2} \right)^{1/3} \left( \frac{g}{v_l^2} \right) \frac{R_H}{1,08 R_H^{1,22-5,2}} \quad (\text{III.44})$$

Où  $R_H$  désigne le nombre de Reynolds à la base des tubes et est déterminé à partir de l'expression :

$$R_H \approx 4 \left( \left\{ \frac{gH^3}{v_l^2} \right\}^{1/3} \frac{1}{Pr_l} \frac{C_{pl}(T_v - T_p)}{L_v} \right)^{0,75} \quad (\text{III.45})$$

c. Condensation à l'intérieur d'un tube horizontal

$$h = 0,555 \left( \frac{g\rho_l \lambda_v^3 L_v}{v_l d (T_v - T_p)} \right)^{0,25} \quad (\text{III.46})$$

### III.4.2. Phénomène d'évaporation au sein de l'évaporateur

L'évolution du fluide réfrigérant au sein de l'évaporateur est caractérisée notamment par le phénomène d'ébullition.

a. Ebullition en film à l'extérieur d'un tube horizontal

$$h = 0,62 \left( \frac{g\rho_v \lambda_v^3 L_v}{v_v D (T_p - T_v)} \right)^{0,25} \quad (\text{III.47})$$

b. Ebullition nucléée à l'intérieur d'un tube horizontal

Elle est caractérisée par le flux pariétal et est décrite par l'expression :

$$\phi_p = \left( 23400 (T_p - T_v) \frac{L_l}{D} \right)^{2,78} \left( \frac{1}{\rho_v L_v w} \right)^{1,78} \left( \frac{gd}{L_v} \right)^{0,78} \left( \frac{G^2 d}{\rho \tau l} \right)^{0,39} \quad (\text{III.48})$$

Où  $w = 0.36.10^{-3} P_c / P^{1.4}$  représente la vitesse de formation des bulles. G étant la massique du mélange.

c. Ebullition nucléée en cuve

Son expression est donnée par :

$$\Phi_p = \mu_l L_v \left( \frac{g\rho_l}{\sigma} \right)^{0,5} \left( \frac{L_l (T_p - T_v)}{KL_v Pr_l} \right)^3 \quad (\text{III.49})$$

Ce paramètre dépend fortement de la nature de la surface des tubes.

## Conclusion

La condensation d'une vapeur fait intervenir plusieurs paramètres attribuant aux phénomènes de transfert et changement de phase. Pour la condensation d'une vapeur composée de plusieurs constituants entièrement miscibles à l'état liquide n'est plus isotherme : elle s'effectue sur un intervalle de température allant du point de rosée au point de bulle.

Les hydrocarbures lourds se condensent les premiers, alors que les légers ne sont liquéfiés qu'à la sortie du condenseur si ce dernier est total, ou restent à l'état vapeurs la condensation est partielle. La variation de la température, des quantités et des compositions du condensat et de la vapeur au cours de la condensation provoque une évolution continue du coefficient de transfert entre l'entrée et la sortie de l'appareil, évolution d'autant plus importante que les températures de rosée et de bulle du mélange sont éloignées.