

Etude du couplage entre les grandeurs classiques et les Propriétés thermophysiques dans un échangeur à tube et calandre à contre courant

El Mokhtar El Ouardi*

Laboratoire de Mécanique et Energétique, Département de Physique
Faculté des Sciences, Université Chouaib Doukkali
Route Ben Maachou, B.P. 20, El Jadida, Maroc

(reçu le 07 Mars 2010 – accepté le 20 Juin 2011)

Résumé - Les études sur l'échangeur de chaleur à tubes et calandre citées dans la littérature, sont basées sur des modèles empiriques validés à l'échelle des laboratoires où l'échangeur est de l'ordre de quelques centimètres à environ un mètre. Mais lorsqu'on fait une extrapolation vers l'industrie, l'erreur de calcul devient importante à cause de la variation des paramètres thermophysiques le long de l'échangeur. Dans cet article, nous nous intéressons à la modélisation du couplage entre les grandeurs classiques (coefficient de transfert thermique, la surface d'échange et la différence de la température logarithmique moyenne) et les propriétés thermophysiques du fluide chaud et du fluide froid en considérant que le transfert de chaleur se fasse sans changement de phase. Le calcul est effectué tout d'abord sur l'un des tubes du faisceau afin de le généraliser sur la totalité de l'échangeur. Par la suite, le résultat est approché par un échangeur à tube et calandre caractérisant un procédé de concentration d'acide phosphorique.

Abstract - The studies of the shell and tube heat exchanger available in literature are based on empirical models validated on the scale of the laboratory where the exchanger is about a few centimetres to approximately a meter. But when one makes an extrapolation towards industry, the error becomes significant because the variation of the thermophysical parameters along the exchanger. In this study we interested initially in modelling of the coupling between the traditional sizes (heat transfer coefficient, the surface of exchange and the logarithmic mean temperature difference) and the thermophysical properties of the fluid outside and inside, the heat transfer was done without phase shift. Firstly, the calculation is done out on one of the tubes of the beam in order to generalize it on the totality of exchanger. Thereafter, the result is approached on the shell and tubes heat exchanger characterizing a process of concentration of phosphoric acid.

Mots clés: Transfert de chaleur - Echangeur à tubes et calandre - Modélisation – Couplage – Grandeurs classiques - Propriétés thermophysiques - Phase simple.

1. INTRODUCTION

A cause de l'augmentation des coûts de l'énergie, il est de plus en plus indispensable d'optimiser le coût global des procédés industriels. L'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie et donc, par voie de conséquence, de protection de l'environnement. En effet, une grande part de l'énergie utilisée dans les différents secteurs transite au moins une fois par un échangeur de

* m.elouardi@yahoo.fr

chaleur qui constitue un dispositif clé pour les thermiciens et inévitable dans la maîtrise de l'énergie [1, 2].

La synthèse et l'analyse des réseaux de l'échangeur de chaleur posent des questions de grand intérêt industriel dû aux possibilités de diminuer les coûts d'usine, par la réduction de la consommation d'utilités et/ou le nombre d'équipements, dans une conception de base ou une adaptation ultérieure à un réseau existant [3-5].

De nombreux travaux ont été consacrés à l'étude de l'effet de l'une des propriétés thermophysiques sur le coefficient de transfert et la perte de charge: Manglik *et al.* ont étudié l'influence du débit massique sur les températures des deux fluides et le coefficient de transfert de chaleur le long de l'échangeur [6, 7].

Le coefficient de transfert de chaleur en fonction de la qualité de vapeur pour différent flux thermique dans un échangeur à tubes et calandre de distribution triangulaire a été effectué par Thome *et al.* [8-13].

Les travaux de Zeng *et al.* ont été consacrés à la variation du coefficient de transfert sur le flux de chaleur de l'ammoniac sans changement de phase dans un échangeur à tube fixe [14-18]. Thors *et al.* ont étudié respectivement la variation du coefficient de transfert en fonction du débit massique pour différentes structures de l'échangeur à tube fixe et la variation de coefficient de transfert en fonction de la longueur de l'échangeur de l'ordre d'un mètre [19, 20].

D'autres études, telles que celles de Unal, de Laor *et al.* ont été développées en tenant compte de la dépendance entre le coefficient de transfert thermique, la position de l'échangeur et/ou de la température [21-23].

Ce travail a pour objectif de modéliser le couplage entre les grandeurs classiques et les propriétés thermophysiques des fluides circulants dans un échangeur de chaleur afin d'établir une loi optimale. Cette modélisation permet de bien concevoir l'échangeur de chaleur, et elle vise à minimiser les estimations de calcul de l'échangeur, de le contrôler lors de son fonctionnement et / ou de l'optimiser lors d'un changement des conditions du service.

2. DESCRIPTION ET FORMALISMES GENERAUX DE L'ECHANGEUR A TUBES ET CALANDRE

2.1 Caractéristiques générales l'échangeur de chaleur à tube et calandre

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.

Les géométries des échangeurs sont trop différentes. Par contre, une description du phénomène dans une géométrie prédéterminée servira de base de compréhension. La caractérisation des détachements tourbillonnaires, selon le nombre de Reynolds, est effectivement bien connue dans l'écoulement pour une géométrie simple, alors que de tels résultats ne sont pas disponibles pour des géométries plus complexes.

De plus, les corrélations mathématiques, qui existent, varient selon la géométrie et l'état de la surface d'échange (lisse ou rugueuse). Le pas triangle permet de placer environ de 10 % de plus des tubes, que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné.

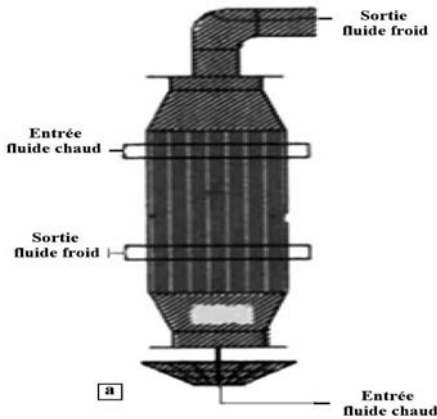


Fig. 1a: Echangeur de chaleur à tube et calandre

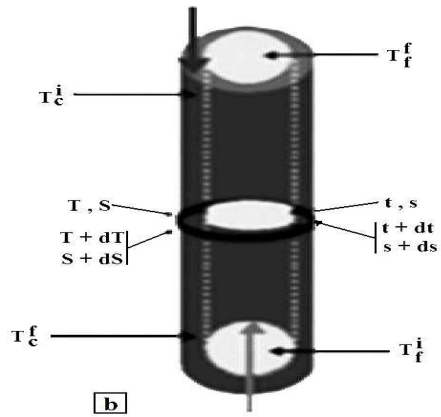


Fig. 1b: Représentation élémentaire d'un tube échangeur

Les différentes orientations des tubes qui peuvent exister dans les échangeurs de chaleur sont citées dans la figure 2. La distribution la plus compacte correspond à la configuration triangulaire, (Fig. 3).

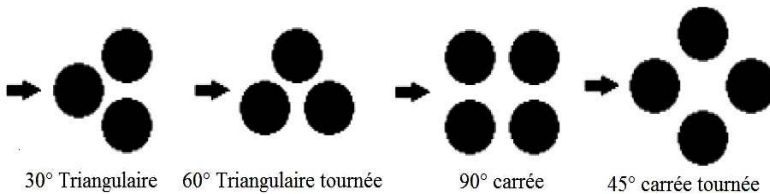


Fig. 2: Distribution standard des tubes dans l'échangeur de chaleur à tube et calandre

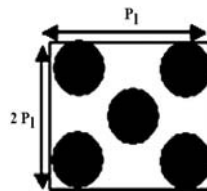


Fig. 3: Position des tubes dans l'échangeur

2.2 Aspects thermophysiques de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre

L'utilisation des échangeurs à tube et calandre étant plus récente, il n'existe pas de normes et de codifications aussi précises. Par suite de leur très grande variété, il est difficile de proposer des théories et des corrélations générales.

Tout calcul de l'échangeur se base sur l'équation (1) qui se trouve presque dans toutes les références de l'échangeur de chaleur et universellement connue par la formule de Hausbrand.

$$\Phi = K \times A \Delta T \quad (1)$$

Cette équation emploie pour évaluer la praticabilité d'un échangeur. Le calcul des paramètres exigés de l'équation de conception (1) pour obtenir une évaluation préliminaire est assez difficile de facilité par des estimations des paramètres suivants.

2.2.1 Surface d'échange

La surface d'échange est proportionnelle au prix de l'échangeur. Pour un tel échangeur, la surface d'échange varie en fonction de son état physique. Généralement, on utilise la formule suivante:

$$A = \int_{T_f^i}^{T_f^f} \frac{q_m^f \times c_p^f}{K \times \Delta T} dt \quad (2)$$

2.2.2 Coefficient global de transfert (K)

Le coefficient global de transfert K peut être calculé à partir des considérations thermodynamiques ou peut être déterminé à partir des considérations de transport.

$$K A = \frac{1}{\frac{1}{A_i h_i} + \frac{R_{ei}}{A_i} + \frac{1}{2 \pi L \lambda} \times \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{R_{ee}}{A_e} + \frac{1}{A_e h_e}} \quad (3)$$

Le coefficient global de transfert thermique inclus toutes les résistances thermiques des fluides, du métal, les conductivités dues aux couches limites et les considérations d'encrassement. Ils dépendent des conditions hydrodynamiques et thermiques de la phase fluide en présence. Ces résistances ne sont calculables que par des estimations et par conséquent, le calcul de K subit une accumulation de ces estimations.

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, et donc de réduire les surfaces. Mais elles font aussi croître les pertes de charge.

2.2.3 Calcul de l'écart de la température

La différence de la température représente la force d'entraînement moyenne efficace pour un écoulement relativement simple de l'échangeur en entier. Le calcul intégral fournit la manière la plus précise pour estimer cette force d'entraînement moyenne et ne fait aucune prétention au sujet des profils de température interne, sauf lorsque l'échangeur est thermodynamiquement conforme.

Les relations établies dans le cas des échangeurs à double tube ne peuvent être utilisées directement pour des échangeurs à tubes et calandre. Cependant la différence

de température peut être obtenue en multipliant la DTML relative aux deux extrémités par un facteur correctif (F) dépendant de deux coefficients G et R .

$$\Delta T = F \times \Delta T_{lm} \quad (4a) \quad \Delta T_{lm} = \frac{DT - Dt}{\ln \frac{DT}{Dt}} \quad (4b)$$

$$DT = T_c^i - T_f^i \quad (4c) \quad \text{et} \quad Dt = T_c^f - T_f^f \quad (4d)$$

Les diagrammes des facteurs de corrélation varient d'un échangeur à l'autre, selon leur position, la géométrie et les propriétés thermophysiques des fluides circulants. L'efficacité de l'échange paramètre essentiel dans l'évaluation des coefficients globaux des transferts, elle est importante dans un échangeur vertical à contre-courant.

$$R = \frac{q^f \times c_p^f}{q^c \times c_p^c} \quad (5a) \quad G = \frac{T_f^f - T_f^i}{T_c^i - T_f^i} \quad (5b)$$

Les organisations de l'échangeur ont présenté des abaques pour tout calcul de l'échangeur à partir des mêmes hypothèses classiques sans tenir compte du profil des propriétés thermo physiques, le long de l'échangeur de chaleur.

2.2.4 Propriétés thermo physiques et nombres adimensionnels

Le régime de fonctionnement d'un appareil quelconque résulte de la combinaison d'un très grand nombre de facteurs caractérisant, soit la transformation chimique, soit les processus de transport de matière, de chaleur et de quantité de mouvement, etc..... Ces facteurs s'écrivent sous la forme d'un système des relations mathématiques.

Dans l'échangeur de chaleur, on distingue: Les caractéristiques du fluide, son écoulement, les propriétés thermo physiques du matériau de l'échangeur et sa géométrie.

Le nombre de paramètres élevés se regroupe dans une fonction Ω sous la forme suivante:

$$\Omega (\lambda, \rho, \mu, C_p, V_m, D, L, \delta T, \Phi) = 0 \quad (6)$$

L'équation (8) regroupe les quatre nombres adimensionnels:

$$Nu = \frac{h \times D}{\lambda} \quad (\text{Nombre de Nusselt}) \quad (7a)$$

$$Re = \frac{\rho \times V_m \times D}{\mu} \quad (\text{Nombre de Reynolds}) \quad (7b)$$

$$Pr = \frac{C_p \times \mu}{\lambda} \quad (\text{Nombre de Prandtl}) \quad (7c)$$

Et le rapport L / D

Elle peut s'écrire sous la forme:

$$Y \frac{h \times D}{\lambda} = \Omega \left(\frac{\rho \times V_m D}{\mu}, \frac{C_p \times \mu}{\lambda}, \frac{L}{D} \right) \quad (8)$$

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 L/D 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'influence sur l'échange critique est la plupart du temps présentée en fonction du rapport entre la longueur chauffée et le diamètre du tube. Dans ce cas, le transfert de chaleur augmente lorsque ce rapport diminue.

L'expérience est alors utilisée pour déterminer la fonction de corrélation mathématique liant ces nombres (Ω). On détermine les paramètres des nombres adimensionnels qu'à une température moyenne entre l'entrée et la sortie du tube, ce qui n'est pas valable à l'échelle industrielle surtout quand l'écart de la température entre l'entrée et la sortie est grand.

3. MODELISATION DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR

3.1 Hypothèses du modèle

Les problèmes rencontrés dans l'échangeur sont dus aux suppositions proposées, lors de calcul de l'échangeur de chaleur. Nos contributions se basent sur l'ensemble des hypothèses suivantes: - l'écoulement est à contre-courant, - tous les éléments d'un écoulement donné ont la même histoire thermique, - l'échangeur de chaleur est à l'état stationnaire, - le coefficient global de transfert thermique et la chaleur spécifique sont variables, - il n'y a pas de pertes de chaleur et le transfert dans l'échangeur se fait sans changement de phase et enfin - l'action de pression transversale est constante.

3.2 Modélisation du couplage entre les grandeurs classiques et les propriétés thermophysiques

3.2.1 Cas de l'échangeur de chaleur à contre courant

Le bilan thermique d'un échangeur de chaleur où la circulation se fait sans être en contact entre le fluide froid et le fluide chaud et sans changement d'état (pas de condensation). 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_T^c et q_T^f), chaleurs massiques moyennes (c_p^c et c_p^f) et températures d'entrée T_f^i et T_c^f et températures de sortie T_f^f et T_c^i .

On écrit pour chaque fluide, les flux de chaleur respectivement perdu par le fluide chaud et gagné par le fluide froid comme suit:

L'équation du flux de chaleur du fluide chaud s'écrit:

$$\Phi^c = -q^c \times c_p^c (T - T_c^i) \quad (9a)$$

L'équation du flux de chaleur du fluide froid s'écrit:

$$\Phi^f = q^f \times c_p^f (T_f^f - t) \quad (9b)$$

Par application du principe de la conservation de l'énergie et pour que l'échangeur soit dans l'équilibre thermodynamique, on écrit donc le bilan comme suit:

$$\Phi^c - \Phi^f = \Phi_{\text{pertes}} \quad (9c)$$

On considère que les pertes avec l'extérieur sont nulles ou négligeables, la somme des flux différents fluides est nulle.

On écrit donc:

$$\Phi^c = \Phi^f \quad (9d)$$

L'équation de transfert de chaleur pour un tube où l'échange se fait à contre courant s'écrit comme suit:

$$-q_T^c \times c_p^c (T - T_c^i) = q_T^f \times c_p^f (T_f^f - t) = ks \Delta T \quad (9e)$$

Les signes se justifient par le fait que pour $ks \geq 0$ et $\Delta T \geq 0$, on aura $T - T_c^i \leq 0$ et $T_f^f - t \geq 0$. Nous appellerons $q_T^c c_p^c$, le débit de capacité calorifique du fluide chaud et $q_T^f c_p^f$, le débit de capacité calorifique du fluide froid.

En différentiant l'équation (9e):

$$-q^c \times c_p^c \times dT = -q^f \times c_p^f \times dt = d[ks(T - t)] \quad (9f)$$

Ce qui équivaut à:

$$\frac{-d(T - t)}{\frac{1}{q^c \times c_p^c} - \frac{1}{q^f \times c_p^f}} - ks d(T - t) = (T - t)k ds + (T - t)s dk \quad (9g)$$

On pose:

$$m = \frac{1}{q^c \times c_p^c} - \frac{1}{q^f \times c_p^f} \quad (9h)$$

On considère, le débit de capacité calorifique du fluide chauffant peut être varié de la même manière que celui du fluide froid, et donc m reste pratiquement constante entre -1 et 1.

On écrit:

$$-\frac{1 + ks m}{m} \frac{d(T - t)}{(T - t)} = d(ks) \quad (9i)$$

L'équation précédente peut s'inscrire sous la forme suivante:

$$\frac{d(T - t)}{(T - t)} = -\frac{d(m ks)}{1 + ks m} \quad (9j)$$

Par intégration entre $m = 0$, qui correspond $T_c^i - T_f^f$, et à une position de surface s qui correspond à $T - t$.

$$\int_{T_c^i - T_f^f}^{T - t} \frac{d(T - t)}{(T - t)} = - \int_0^{m ks} \frac{d(m ks)}{1 + ks m} \quad (9k)$$

On trouve:

$$ks = \frac{1}{\frac{1}{q^c \times c_p^c} - \frac{1}{q^f \times c_p^f}} \times \left(\frac{T_c^i - T_f^f}{T - t} - 1 \right) \quad (10)$$

Comme il y a échange, il y a tendance à variation des températures. En effet, T diminue et t augmente à mesure que s augmente et par conséquent k diminue. Le coefficient k intervient dans la formule de même titre que s .

Donc on ne connaît qu'avec peu de précision ou on se trompe avec plus ou moins des conséquences graves. Par conséquent, l'évolution de paramètre k est une réplique fidèle de l'évolution de l'état physique de surface d'échange.

Le modèle est valable pour les deux cas possibles d'écoulement; c'est-à-dire que le fluide chaud circule de coté tube ou de coté calandre et le fluide froid circule dans l'autre coté. Il décrit les trois cas possibles d'échange qui existent dans la littérature; selon les valeurs de m (négative, nulle ou positive) et les valeurs de ω .

a. $1 > m > 0$ ($q^c c_p^c < q^f c_p^f$; $\omega > 1$) : le fluide chaud se refroidit plus que le fluide froid ne s'échauffe, cela veut dire que le débit de capacité calorifique du fluide chauffé est supérieur à celui du fluide chauffant et l'écart de température en $s=0$ et plus grand qu'en $s=S$, (Fig. 4a), (Fig. 5a) et (Fig. 6a);

b. $-1 < m < 0$ ($q^c c_p^c > q^f c_p^f$; $\omega < 1$) : le fluide froid se réchauffe plus que le fluide chaud se refroidit, on a aussi le débit de capacité calorifique du fluide chauffant est supérieur à celui du fluide chauffé.

Il correspond aussi à la température de sortie du fluide chauffé qui tend vers la température d'entrée du fluide chauffant qui a le plus grand débit de capacité calorifique. En plus, on remarque que l'écart de température en $S=0$ est plus petit qu'en $s=S$, (Fig. 4b), (Fig. 5b) et (Fig. 6b);

c. si m est égal sensiblement à zéro, il représente une singularité ($q^c c_p^c = q^f c_p^f$; $\omega = 1$) : l'échauffement varie de la même façon que le refroidissement.

Dans ce cas, l'écart de la température entre coté chaud et froid reste constant le long de l'échangeur. Autrement dit, les débits de capacités calorifiques des deux fluides sont égaux. Ceci correspond à la puissance de la chauffe optimale.

Pour des valeurs de ω constantes le produit ks varie avec m hyperboliquement, donc une légère variation de m provoque une variation importante de ks . Ce couplage hyperbolique complique les phénomènes de transfert dans l'échangeur de chaleur (Fig. 5a et Fig. 5b).

Une diminution à la moitié de m provoque une augmentation de ks en double. Cette augmentation significative du ks est attribuée à leur couplage avec les propriétés thermo physiques (Fig. 6a et Fig. 6b).

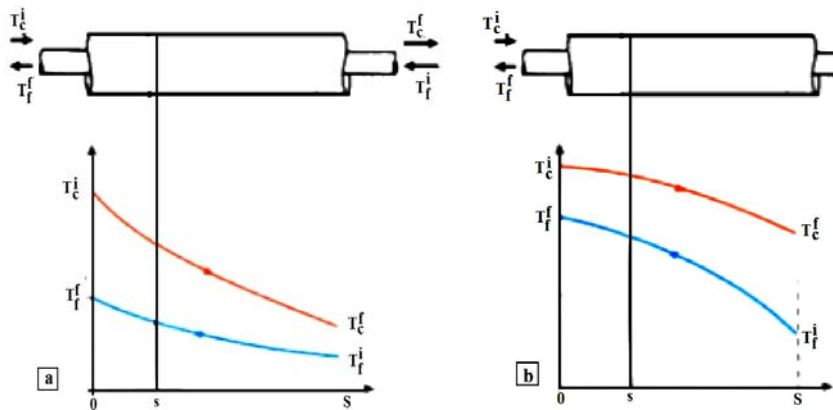


Fig. 4: Evolution quantitative des températures dans l'échangeur tube et calandre à contre courant

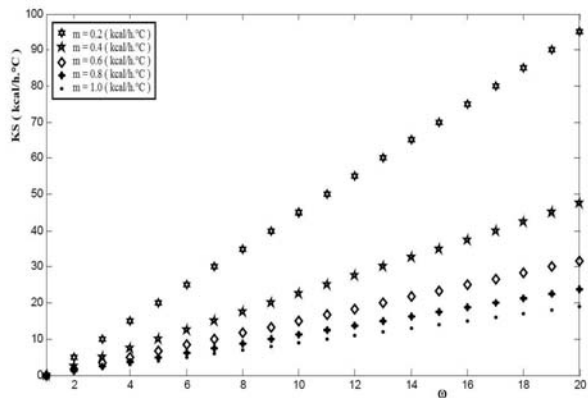


Fig. 5a: Variation de ks avec ω pour des valeurs de m constantes

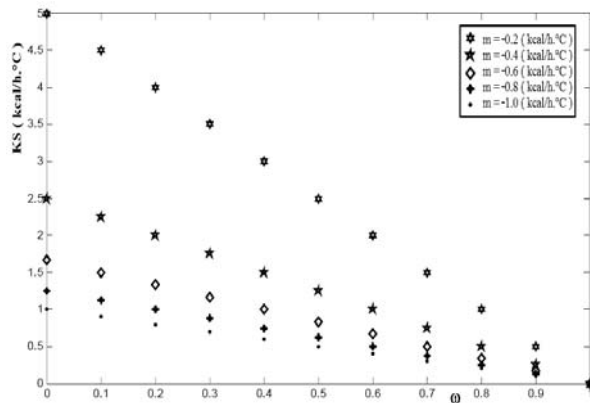


Fig. 5b: Variation de ks avec ω pour des valeurs de m constantes

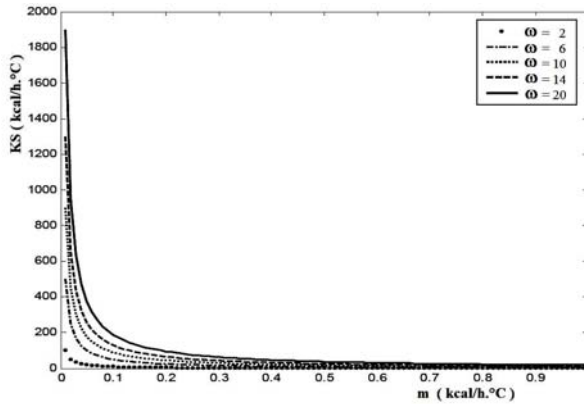


Fig. 6a: Variation de ks avec m pour des valeurs de ω constantes

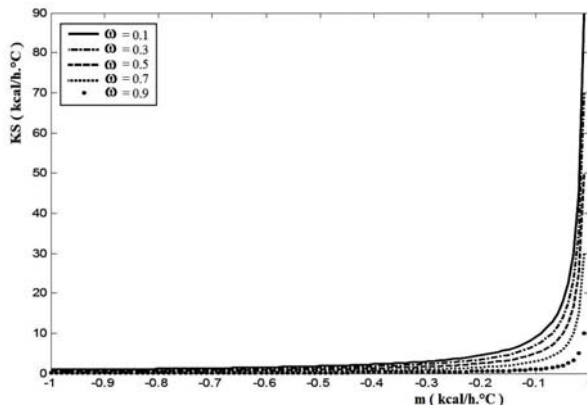


Fig. 6b: Variation de ks avec m pour des valeurs de ω constantes

4. EXTRAPOLATION DU MODELE SUR LA TOTALITE DE L'ECHANGEUR

Le modèle présenté est difficilement vérifiable instantanément (invalidité du coefficient d'échange local et les propriétés thermo physiques à chaque instant).

Pour compléter la description du problème et valider notre modèle; dans les conditions plus proches possibles de la réalité industrielle et en tenant compte du caractère bruité des résultats obtenus en conditions quasi industrielles.

Il est important d'extrapoler le modèle à la totalité de l'échangeur en utilisant les conditions initiales et aux limites adaptées à un tel échangeur de chaleur à tube et calandre à contre courant.

$$\text{Pour } s = 0 \text{ et } \Delta T = T_c^i - T_f^f, \text{ ks} = 0$$

$$\text{Pour } s = S \text{ et } \Delta T = T_c^f - T_f^i, \text{ ks} = KS$$

On obtient pour un tube:

$$KS = \frac{1}{\frac{1}{q^c \times c_p^c} - \frac{1}{q^f \times c_p^f}} \times \left(\frac{T_c^i - T_f^f}{T_c^f - T_f^i} - 1 \right) \quad (11)$$

Pour la totalité de l'échangeur, on a:

$$A = nS ; Q^c = nq^c \quad \text{et} \quad Q^f = nq^f$$

$$KA = \frac{1}{\frac{1}{Q^c \times c_p^c} - \frac{1}{Q^f \times c_p^f}} \times \left(\frac{T_c^i - T_f^f}{T_c^f - T_f^i} - 1 \right) \quad (12)$$

$$\text{Avec} \quad M = \frac{1}{Q^c \times c_p^c} - \frac{1}{Q^f \times c_p^f} \quad (13)$$

$$W = \frac{T_c^i - T_f^f}{T_c^f - T_f^i} \quad (14)$$

Le modèle établi pour la totalité de l'échangeur est facile à vérifier aux limites parce que il ne dépend que de propriétés thermo physiques mesurables et des températures d'entrées et de sorties.

Alors pour le dimensionnement de l'échangeur, il est recommandable de mettre en tête, le coefficient global de transfert et la surface d'échange. Par conséquent, le coût global de l'échangeur n'est pas proportionnel à la surface d'échange seule mais avec le produit KA qui caractérise les propriétés intrinsèques de l'échange.

Par ailleurs, le prix d'échangeur dans le cas classique est effectué par le calcul de la surface d'échange indépendamment du coefficient global de transfert.

Le produit KA et M ont la même dimension, ce qui prouve que le coefficient de transfert thermique, la surface d'échange et les propriétés thermo physiques sont dépendants entre eux. Par conséquent, les erreurs de calcul de l'échangeur de chaleur sont dues à la mauvaise description des propriétés thermo physiques.

5. APPROCHE INDUSTRIELLE

La modélisation mathématique et numérique des échangeurs de chaleur, doit passer nécessairement par une validation expérimentale des résultats théoriques obtenus, afin de mieux comprendre les mécanismes thermo physiques réels intervenant dans les phénomènes associés.

En effet, le procédé de la concentration d'acide phosphorique se fait par l'intermédiaire de l'échangeur de chaleur de type tube et calandre, sur lequel, nous faisons un rapprochement de notre modèle, et cela suite à l'expertise effectuée dans la conduite de ce procédé.

Le passage de la concentration de l'acide phosphorique, faible au début au titre de 29 % en P_2O_5 à un titre plus élevé de 54 % en P_2O_5 , est réalisé par une opération obtenue qui est l'évaporation sous vide (contrôlé par un système de vide comportant: le laveur, la pompe à vide et une vanne réglable), dans une boucle de circulation forcée

composée principalement d'un évaporateur, d'un échangeur de chaleur et d'une pompe de circulation. Son principe consiste à :

- Eliminer une partie de l'eau de dilution du P_2O_5 par une évaporation forcée sous vide; ce phénomène est favorisé par une augmentation de la température de l'acide via l'échangeur.
- Subir une augmentation de température amenant la tension de vapeur de l'eau contenue dans le mélange à une valeur supérieure à la pression absolue fixée dans l'évaporateur: il va y avoir ébullition de l'eau.

Ce modèle a été validé par une concordance appréciable entre les résultats théoriques et expérimentaux. Ceci nous permet de minimiser les problèmes qui gênent au bon état de marche de l'échangeur de chaleur tubulaire et par conséquent au procédé.

Il apparaît que ces problèmes sont dus au couplage entre les grandeurs classiques et les propriétés thermo physiques des fluides circulant. Notamment, quant W est petit, le modèle est validé, mais lorsqu'il devient grand, l'écart entre les résultats expérimentaux et théoriques est important, ceci est dû aux non linéarités des propriétés thermo physiques par rapport à la température (Fig. 7).

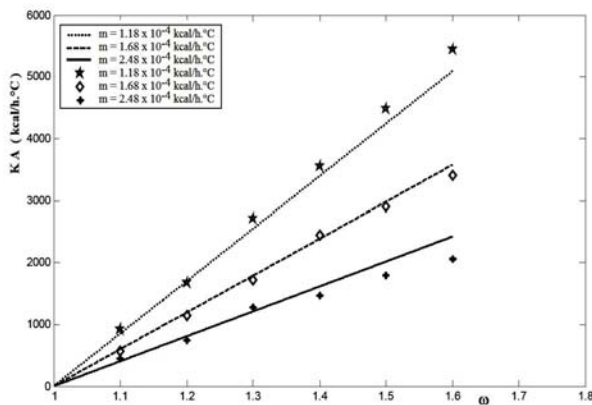


Fig. 7: Variation de KA avec ω pour des valeurs de m constantes de l'acide phosphorique de titre 54 %

Les caractéristiques des échangeurs se situent dans une gamme très étendue, en encombrement, en puissance échangée, en pression et en température.

Les exigences de fonctionnement, les différentes normes imposées par le législateur pour la conception de tels échangeurs, les technologies ainsi que les matériaux utilisés sont inévitablement variés et difficilement comparables.

Il devient donc difficile d'établir une classification rigoureuse sans faire le choix incontestablement restrictif d'un critère. Cette complexité est inhérente à des états thermodynamiques particuliers, aux phénomènes couplés non linéaires ou hors équilibre induisant des comportements complexes, aux lois rhéologiques non newtoniennes, aux hétérogénéités des milieux et des objets considérés, aux comportements dynamiques des systèmes et aux multiples interactions.

La difficulté est simplifiée par des corrélations mathématiques qui se basent sur des lois empiriques. En effet, la détermination des grandeurs classiques de l'échangeur de

chaleur n'est pas une démarche aisée, ils sont souvent calculés à partir d'autres caractéristiques.

Une grande attention doit être portée sur le choix de ces corrélations mathématiques, leurs unités et sur leurs domaines de validité. Cependant, le choix entre celles-ci n'est pas encore véritable. De cette manière, les incertitudes sont amplifiées à chaque calcul.

L'utilisation de ces valeurs dans des lois empiriques pose de nombreux problèmes pour évaluer les paramètres de l'échange à l'échelle industrielle.

En outre, les fluides véhiculés à l'intérieur et à l'extérieur des tubes ne sont pas obligatoirement propres et un encrassement des surfaces se produit dans le temps.

La formation de ces dépôts, généralement mauvais conducteurs de chaleur, augmente les résistances au transfert thermique et conditionne la fréquence des arrêts pour nettoyage et entretien.

Par cette modélisation, on peut suivre les variations du transfert thermique et les conditions au cours de la mise en marche d'un échangeur usagé qui seront différentes de celles de l'échangeur neuf.

Par conséquent, on peut déterminer le taux d'encrassement par mesure des propriétés thermo physiques. Ainsi, l'obtention des conditions optimales de fonctionnement d'un échangeur ne peut se concevoir sans une étude du couplage entre le coefficient de transfert thermique, la surface d'échange et les propriétés thermo physiques des fluides circulant dans un échangeur à tube et calandre.

6. CONCLUSION

Malgré les incertitudes de calcul de l'échangeur encore nombreux, les résultats des modèles théoriques apportent des informations intéressantes à propos de la conception et du fonctionnement de l'échangeur de chaleur.

On se rend compte que le coefficient global de transfert va s'améliorer avec des propriétés thermo physiques le long de la surface d'échange. Il ressort globalement des relations généralisables intégrant des grandeurs classiques couplées avec les propriétés thermo physiques du matériau et des fluides circulant dans le calcul de l'échangeur.

Le nouveau modèle a été établi sans introduire le coefficient de correction (F), avec une amélioration des hypothèses de calcul, le fait que les propriétés thermo physiques sont considérées variables le long de la surface d'échange. Il est avéré à la fois simple, précis et efficace pour le calcul de l'échangeur.

L'approche industrielle montre une concordance entre le modèle théorique et les données expérimentales. Par conséquent, la différence entre les modèles de la littérature est due principalement à la variation des propriétés thermo physiques le long de l'échange.

En outre, la non linéarité des propriétés thermo physiques avec la température des fluides chaud et froid a encore un impact non négligeable sur le calcul de l'échangeur de chaleur.

NOMENCLATURE

A : Surface totale de l'échangeur

BP : Basse pression

A_e : Surface tot. de l'échangeur externe

A_i : Surface tot. de l'échangeur interne

c_p^c : Chaleur massique du fluide chaud	c_p^f : Chaleur massique du fluide froid
D : Diamètre des tubes	DTLM : Dif. Temp. Log. Moyenne
Dt : Ecart de température, côté froid	DT : Ecart de température, côté chaud
F : Coefficient de corrélation	G : Efficacité de l'échangeur
h_i : Coefficient de convection interne	h_e : Coefficient de convection externe
k : Coefficient de transfert local	K : Coefficient de transfert global
L : Longueur du tube	n : Nombre de tubes
m : Coefficient de corrélation liant les propriétés thermo physiques du fluide chaud et du fluide froid	M : Coefficient de corrélation liant les propriétés thermo physiques du fluide chaud et du fluide froid à l'état final
Nu : Nombre de Nusselt	P ₂ O ₅ : Pentoxyde de phosphore
Pr : Nombre de Prandtl	Re : Nombre de Reynolds
q_f : Débit massique du fluide froid	q_c : Débit massique du fluide chaud
Q_c : Débit total du fluide chaud	Q_f : Débit total du fluide froid
r_i : Rayon interne du tube	r_e : Rayon externe du tube
R_{ei} : Résistance d'encrassement à l'intérieur des tubes	R_{ee} : Résistance d'encrassement à l'intérieur des tubes
R : Ratio des flux massiques entre le fluide chaud et le fluide froid	s : Elément de surface d'un tube correspondant à x
t : Température côté froid	T : Température côté chaud
S : Surface totale d'un tube	V_m : Vitesse moyenne du fluide
T_c^i : Température initiale - fluide chaud	T_f^i : Température initiale - fluide froid
T_c^f : Température finale - fluide chaud	T_f^f : Température finale - fluide froid
W : Rapport de l'écart des températures de l'état initial à l'état final	x : Abscisses de la section correspond à l'écart T – t
ΔT : Ecart de la température instantanée entre fluide chaud et fluide froid	ΔT_{lm} : Ecart de la température logarithmique moyenne
ρ_c : Masse volumique du fluide chaud	ρ_f : Masse volumique du fluide froid
ρ : Masse volumique	Φ : Flux de chaleur
λ : Conductivité thermique Matériau	δT : Ecart de température paroi - fluide
Φ^c : Flux de chaleur du fluide chaud	Φ^f : Flux de chaleur du fluide froid
η : Viscosité dynamique	
ω : Rapport instantané de l'écart des température entre côté chaud et froid de l'instant initial par rapport à l'écart des température instantané	

REFERENCES

- [1] A. Bontemps, A. Garrigue, C. Goubier, J. Huetz, C. Marvillet, P. Mercier and R. Vidil, '*Echangeurs de Chaleur. Définitions et Architecture Générale*', Techniques de l'Ingénieur, Traité Génie Energétique, B2340, France, 1994.

- [2] F. Finkbeiner, T. Gonard and B. Filiol, '*Echangeurs Thermiques: Enjeux, Marchés, Technologie et Politique d'Innovation*', Editions Européennes Thermique et Industrie (EETI), France, 1993.
- [3] F.W. Lohrisch, '*What Are the Optimum Exchanger Conditions?*', Hydrocarbon Process, Petrol. Readings, pp. 177, 1963.
- [4] J.W. Bevevino, '*Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association*', TEMA, New York, 6th Edition, 1978.
- [5] J. Taborek, '*Evolution of Heat Exchanger Design Techniques*', Heat Transfer Engineering, Vol. 1, N°1, pp. 15 - 29, 1979.
- [6] R. M. Manglik and A.E. Bergles, '*Swirl Flow Heat Transfer and Pressure Drop with Twisted-Tape Inserts*', Advances in Heat Transfer, Vol. 36, pp. 183 - 266, 2002.
- [7] R.M. Manglik and A.E. Bergles, '*Enhanced Heat and Mass Transfer in the New Millenium: A Review of the 2001 Literature*', Journal of Enhanced Heat Transfer, Vol. 11, N°2, pp. 87 - 118, 2004.
- [8] J.R. Thome, '*Heat Transfer Augmentation of Shell-Andtube Heat Exchangers for the Chemical Process Industry*', Proceedings of the 2nd European Thermal-Sciences and 14th UIT National Heat Transfer Conference 1, Edizioni ETS, Pisa, Italy, pp. 15 - 26, 1996.
- [9] J.R. Thome, '*On Recent Advances in Modeling of Two-Phase Flow and Heat Transfer*', Heat Transfer Engineering, Vol. 24, N°6, pp. 46 - 59, 2003.
- [10] D. Robinson and J.R. Thome, '*Local Bundle Boiling Heat Transfer Coefficients on a Plain Tube Bundle*', HVAC&R Research, ASHRAE, Vol. 10, N°1, pp. 33 - 51, 2004a.
- [11] D. Robinson and J.R. Thome, '*Local Bundle Boiling Heat Transfer Coefficients on a Turbo-BII HP Enhanced Tube Bundle*', HVAC&R Research, ASHRAE, Vol. 10, N°4, pp. 441 - 457, 2004b.
- [12] D. Robinson and J.R. Thome, '*Local Bundle Boiling Heat Transfer Coefficients on a Low Finned Tube Bundle*', HVAC&R Research, ASHRAE, Vol. 10, pp. 331 - 344, 2004c.
- [13] J.R. Thome, '*Condensation in Plain Horizontal Tubes: Recent Advances in Modelling of Heat Transfer to Pure Fluids and Mixtures*', Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, Vol. 27, N°1, pp. 23 - 30, 2005.
- [14] X. Zeng, M.C. Chyu and Z.H. Ayub, '*Characteristic Study of Sprayed Fluid Flow in a Tube Bundle*', ASHRAE Transactions, 1994, Vol. 100, PART 1, pp. 63 - 72, 1994.
- [15] X. Zeng, M.C. Chyu and Z.H. Ayub, '*Nozzle-Sprayed Flow Rate Distribution on a Horizontal Tube Bundle*', ASHRAE Trans, Vol. 101, Part 1, pp. 136 - 149, 1995.
- [16] X. Zeng, M.C. Chyu and Z.H. Ayub, '*Performance of Nozzle-Sprayed Ammonia Evaporator with Square Pitch Plain Tube Bundle*', ASHRAE Transactions., Vol. 103, Part 2, pp. 68 - 81, 1997.

- [17] X. Zeng, M.C. Chyu and Z.H. Ayub, '*Ammonia Spray Evaporation Heat Transfer Performance of Single Low-Fin and Corrugated Tubes*', ASHRAE Transactions, Vol. 104, Part 1, pp. 185 – 196, 1998.
- [18] X. Zeng, G.P. Jin, M.C. Chyu and Z.H. Ayub, '*Boiling of Ammonia/Lubricant Mixture on a Horizontal Tube in a Flooded Evaporator with Inlet Vapor Quality*', Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 30, N°3, pp. 223 - 231, 2006.
- [19] P. Thors and J.E. Bogart, '*In-Tube Evaporation of HCFC-22 with Enhanced Tubes*', Journal Enhanced Heat Transfer, Vol. 1, N°4, pp. 365 - 377, 1994.
- [20] M.K. Jensen and H.P. Bensler, '*Saturated Forced Convective Boiling Heat Transfer with Twisted Tape Inserts*', Journal of Heat Transfer, Vol. 108, N°1, pp. 93 – 99, 1986.
- [21] H.C. Unal, '*Determination of the Temperature Distribution in an Extended Surface With a non uniform Heat Transfer coefficient*', International Journal of Heat and Masse Transfer, Vol. 28, N°12, pp. 2279 – 2284, 1985.
- [22] H.C. Unal, '*An Analytic Study of Boiling Heat Transfer From a Fin*', International Journal of Heat and Masse Transfer, Vol. 30, N°2, pp. 341 – 349, 1987.
- [23] K. Laor and H. Kalman, '*Performance and Optimum Dimensions of Different Cooling Fins with a Temperature Dependent Heat Transfer Coefficient*', International Journal of Heat and Masse transfer, Vol. 39, N°9, pp. 1993 – 2004, 1996.