

Etude d'un Récupérateur de Chaleur Croisé à Tubes Lisses

C. Bougriou

Institut de Mécanique, Université de Batna Algérie

(Accepté le)

Résumé — Nous présentons une méthode de simulation et de calcul des récupérateurs de chaleur croisé (Air-Eau) à tubes lisses. Ce modèle de calcul est validé par une approche expérimentale, en utilisant un faisceau de tubes (échangeur industriel) en arrangement quinconcé. Le logiciel prédit les flux de chaleur échangés dans une fourchette de 10%. L'échangeur croisé contre-courant est le plus performant des échangeurs croisés. La configuration croisé simple est non rentable. Dans la plupart des cas, le flux de chaleur total échangé par un échangeur croisé contre-courant est environ de 10% supérieur au flux échangé dans un échangeur croisé co-courant.

Abstract — We present a simulation and a computation method of cross heat recuperators (Air-Water). This computation model is validated with an experimental approach, using staggered smooth tubes bundle (industrial heat exchanger). The software predicts the heat exchange in a range of 10%. The countercurrent cross exchanger is the best of the cross exchanger configurations. The difference between counter-current cross exchanger and concurrent cross exchanger is in order of 10%. The simple cross configuration is uneconomic rent.

Mots Clés : Echangeur croisé, Air, Eau, Tubes lisses.

1. INTRODUCTION

Durant ces dernières années, l'intérêt considérable de fabriquer des échangeurs de plus en plus compacts a conduit à rechercher des techniques d'intensification des échanges de chaleur entre une source chaude et une source froide et à réaliser des programmes et des logiciels de simulation. Dans cette présente étude, on présente un programme de simulation des échangeurs croisés. Ces échangeurs de chaleur sont à tubes lisses. Les fluides mis en service sont de l'air chaud et de l'eau froide. L'eau circule à l'intérieur des tubes et l'air chaud s'écoule perpendiculairement aux tubes. Trois configurations de circulation du fluide secondaire (eau) sont étudiés. Ces différentes configurations sont les écoulements ; croisé simple ; croisé à co-courant et croisé à contre-courant.

Ce programme de simulation a été validé par des essais sur un échangeur industriel. L'échangeur testé est du type croisé à contre-courant. L'étude de cette configuration est la plus difficile à traiter, car au départ du calcul on ne connaît que la température du fluide primaire (air). L'échangeur est découpé en plusieurs mailles. Chaque maille représente une rangée de tubes. Dans ce qui suit, on a étudié plusieurs effets sur le transfert de chaleur Ces différents effets sont : le débit d'air ; le débit d'eau ; le nombre de rangs ; l'arrangement du faisceau de tubes ; la conductivité thermique de tubes et l'encrassement.

2. FORMULATION DES TRANSFERTS DE CHALEUR

La formulation des transferts de chaleur à fait l'objet de nombreuses études [1-6]. Dans les calculs, les propriétés de deux fluides varient avec la température et la pression le long de l'échangeur.

2.1. Evaluation des coefficients d'échange de chaleur

2.1.1. Coefficient d'échange de chaleur intérieur

Le coefficient d'échange de chaleur par convection à l'intérieur des tubes h_i est calculé suivant Gnielinski [7]. Il a exploité un grand nombre de données expérimentales sur le transfert de chaleur dans les tubes et il a proposé une corrélation utilisable pour le régime de transition et pour le régime turbulent en tenant compte de la longueur d'établissement de l'écoulement. Les propriétés physiques sont calculées à la température moyenne de l'eau.

$$Nu_s = \frac{\Omega}{8} \frac{(Re_s - 10^3) Pr_s}{1 + 12.7 \left(\frac{\Omega}{8}\right)^{0.5} (Pr_s^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_i}{l}\right)^{2/3} \right] \quad (1)$$

Cette corrélation est utilisable pour : $0.6 < Pr_s < 2000$, $2300 < Re_s < 10^6$ et $0 < d_i/l < 1$

Elle décrit la grande majorité des résultats expérimentaux dans une fourchette de 20%. Le nombre de Reynolds pour un échangeur croisé à contre-courant (ou croisé à co-courant) est donné par :

$$Re_s = 4 \frac{m_s}{\pi d_i n_t \mu_s} \quad (2)$$

Pour un échangeur croisé simple, le nombre de Reynolds est donné par :

$$Re_s = 4 \frac{m_s}{\pi d_i n_t n_r \mu_s} \quad (3)$$

Pour un écoulement turbulent hydrauliquement lisse, le coefficient de Darcy est donné par des relations différentes, suivant le nombre de Reynolds.

1. $2300 \leq Re_s \leq 10^5$, On applique la formule de Blasius [8] :

$$\Omega = 0.3164 Re_s^{-0.25} \quad (4)$$

2. $10^5 \leq Re_s \leq 10^6$, On applique la relation de Herman [8] :

$$\Omega = 0.0054 + 0.3964 Re_s^{-0.30} \quad (5)$$

Le coefficient d'échange de chaleur interne est donné par :

$$h_i = \frac{Nu_s \lambda_s}{d_i} \quad (6)$$

2.1.2. Coefficient d'échange de chaleur extérieur

Le coefficient d'échange de chaleur par convection à l'extérieur des tubes h_e est calculé suivant l'arrangement de tubes dans le faisceau. Le coefficient d'échange de chaleur par convection à l'extérieur des tubes h_e est calculé suivant [9]. Le nombre de Nusselt moyen d'un rang singulier de tubes lisses dans un écoulement croisé est calculé par :

$$Nu_{p, \text{rang}} = 0.3 + \sqrt{Nu_{\text{lam}}^2 + Nu_{\text{tur}}^2} \quad (7)$$

$$\text{où} \quad Nu_{\text{lam}} = 0.664 \sqrt{Re_p} Pr_p^{1/3} \quad (8)$$

$$Nu_{\text{tur}} = \frac{0.037 Re_p^{0.8} Pr_p}{1 + 2.443 Re_p^{-0.1} \left(Pr_p^{2/3} - 1 \right)} \quad (9)$$

pour $\begin{cases} 10 < Re_p < 10^5 \\ 0,6 < Pr_p < 10^3 \end{cases}$ le nombre de Reynolds est défini par :

$$Re_p = \frac{\Gamma U_{p, \max}}{\psi \nu_p} \quad (10)$$

La vitesse du fluide dans la section de passage maximale (libre), est donnée par :

$$U_{p, \max} = \frac{m_a}{l P_t n_t \rho_p} \quad (11)$$

La fraction de vide est donnée par :

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4P_t^*} \quad \text{si} \quad P_1^* \geq 1 \quad (12)$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4P_t^* P_1^*} \quad \text{si} \quad P_1^* < 1$$

avec

$$P_1^* = \frac{P_l}{d_e} \quad \text{et} \quad P_t^* = \frac{P_t}{d_e} \quad (13)$$

Le coefficient d'échange de chaleur moyen pour un faisceau de tubes lisses dans un écoulement croisé peut être calculé à partir du nombre de Nusselt moyen d'un rang singulier de tubes, voir Gnielinski et al [9]. Quoi qu'il en soit, à la même vitesse du fluide le nombre de Nusselt pour un rang de tubes dans un faisceau est supérieur à celui du tube d'un rang singulier, parce qu'il dépend du pas longitudinal et du pas transversal. Pour un faisceau de tubes de 10 rangs au plus.

$$Nu_{p, \text{faisc}} = \chi Nu_{p, \text{rang}} \quad (14)$$

avec

$$\begin{cases} \chi = 1 + \frac{2}{3P_1^*} & \text{faisceau quinconcé} \\ \chi = 1 + \frac{0.7}{\psi^{1.5}} \frac{P_1^* / P_t^* - 0.3}{(P_1^* / P_t^* - 0.7)^2} & \text{faisceau aligné} \end{cases}$$

Le coefficient d'échange de chaleur augmente du premier au cinquième rang puis il reste le même pour les tubes suivants. En calculant le nombre de Nusselt moyen pour un faisceau de 10 rangs ou plus, le faible coefficient du transfert de chaleur des premiers rangs n'est pas pris en compte. Pour un faisceau contenant moins de 10 rangs de tubes, cet effet doit être pris en compte comme il est montré par l'équation suivante :

$$Nu_{p, \text{faisc}} = \frac{1 + (n_t - 1) \chi}{n_t} Nu_{p, \text{rang}} \quad (15)$$

Le coefficient d'échange est déterminé par :

$$h_e = \frac{\lambda_p Nu_{p, \text{faisc}}}{\Gamma} \quad (16)$$

La longueur caractéristique de l'écoulement est définie par :

$$\Gamma = \frac{\pi}{2} d_e \quad (17)$$

La vitesse caractéristique $U_{max,p}/\psi$ est la vitesse moyenne dans l'espace limité par deux tubes adjacents dans un rang.

2.1.3. Coefficient d'échange de chaleur global

Le coefficient d'échange de chaleur global en $(W.m^{-2}.K^{-1})$ est calculé suivant l'équation suivante :

$$K = \left[\left(\frac{1}{h_i} + \mathcal{R}_i \right) \frac{S_e}{S_i} + \frac{S_e}{2 \pi \lambda_{tl}} \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{h_e} + \mathcal{R}_e \right]^{-1} \quad (18)$$

et

$$\varphi = K (\theta_{m,p} - \theta_{m,s}) \quad (19)$$

2.2. Les différentes configurations d'écoulements étudiées

La configuration d'écoulement étudiée concerne un écoulement d'air (fluide primaire) sur des tubes horizontaux, en arrangement en ligne ou en quinconce. Dans le logiciel, nous avons étudié trois types d'écoulements du fluide secondaire (eau) à l'intérieur des tubes. Les trois configurations étudiées sont représentées sur la *figure 1* :

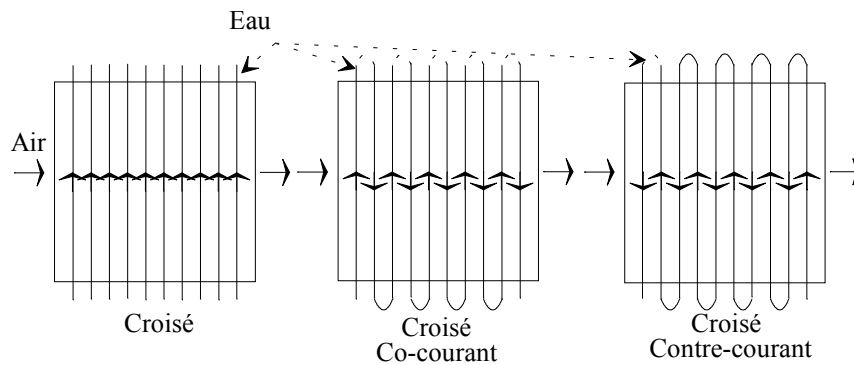


Fig. 1 : Configurations d'écoulement du fluide secondaire.

2.3. Découpage géométrique de l'échangeur

De façon à utiliser les équations du bilan local, l'échangeur est découpé en plusieurs mailles. La maille est définie suivant les trois axes cartésiens. La maille est utilisée pour le calcul unidimensionnel. Chaque rangée de tubes est représentée par une seule maille (*figure 2*).

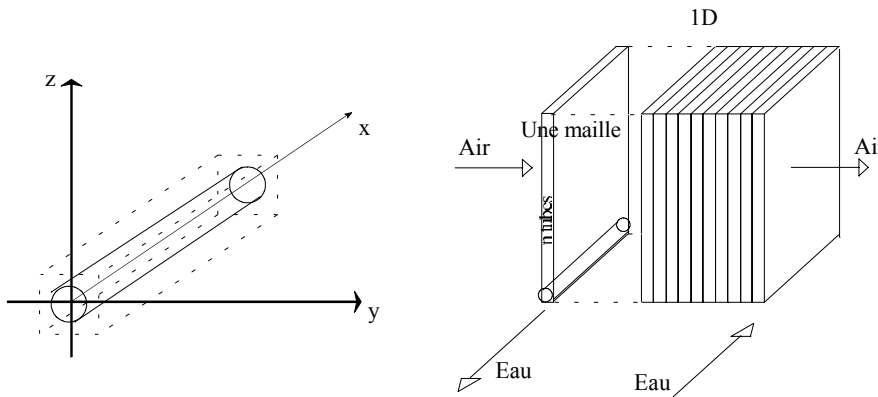


Fig. 2 : Configurations des mailles.

3. BOUCLE EXPERIMENTALE

3.1. Description de la boucle d'essais

Les essais sont effectués sur la plate-forme ESTHER, boucle GAZTON du GRETh. On vise par ces essais à l'obtention des lois d'échange de chaleur, et ainsi des valeurs expérimentales des flux de chaleur et des débits de condensât échangés, lors de la condensation de l'air humide sur des tubes à ailettes. La plate-forme ESTHER est constituée de sept boucles indépendantes permettant de tester différents types d'échangeurs. La boucle GAZTON est destinée aux essais d'échangeurs Air-Air ou Air-Eau. Le schéma de principe de la boucle GAZTON est donné sur la *figure 3*. On distingue deux circuits :

- Le circuit primaire (circuit air) est capable de fournir un débit d'air de 2000 à 10000 Nm³.h⁻¹ à un niveau de température compris entre 100 et 450°C. Il est équipé d'un brûleur à gaz de 1.8 kW. Il peut fonctionner en circuit ouvert ou avec un recyclage. Il est également possible de by-passer une partie de l'air chaud issu du brûleur afin d'ajuster le débit et d'uniformiser le profil de température à l'entrée de l'échangeur. Afin de pouvoir faire varier l'humidité de l'air, le circuit est équipé d'une injection de vapeur d'eau surchauffée qui est disposée à la sortie du brûleur. La vapeur étant fournie par une chaudière (10 bars, 200°C et 700 kg.h⁻¹) située dans la cellule voisine de la boucle GAZTON. L'injection de la vapeur se fait par quatre injecteurs sur trois niveaux disposés à la sortie du brûleur (*figure 4*). Un mélangeur statique assure l'homogénéité du mélange air-vapeur qui est contrôlé par une mesure de la température de rosée, dans la veine d'air.

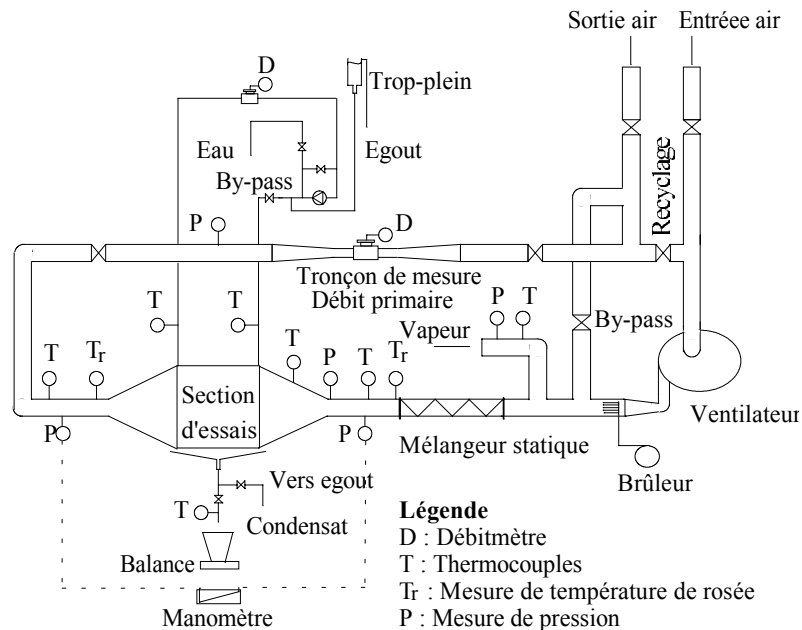


Fig. 3 : Schéma de principe de la boucle GAZTON.

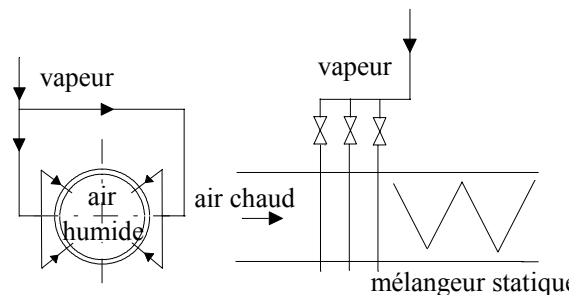


Fig. 4 : Injection de vapeur.

- Le circuit secondaire (circuit eau) est constitué d'une boucle en eau industrielle, semi-fermée munie d'un appoint permettant d'évacuer les calories. Le débit d'eau maximum circulant dans l'échangeur est de l'ordre de $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. La pression est proche de la pression atmosphérique. La disposition du circuit secondaire est sur la *figure 3*.

3.2. Description de l'échangeur

L'échangeur d'essais (croisé à contre-courant) est constitué d'un caisson en acier et d'un faisceau de tubes interchangeable. L'air chaud circule suivant une direction perpendiculaire aux dix rangées de tubes tandis que l'eau utilisée pour le refroidissement de l'air, circule en dix passes à l'intérieur des tubes (*figure 5*). Pour réduire les effets de bord, des tubes postiches (non refroidis) sont disposés sur les plaques supérieure et inférieure de l'échangeur. Les caractéristiques techniques de la géométrie testée sont regroupées dans le tableau I.

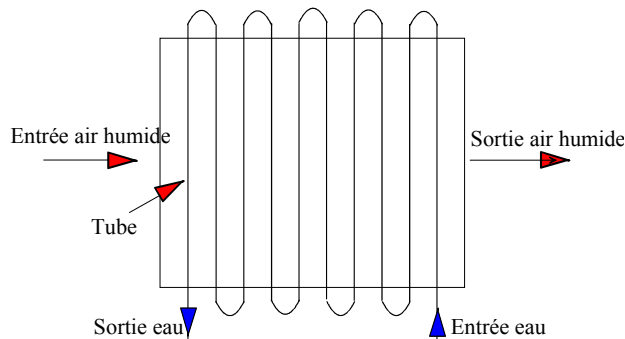


Fig. 5 : Principe d'écoulement des deux fluides - Vue de dessus

Tableau I : Données géométriques

Diamètre intérieur du tube	25.0 mm
Diamètre extérieur du tube	31.8 mm
Pas longitudinal	79.0 mm
Pas transversal	66.4 mm
Nombre de rangs	10
Nombre de tubes par rang	12
Faisceau	Quinconcé

Deux types de tubes sont montés sur l'échangeur (*figures 6 et 7*).

1 - tube postiche (1/2 tube),

2 - tube refroidi.

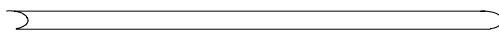


Fig. 6 : Tube postiche.

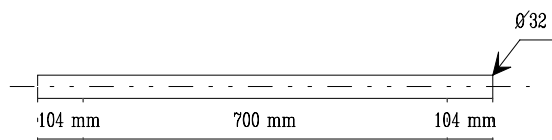


Fig. 7 : Tube refroidi.

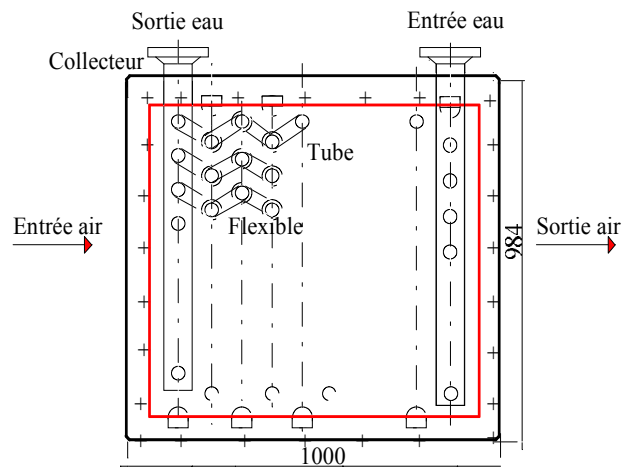


Fig. 8 : Raccordement entre tubes.

3.2.1 Raccordement côté eau

Les tubes sont reliés entre eux par des raccords souples (*figure 8*), de la même manière, on relie les collecteurs d'entrée et de sortie aux tubes de la première et de la dernière rangée. L'échangeur d'essais comporte deux collecteurs d'eau, utilisés respectivement pour l'entrée et

la sortie de l'eau de refroidissement (*figure 8*). Chaque collecteur est dimensionné de manière à obtenir une vitesse d'écoulement d'eau égale à la vitesse à l'intérieur des tubes.

4. RESULTATS

4.1. Validation du modèle

Nous avons effectué des calculs avec des corrélations générales donnant le nombre de Nusselt. Les calculs sont réalisés, en considérant comme conditions aux limites les essais effectués sur la boucle GAZTON (échangeur croisé à contre-courant). Les propriétés des fluides varient avec la température et la pression. Chaque maille représente un tube. Le calcul est unidimensionnel, c'est à dire que les calculs sont réalisés sur une seule couche de tubes. La puissance thermique évacuée par l'échangeur est égale à la puissance thermique échangée par une couche multipliée par le nombre de tubes par rang (n_r).

On remarque que l'écart entre la puissance thermique mesurée et calculée ne dépasse pas 10%. Ce résultat, indique que le modèle est bien validé (*figure 9*).

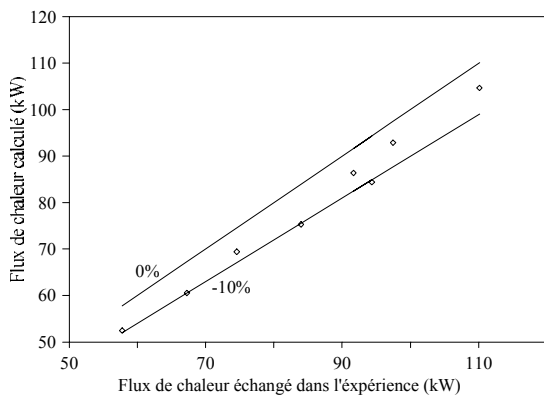


Fig. 9 : Comparaison Calcul-Expérience (kW)

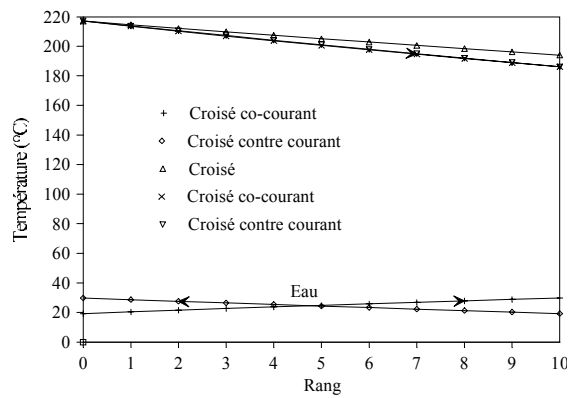


Fig.10: Profils de température de deux fluides (°C)

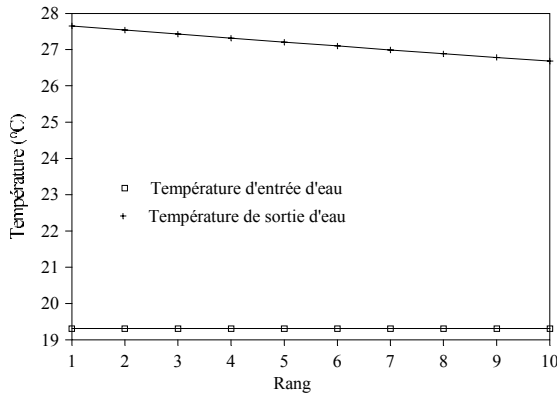


Fig. 11 : Profils de température de l'eau dans un échangeur croisé (°C)

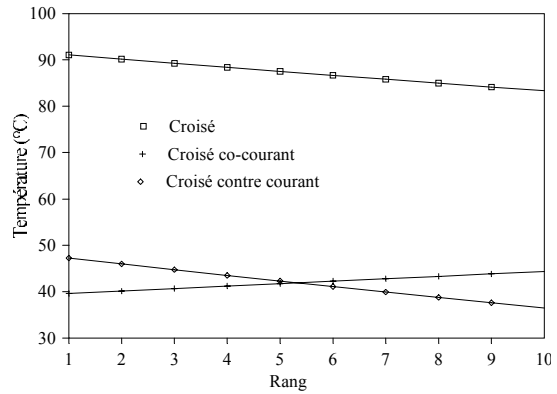


Fig. 12 : Profils de température de paroi (°C)

4.2. Autres résultats généraux et commentaires

On donne ci dessous des résultats du calcul, qui nous semble importants :

4.2.1. Comparaison entre les trois configurations de l'échangeur croisé

Les échangeurs croisé co-courant et contre-courant ont le même profil de température primaire. Le profil de température secondaire pour les deux échangeurs est symétrique par rapport au milieu de l'échangeur, cela est dû à l'entrée opposée de l'eau dans les deux échangeurs de chaleur. L'air dans l'échangeur croisé se refroidit mal par rapport aux autres

configurations, l'eau se chauffe peu, cela est dû à son temps de résidence très court dans l'échangeur par rapport aux autres configurations (*figures 10 et 11*).

La température de paroi d'un échangeur croisé est très élevée à celle des deux autres configurations. Lors de la condensation d'une vapeur sur les tubes, elle se fait préférentiellement à l'entrée de l'échangeur croisé co-courant et à la sortie d'un échangeur croisé contre-courant. De même façon, il est fort probable que la vapeur ne se condense pas ou très difficilement dans un échangeur croisé simple. (*figure 12*).

Les coefficients d'échange de chaleur par convection à l'extérieur de tubes sont proches dans le cas des configurations croisé co-courant et contre-courant. Le coefficient d'échange de chaleur pour un échangeur croisé est supérieur à celui de deux autres configurations. Cela est dû au mauvais échange de chaleur, la température de l'air reste très élevée (l'abaissement de température est médiocre) (*figure 13*).

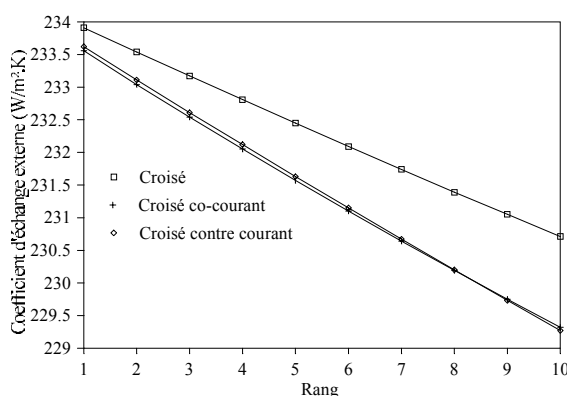


Fig. 13 : Profil du coefficient d'échange de chaleur par convection ($W/m^2.K$)

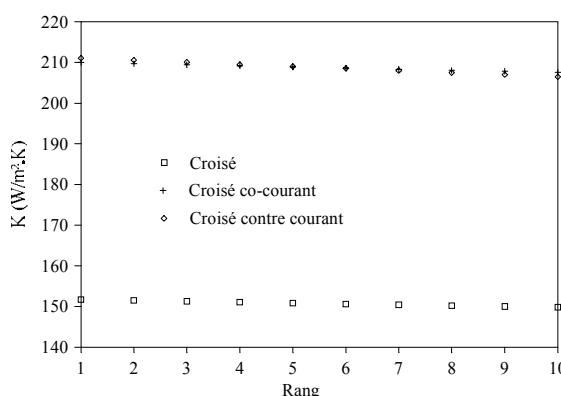


Fig. 14 : Profil du coefficient d'échange global ($W/m^2.K$)

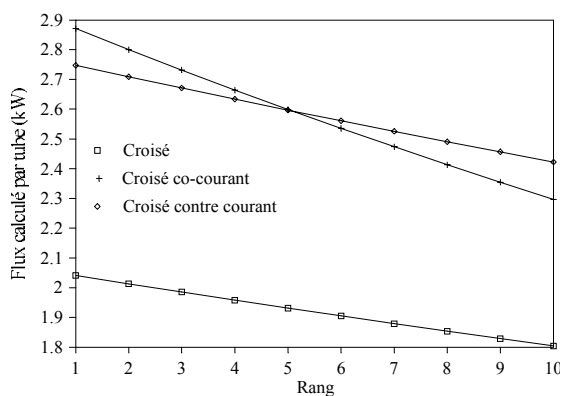


Fig. 15 : Profils du flux de chaleur échangé par tube (kW)

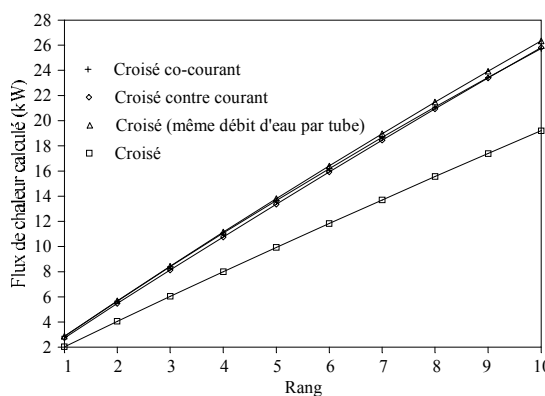


Fig. 16 : Flux de chaleur échangé par tube le long de l'échangeur (kW)

Le coefficient d'échange global est presque le même pour les configurations croisé co-courant et contre-courant. Dans l'exemple donné ci-dessous, il est presque le double qu'à celui d'un échangeur croisé, cela est dû principalement au fort coefficient d'échange de chaleur par convection de l'eau. La vitesse de circulation de l'eau à l'intérieur des tubes d'un échangeur croisé est (n_r) fois inférieure à celle des autres configurations étudiées (*figure 14*).

On fait la même remarque citée ci-dessus, à part que le flux de chaleur échangé par tube et par rang pour un échangeur croisé co-courant est supérieur à celui d'un échangeur croisé contre-courant pour les premières rangées de tubes (*figure 15*).

Le flux de chaleur échangé (cumulé) le long de l'échangeur est presque le même pour les configurations ; croisé co-courant ; croisé contre-courant et croisé du même débit d'eau transitant par tube (débit d'eau total d'eau est " n_r " fois supérieur au débit des autres

configurations). Le flux de chaleur échangé dans les configurations précédentes peut dépasser 50% le flux de chaleur échangé dans un échangeur croisé (*figure 16*). Dans la plupart des cas, le flux de chaleur total échangé par un échangeur croisé contre-courant est environ 10% supérieur au flux échangé dans un échangeur croisé co-courant.

4.2.2. Effet d'arrangement de tubes dans le faisceau

L'arrangement de tubes dans un faisceau d'échangeur est très important, le flux de chaleur échangé dans un arrangement quinconcé est d'environ 40% supérieur au flux échangé dans faisceau de tubes en arrangement aligné (*figure 17*).

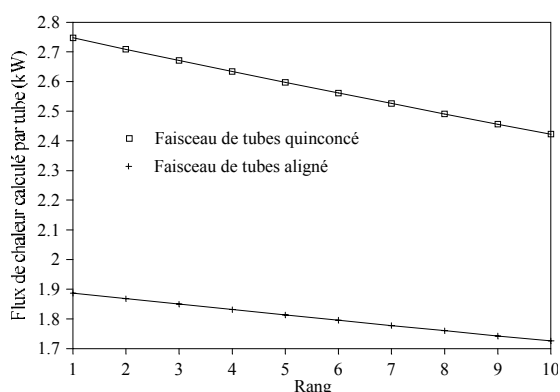


Fig. 17: Effet d'arrangement de tubes dans le faisceau sur le flux de chaleur calculé par tube (kW)

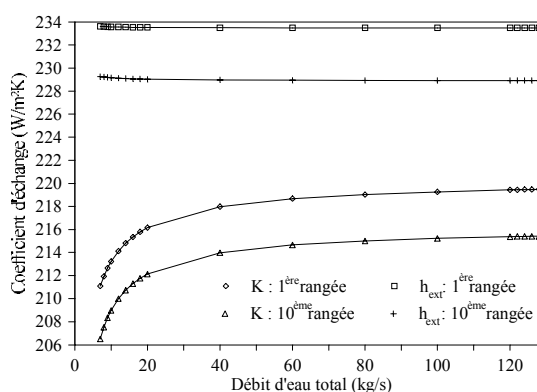


Fig. 18 : Evolutions des coefficients d'échange de chaleur (W/m².K)

4.2.3. Effet de débit d'eau

En augmentant le débit d'eau passant à l'intérieur des tubes, le coefficient d'échange de chaleur global augmente sensiblement jusqu'à une valeur asymptotique au delà de la quelle il reste constant. On remarque qu'en augmentant le débit d'eau (vitesse de circulation d'eau à l'intérieur des tubes), on ne peut pas atteindre la valeur du coefficient d'échange de chaleur de la phase gazeuse. On conclut dans ce cas (échangeur gaz-liquide), qu'il est primordial d'augmenter le coefficient d'échange de chaleur de la phase gazeuse par la pose des ailettes de grande conductivité thermique ou par l'augmentation de la vitesse du gaz en installant un ventilateur. Les fluctuations du coefficient d'échange de la phase gazeuse sont dues à la variation des propriétés physiques de l'air avec la température (*figure 18*).

On peut faire les mêmes remarques que ci-dessous pour l'évolution du flux de chaleur échangé par tube dans l'échangeur en allant de l'entrée vers la sortie de l'échangeur (*figures 19, 20 et 21*). Le flux de chaleur échangé à la sortie de l'échangeur est inférieur au flux échangé à l'entrée de l'échangeur, cela est dû au mauvais échange de chaleur entre les deux fluides à la sortie de l'échangeur. L'écart de température entre les deux fluides diminue en allant de l'entrée à la sortie de l'échangeur.

En augmentant le débit d'eau, l'élévation de la température de l'eau diminue très sensiblement (*figure 20*). L'abaissement de la température d'air chaud est insignifiante en augmentant le débit d'eau, cela est dû à son mauvais coefficient d'échange de chaleur qui freine l'augmentation du coefficient d'échange global et le flux de chaleur échangé (*figures 18, 19 et 21*).

La température de paroi diminue et s'approche de la température d'eau avec l'augmentation du débit d'eau. Cela se traduit par un bon échange de chaleur entre la paroi du tub et l'eau de refroidissement. Les dernières rangées sont plus froides que les premières dans un échangeur croisé à contre-courant (*figure 22*).

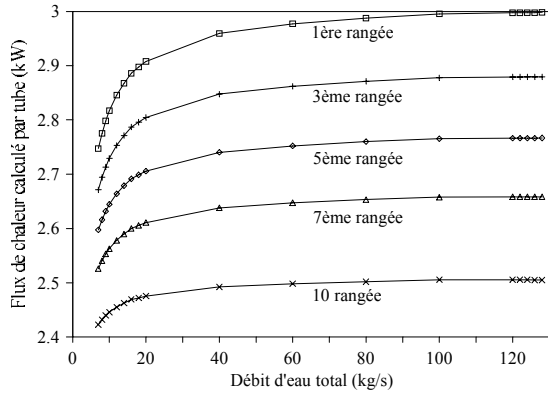


Fig. 19 : Evolution du flux de chaleur échangé par tube (kW)

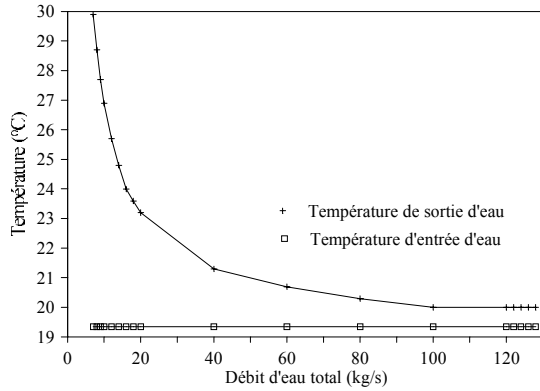


Fig. 20 : Elévation de la température d'eau froide

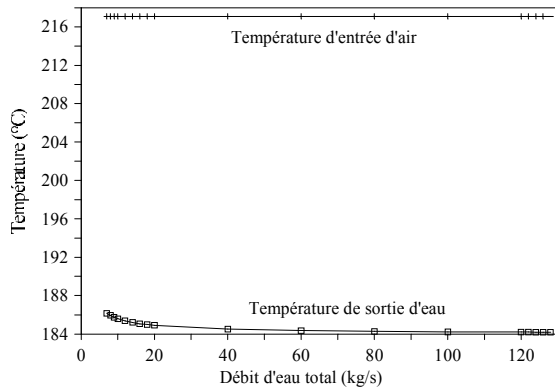


Fig. 21 : Abaissement de la température d'air chaud

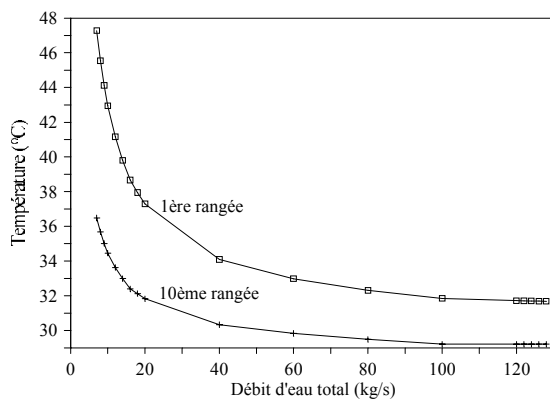


Fig. 22 : Evolution de la température de la paroi de tubes

4.2.4. Effet de débit d'air

Le flux de chaleur échangé par tube augmente avec le débit d'air, cela est dû à l'amélioration du coefficient d'échange convectif de l'air et du coefficient d'échange de chaleur global (figure 23). Comme il a été mentionné précédemment les premières mailles échantent plus de chaleur que les dernières rangées, cela est dû toujours à la différence de température énorme de deux fluides à l'entrée de l'échangeur.

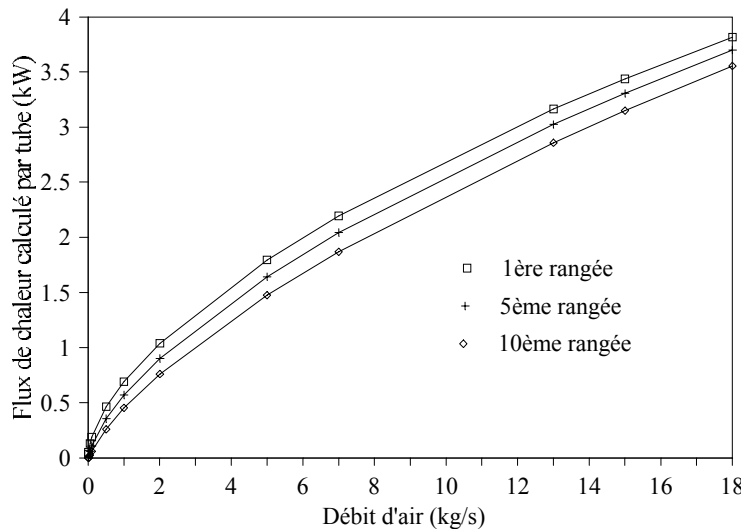


Figure 23 : Evolution du flux de chaleur par tube (kW)

4.2.5. Effet de nombre de rangs

En augmentant le nombre de rangs dans un échangeur, on remarque que la température de l'air s'abaisse jusqu'à atteindre la température d'entrée d'eau dans un échangeur croisé contre-courant. Par contre dans un échangeur croisé co-courant, la température de l'air ne peut pas sortir plus froide que la température de sortie d'eau froide. La limite thermodynamique est atteinte très rapidement dans un échangeur croisé co-courant. Suivant [10], dans un échangeur à croisement multiples on peut appliquer les expressions des échangeurs de chaleur méthodiques ou anti-méthodiques suivant que les courants sont respectivement croisés contre-courant ou croisé co-courant dès que le nombre de rangées dépasse 5 rangées (figure 24).

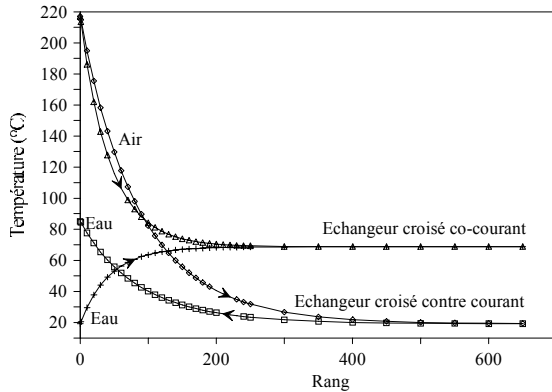


Fig.24: Profils des températures dans les échangeurs croisés (co-courant et contre-courant)

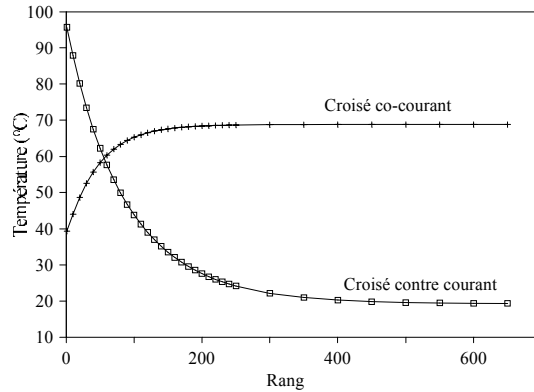


Fig. 25 : Evolution de la température de tubes

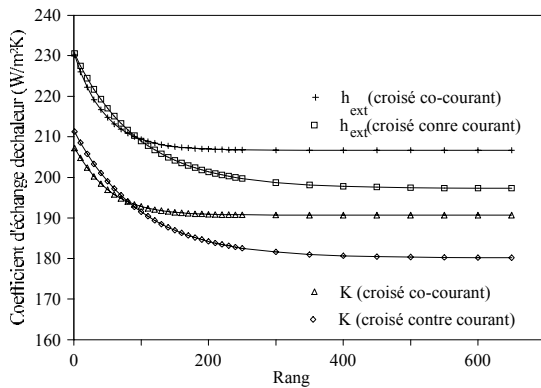


Fig. 26 : Evolutions des coefficients d'échange (W/m².K)

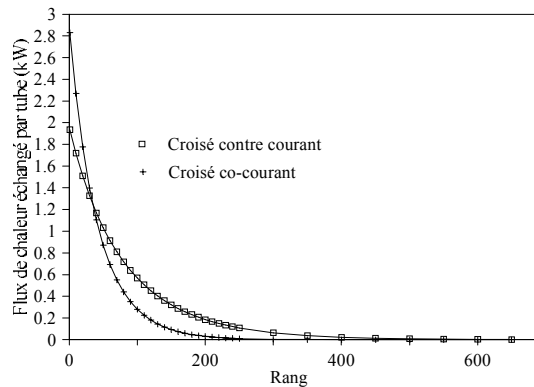


Fig. 27 : Profil du flux de chaleur échangé par tube (kW)

La température de paroi de tubes évolue et stagne au delà d'une valeur critique, cela est dû à l'arrêt d'échange de chaleur. La condensation d'une vapeur doit se faire préalablement à l'entrée de l'échangeur croisé co-courant et à la sortie d'un échangeur croisé contre-courant (figure 25).

Les valeurs les plus élevés du coefficient d'échange de chaleur global et du coefficient d'échange de l'air dans les première rangées correspondent à l'échangeur croisé contre-courant. Cela s'inverse en augmentant le nombre de rangs. Ce phénomène peut s'expliquer par le mauvais échange de chaleur dans le cas d'un échangeur croisé co-courant. La température de l'air reste élevé. Le coefficient d'échange de chaleur du gaz est plus élevé à haute température à cause de l'influence des propriétés physiques (figure 26). Effectivement, à titre d'exemple, la vitesse de l'air diminue avec la température. La vitesse d'écoulement de l'air augmente de 27% en élevant la température de l'air de 100°C à 200°C (la conductivité augmente de 23%).

Le flux de chaleur échangé par tube dans un échangeur croisé contre-courant croît et dépasse celui d'un échangeur croisé co-courant en augmentant le nombre de rangs (*figure 27*). Globalement le transfert de chaleur diminue et s'annule en augmentant le nombre de rangs.

4.2.6. Effet de la conductivité thermique du tube

En augmentant la conductivité thermique, la température de la paroi chute sensiblement puis stagne, cela se traduit par une diminution de la résistance thermique par conduction dans le tube. L'échange de chaleur est intensifié. Si on veut condenser une vapeur, on a intérêt de prendre des tubes de conductivité thermique élevée à 50 W/m².K (*figure 28*).

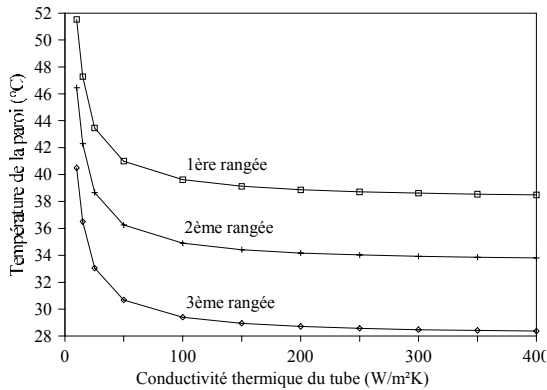


Fig. 28 : Profils de la température de tubes

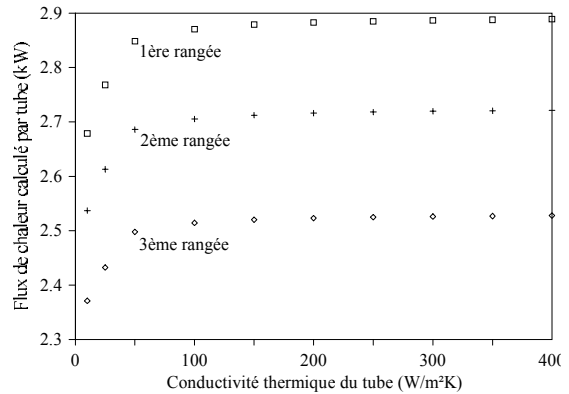


Fig. 29 : Variation du flux de chaleur échangé par tube (kW)

On peut faire la même remarque que ci-dessus en ce qui concerne le flux de chaleur échangé par tube. Le flux de chaleur est amélioré de 6% en travaillant avec un tube de conductivité thermique de 50 W/m².K au lieu de 10 W/m².K (*figure 29*). En augmentant d'avantage la conductivité thermique de la paroi du tube l'intensification du transfert de chaleur ne peut pas dépasser 9%.

4.2.7. Effet de l'encrassement

La température de la paroi est nettement supérieure dans le cas d'un échangeur encrassé par rapport à un échangeur propre. Cela est dû au mauvais échange de chaleur causé par la résistance thermique supplémentaire de l'encrassement (*figure 30*). La condensation d'une vapeur se fait difficilement dans le cas d'un échangeur encrassé.

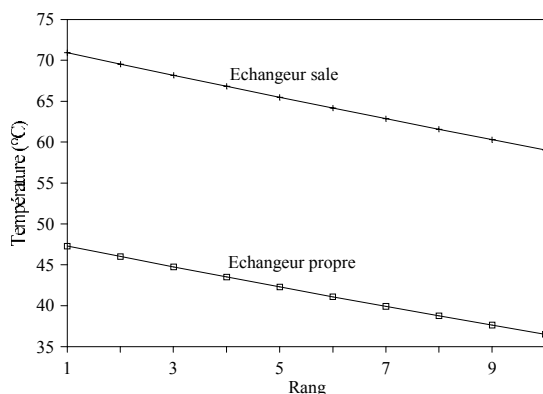


Fig. 30 : Température de paroi

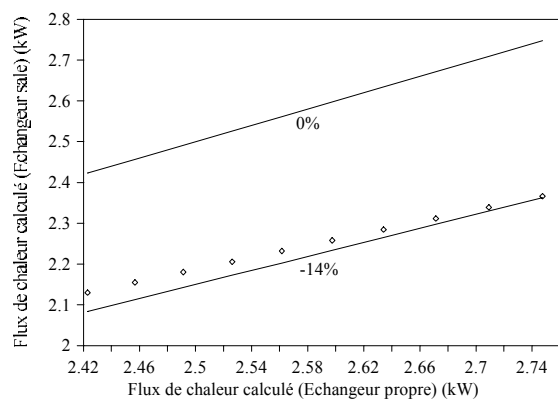


Fig. 31 : Flux de chaleur échangé par maille (kW)

Les mêmes remarques citées ci-dessus sont valables pour le flux de chaleur échangé par tube. A titre d'exemple, on voit qu'un échangeur de chaleur propre est performant de 14% par

rapport à un échangeur sale (*figure 31*). Les résistances d'encrassement prises sont respectivement : $\mathcal{R}_i=0.0004 \text{ m}^2.\text{K}/\text{W}$ et $\mathcal{R}_e=0.0003 \text{ m}^2.\text{K}/\text{W}$, [10].

5. CONCLUSION

Nous avons développé une modélisation permettant de simuler les échanges de chaleur dans un récupérateur croisé Eau-Air à tubes lisses. Le programme prédit les flux de chaleur échangés dans une fourchette de 10%. Le flux de chaleur échangé par maille décroît, en allant de l'entrée à la sortie de l'échangeur. Cela est dû aux grands écarts de température entre le fluide secondaire et le fluide primaire à l'entrée de l'échangeur. L'échangeur croisé contre-courant est le plus performant des échangeurs croisés. La configuration croisé simple est non rentable. Dans la plupart des cas, le flux de chaleur total échangé par un échangeur croisé contre-courant est environ de 10% supérieur au flux échangé dans un échangeur croisé co-courant.

Lors de la condensation d'une vapeur sur les tubes, elle se fait préférentiellement à l'entrée de l'échangeur croisé co-courant et à la sortie d'un échangeur croisé contre-courant. De même façon, il est fort probable que la vapeur ne se condense pas ou très difficilement dans un échangeur croisé simple. Le flux de chaleur échangé dans un arrangement quinconcé est environ 40% supérieur au flux échangé dans un faisceau de tubes en arrangement aligné.

En augmentant le coefficient d'échange de l'eau, le coefficient d'échange global ne peut pas atteindre la valeur du coefficient d'échange de chaleur de la phase gazeuse. Dans les échangeurs (gaz-liquide), il est primordial d'augmenter le coefficient d'échange de chaleur de la phase gazeuse par la pose des ailettes et par l'installation d'un ventilateur. Dans un échangeur à croisement multiples, on doit appliquer les expressions des échangeurs de chaleur méthodiques ou anti-méthodiques, suivant que les courants sont respectivement croisé contre-courant ou croisé co-courant dès que le nombre de rangées dépasse 5 rangées.

On a intérêt de prendre des tubes de conductivité thermique élevée à $50 \text{ W}/\text{m}^2.\text{K}$. Le flux de chaleur est amélioré de 6% en travaillant avec un tube de conductivité thermique de $50 \text{ W}/\text{m}^2.\text{K}$ au lieu de $10 \text{ W}/\text{m}^2.\text{K}$. La condensation d'une vapeur se fait difficilement dans le cas d'un échangeur encrassé. On doit désencrasser les échangeurs de chaleur le plus souvent possible, car leur performances en dépend. Les propriétés physiques influent beaucoup sur le coefficient d'échange de chaleur.

Pour les études futures, il serait plus intéressant ; d'utiliser des tubes à ailettes ; de changer les fluides et; de condenser une vapeur ; etc.

Remerciements — L'étude expérimentale a été réalisée et financée par le Groupement pour la Recherche sur les Echangeurs Thermiques du Centre d'Etudes Nucléaires de Grenoble, auquel nous adressons nos remerciements.

NOMENCLATURE

K	: coefficient d'échange de chaleur global, $\text{W}.\text{m}^{-2}.\text{K}^{-1}$	l	: longueur du tube, m
m	: débit massique du fluide, $\text{kg}.\text{s}^{-1}$	n_t	: nombre de tubes par rang
P^*_1	: pas longitudinal rapporté au diamètre extérieur du tube	P_1	: pas longitudinal, m
P_t	: pas transversal, m	S	: surface d'échange, m^2
\mathcal{R}	: résistance d'encrassement, $\text{m}^2.\text{K}/\text{W}$	U	: vitesse du fluide, $\text{m}.\text{s}^{-1}$
P^*_t	: pas transversal rapporté au diamètre extérieur du tube	n_r	: nombre de rangs
h	: coefficient d'échange de chaleur par convection, $\text{W}.\text{m}^{-2}.\text{K}^{-1}$		

Lettres Grecques

χ : coefficient de correction	φ : densité du flux de chaleur $W.m^{-2}$
Γ : longueur caractéristique de l'écoulement, m	λ : conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
μ : viscosité dynamique du fluide, Pa.s	θ : température, °C
ρ : masse volumique, $kg.m^{-3}$	ν : viscosité cinématique du fluide, $m^2.s^{-1}$
Ω : coefficient de Darcy	ψ : fraction de vide

Nombres adimensionnels

Nu : nombre de Nusselt, $Nu=h d/\lambda$	Re : nombre de Reynolds, $Re=U d/\nu$
Pr : nombre de Prandtl, $Pr=\mu Cp/\lambda$	

Indices - Abréviations

a : air sec	e : extérieur	faisc : faisceau
la : laminaire	i : intérieur	max : maximum
m		
p : primaire	rang : rang	s : secondaire
t : tube	tur : turbulent	

REFERENCES

- [1] D. Q. Kern, *Process heat transfer.*, McGraw- Hill Book Company Inc, New York.
- [2] W. H. Mc Adams, *Heat transmission*, 3rd Ed.. McGraw-Hill, New York. 1954.
- [3] J. Stasiulevicius et S. Skrinska, *Heat transfer of finned tube bundles in crossflow.* : Springer-Verlag, Berlin ,1988, 224 p.
- [4] J. F. Sacadura, *Initiation aux transferts thermiques.* Edition Lavoisier, Paris, 1993.
- [5] F. Kreith, *Transmission de la chaleur et thermodynamique.* Masson, Paris, 1967.
- [6] C. Bougriou, "Etude du transfert de chaleur par condensation d'air humide sur des tubes à ailettes". Thèse de Docteur INSA de Lyon, 1991, 91 ISAL 0087, 184 p.
- [7] V. Gnielinski, "New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow". Int. Chem. Eng.16 (1976)
- [8] I. E. Idelcik (I.E), *Mémento des pertes de charge.*, Eyrolles Edition, Paris, 1986, 494 p.
- [9] V. Gnielinski, "Gleichungen zur berechnung des wärmeübergangs in querdurchstromten einzelnen und rohrbündeln". Forsh. Ingenieurwes.44(1978)pp. 15-25
- [10] C. Bougriou, *Calcul et technologie des échangeurs de chaleur.*, Presses de l'Université de Batna, Algérie, 1998, 200p.