

Etude du Récupérateur de Chaleur Croisé à Tubes à Ailette

C. Bougriou

Laboratoire d'Etudes des Systèmes Energétiques Industrielles, Université de Batna - Algérie
E-mail : cherif_bougriou@caramail.com Fax : 033 804 849

Résumé – Nous présentons une méthode de simulation et de calcul des récupérateurs de chaleur croisé (Air-Eau) à tubes ailetés. Ce modèle de calcul est validé par une approche expérimentale, en utilisant trois faisceaux de tubes (échangeurs industriels) en arrangement aligné et 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 croisée 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. Un échangeur croisé à ailettes peut échanger cinq fois plus de chaleur qu'un échangeur à tubes lisses.

Abstract – We present a simulation and computation method of crossed heat recuperators (Air-Water). This computation model is validated with an experimental approach, using three finned tubes bundle (industrial heat exchangers). The tubes bundle is in staggered or aligned arrangement. The software predicts the exchanged heat rate in a range of 10%. The counter current cross exchanger is the best of cross exchanger configurations. In most cases, the difference between counter-current cross exchanger and parallel cross exchanger is in order of 10%. The sample crossed configuration is uneconomic rent. The finned heat exchanger can exchange five times more heat that smooth cross heat exchanger.

Mots Clés : Echangeur croisé - Air - Eau - Tubes lisses - Tubes à ailettes.

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. Parmi les techniques utilisées dans la conception des échangeurs de chaleur à faisceau de tubes, l'utilisation des ailettes permet d'augmenter le niveau de la turbulence dans la couche limite, ainsi que la surface d'échange de chaleur. Les tubes à ailettes sont utilisés uniquement dans le cas où un côté du tube (côté ailettes) présente un faible coefficient d'échange de chaleur (circulation ; d'une vapeur sèche, d'un gaz, d'un mélange gazeux,..). Dans cette présente étude, on présente un programme de simulation des échangeurs croisés. Ces échangeurs de chaleur sont à tubes lisses et à tubes à ailettes. 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 étudiées. 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 trois échangeurs industriels. Les échangeurs testés sont 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 afin de tenir compte de la variation des propriétés physiques des fluides. 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; le nombre des ailettes; l'épaisseur des ailettes; la conductivité thermique de tubes et des ailettes et l'encrassement.

2. FORMULATION DES TRANSFERTS DE CHALEUR

La formulation des transferts de chaleur a 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 et suivant la géométrie du tube.

2.1.2.1. Tube lisse

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 :

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

Où

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

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

(9)

Pour $10 < Re_p < 10^5$ et $0.6 < Pr_p < 10^3$.

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 :

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

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

(12)

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

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 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.

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

Avec

$$\chi = 1 + \frac{2}{3 P_1^*} \quad \text{faisceau quinconcé}$$

$$\chi = 1 + \frac{0.7 P_1^* / P_t^* - 0.3}{\psi^{1.5} (P_1^* / P_t^* - 0.7)^2} \quad \text{faisceau aligné}$$

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 :

$$\text{Nu}_{p, \text{ faisce}} = \frac{1 + (n_t - 1) \chi}{n_t} \text{Nu}_{p, \text{ rang}} \quad (15)$$

Le coefficient d'échange est déterminé par :

$$h_e = \frac{\lambda_p \cdot \text{Nu}_{p, \text{ faisce}}}{\Gamma} \quad (16)$$

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.

2.1.2.2. Tube à ailettes

a - Faisceau quinconcé

Le coefficient d'échange de chaleur par convection à l'extérieur des tubes, pour un faisceau quinconcé, suivant PFR [10], est donné par :

$$h_e = 0.29 \frac{\lambda_p}{d_e} \text{Re}_p^{0.633} \text{Pr}_p^{1/3} \left(\frac{S_a}{S} \right)^{-0.17} \quad (18)$$

valable pour: $1000 < \text{Re}_p < 40000$ $4 < \frac{S_a}{S} < 34$

b - Faisceau aligné

Le coefficient d'échange de chaleur par convection à l'extérieur des tubes, pour un faisceau aligné est donné par PFR [10].

$$h_e = 0.67 h_e (\text{faisceau quinconcé}) \quad (19)$$

2.1.3. Coefficient d'échange de chaleur global

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

$$K = \left[\left(\frac{1}{h_i} + \mathfrak{R}_i \right) \frac{S_e}{S_i} + \frac{S_e}{2 \pi \lambda_t l} \text{Ln} \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{\eta_g h_e} + \mathfrak{R}_e \right]^{-1} \quad (20)$$

$$\varphi = K (\theta_{m, p} - \theta_{m, s}) \quad (21)$$

2.1.4. Efficacité de la surface ailetée

L'efficacité globale de la surface de tube est donnée par :

$$\eta_g = 1 - \left(1 - \eta_f\right) \frac{S_{as}}{S_a} \quad (22)$$

Avec η_f efficacité de l'ailette, ce facteur est compris entre 0 et 1. Il permet de tenir compte du fait que l'ailette n'est pas à la température de la paroi extérieure des tubes (température de base d'ailette). L'efficacité d'une ailette est donnée par la relation suivante :

$$\eta_f = \frac{\text{Tanh}(\zeta l_{ac})}{\zeta l_{ac}} \quad (23)$$

$$\zeta = \sqrt{2 \frac{h_e}{\lambda_a \delta_a}} \quad (24)$$

La longueur corrigée de l'ailette, voir Schmidt [11], est donnée par :

$$l_{ac} = 0.5 d_e \left(D_a^* - 1 \right) \left[1 + 0.35 \text{Ln} \left(D_a^* \right) \right] \quad (25)$$

$$D_a^* = \frac{D_a}{d_e} \quad (26)$$

$$S_{as} = S_a - \pi d_e \left(1 - \delta_a n_a \right) \quad (27)$$

$$S_a = \pi d_e \left[1 + \delta_a n_a \left(D_a^* - 1 \right) + 0.5 d_e n_a \left(D_a^{*2} - 1 \right) \right] \quad (28)$$

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 en Fig. 1 :

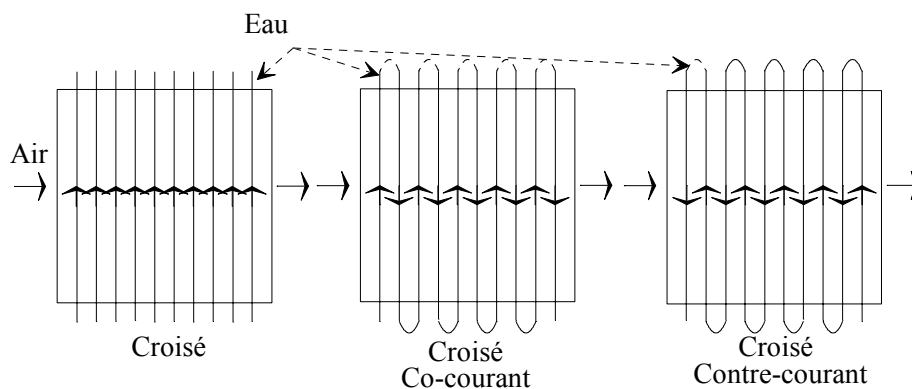


Fig. 1: Configurations d'écoulement du fluide secondaire.

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 (Fig. 2).

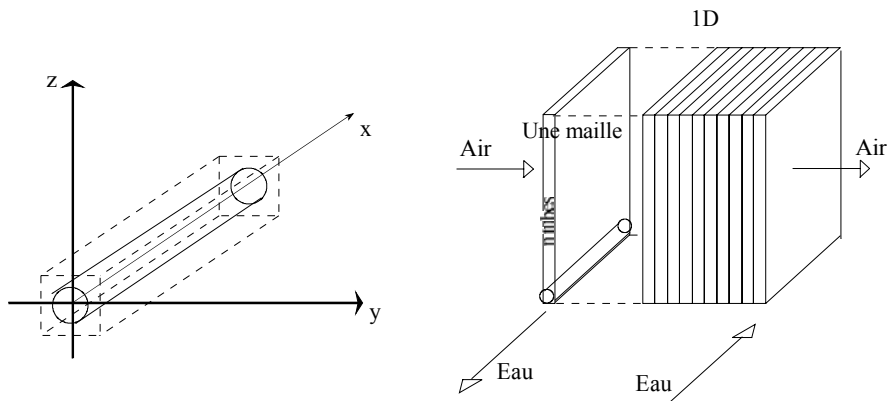


Fig. 2 : Configurations des mailles.

3. BOUCLE EXPERIMENTALE

3.1. Description de la boucle d'essais et instrumentation

3.1.1. Description de la boucle expérimentale

Le schéma de principe de la boucle expérimentale est donné en Fig. 3. On distingue deux circuits : Le circuit primaire (circuit air) est capable de fournir un débit d'air de 2000 à 10000 $\text{Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 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.

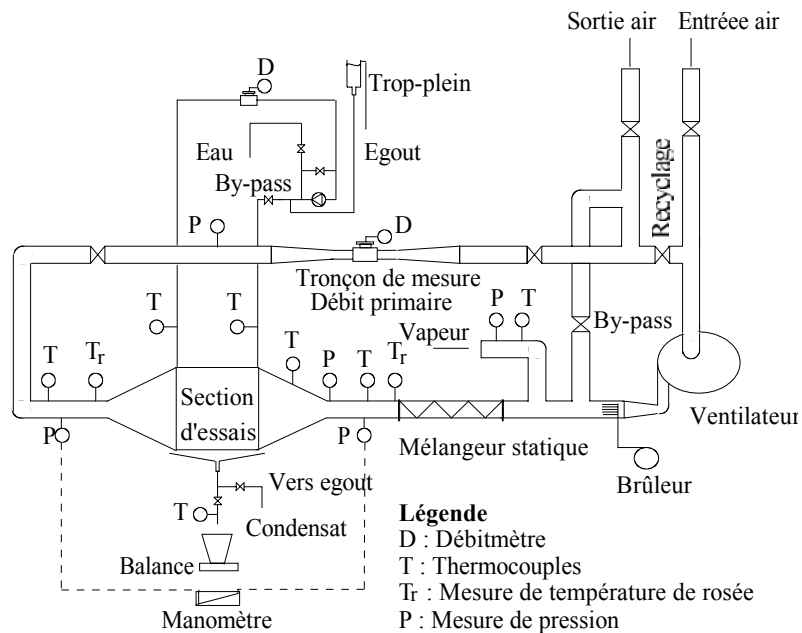


Fig. 3: Schéma de principe de la boucle expérimentale.

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 $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$) située dans la cellule voisine de la boucle expérimentale. L'injection de la vapeur se fait par quatre injecteurs sur trois niveaux disposés à la sortie du brûleur (Fig. 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. 5).

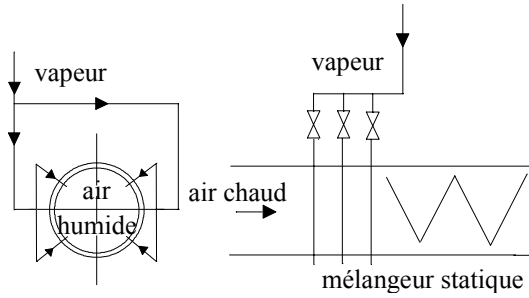


Fig. 4 : Injection de vapeur.

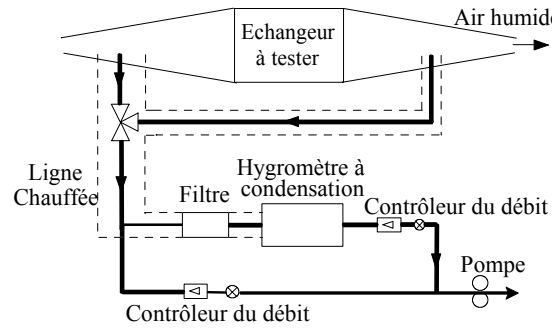


Fig. 5: Circuit de mesure de température de rosée.

Le circuit secondaire (circuit eau) est constitué d'une boucle d'eau 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 m³.h⁻¹. La pression est proche de la pression atmosphérique. La disposition du circuit secondaire est montrée en Fig. 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 (Fig. 6).

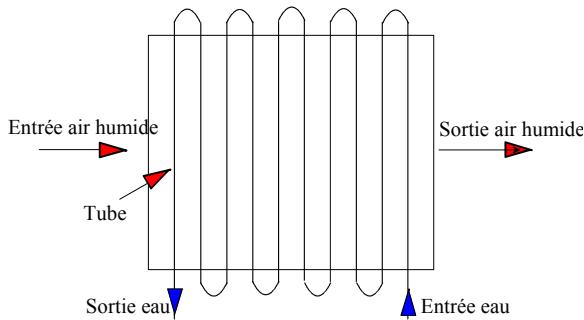


Fig. 6: Principe d'écoulement des deux fluides -Vue de dessus

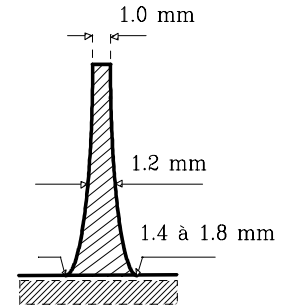


Fig. 7: L'ailette

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 1.

Tableau 1 : Données géométriques

Géométrie n°	1	2	3
Diamètre intérieur tube	25.0 mm	25.0 mm	32.0 mm
Diamètre extérieur tube	31.8 mm	31.8 mm	38.1 mm
Diamètre extérieur ailette	-	62.0 m	58.0 mm
Epaisseur d'ailettes	-	1.2 mm	1.2 mm
Nombre d'ailettes par metre	-	160.0 /m	160.0 /m
Pas longitudinal	79.0 mm	79.0 mm	82.0 mm
Pas transversal	66.4 mm	91.0 mm	100.0 mm
Nombre de rangs	10	10	10
Nombre de tubes par rang	12	9	8
Faisceau	Quinconcé	Quinconcé	Aligné

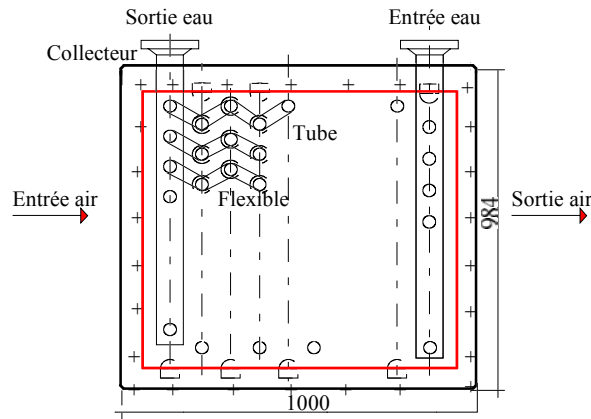


Fig. 8: Raccordement entre tubes.

Les ailettes ont une forme spirale. Une métrologie effectuée sur celle-ci a révélé qu'elle a plutôt une forme trapézoïdale avec sur le sommet une épaisseur de 1 mm, la base de l'ailette variant de 1.4 à 1.8 mm (Fig. 7).

3.2.1 Raccordement côté eau

Les tubes sont reliés entre eux par des raccords souples (Fig. 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 (Fig. 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 expérimentale (échangeurs croisés 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 (Fig. 9 à 11).

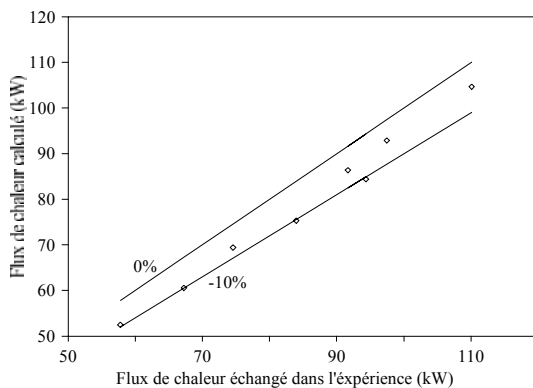


Fig. 9: Comparaison Calcul-Expérience (Géométrie 1)

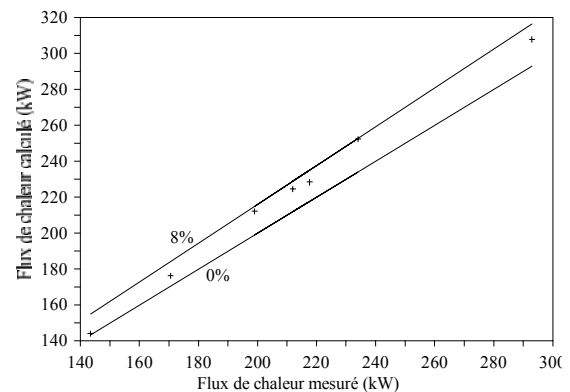


Fig. 10 : Comparaison Calcul-Expérience (Géométrie 2)

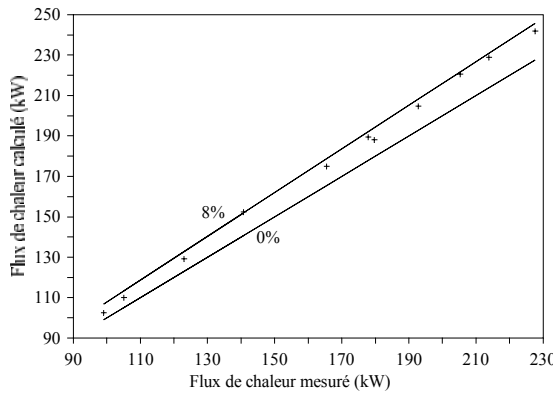


Fig. 11: Comparaison Calcul-Expérience (Géométrie 3)

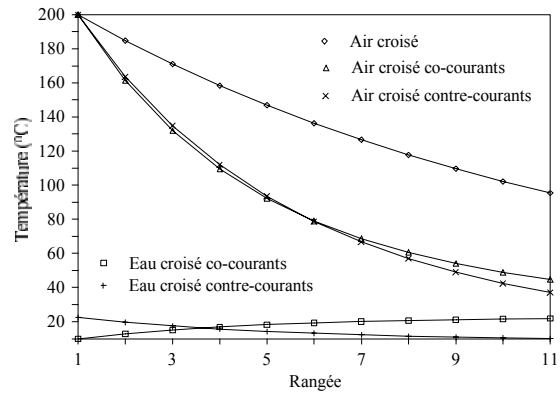


Fig. 12: Profils de température de deux fluides

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 croisés 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 à un point quelconque 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 faible débit dans cet échangeur par rapport aux autres configurations (Fig. 12 et 13).

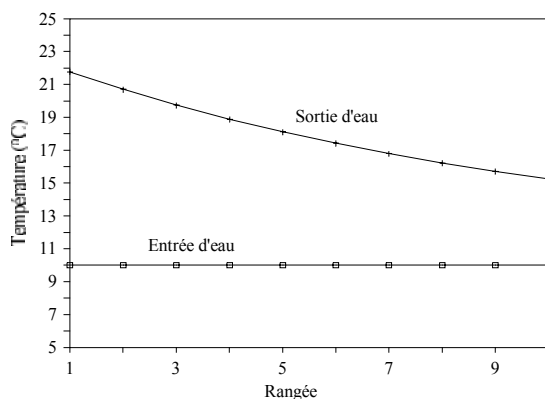


Fig. 13: Profils de température de l'eau dans un échangeur croisé

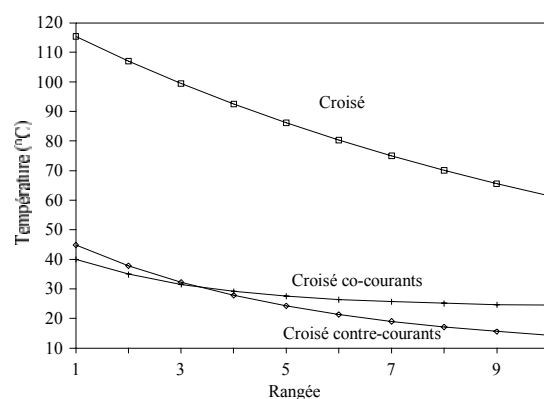


Fig. 14 : Profils de température de paroi

La température de paroi d'un échangeur croisé est très élevée à celle des deux autres configurations (Fig. 14). Lors de la condensation d'une vapeur sur les tubes, elle se fait préférentiellement à la sortie de ces échangeurs. La condensation d'une vapeur se fera mieux dans un échangeur croisé à contre courant. De même façon, il est fort probable que la vapeur ne se condense pas ou très difficilement dans un échangeur croisé simple (Fig. 14).

Les coefficients d'échange de chaleur par convection à l'extérieur de tubes sont proches dans le cas des configurations croisé co-courant et croisé contre-courant. Le coefficient d'échange de chaleur pour un échangeur croisé est inférieur à celui de deux autres configurations (ce phénomène est inversé dans le cas des tubes lisses) [13].

Le coefficient d'échange global est presque le même pour les configurations croisé co-courant et contre-courant. Il est presque le triple 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.

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.

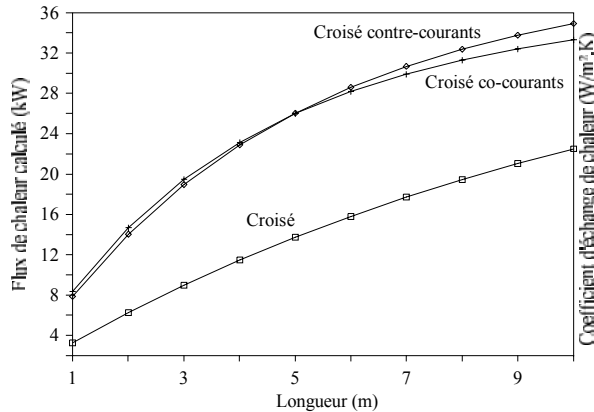


Fig. 15: Flux de chaleur échangé par tube le long de l'échangeur

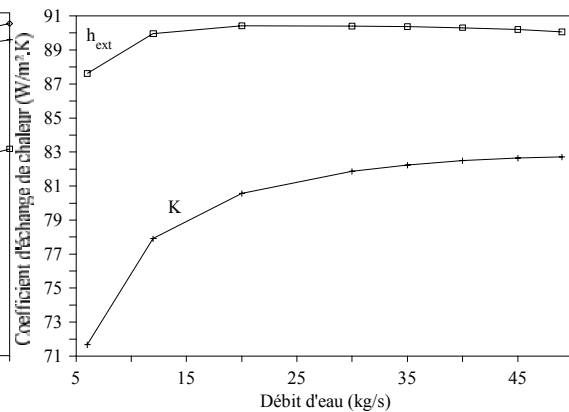


Fig. 16 : Profils des coefficients d'échanges

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 (Fig. 15). Dans la plupart des cas, le flux de chaleur total échangé par un échangeur croisé contre-courant est supérieur au flux échangé dans un échangeur croisé co-courant.

4.2.2. 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 laquelle 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 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 (Fig. 16).

On peut faire les mêmes remarques que ci-dessus pour l'évolution du flux de chaleur échangé par tube dans l'échangeur en allant de l'entrée vers la sortie de l'échangeur. Le flux de chaleur échangé à la sortie de l'échangeur est inférieur au flux de chaleur 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. L'abaissement de la température d'air chaud est insignifiant 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.

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 tube et l'eau de

refroidissement. Les dernières rangées sont plus froides que les premières dans un échangeur croisé à contre-courant.

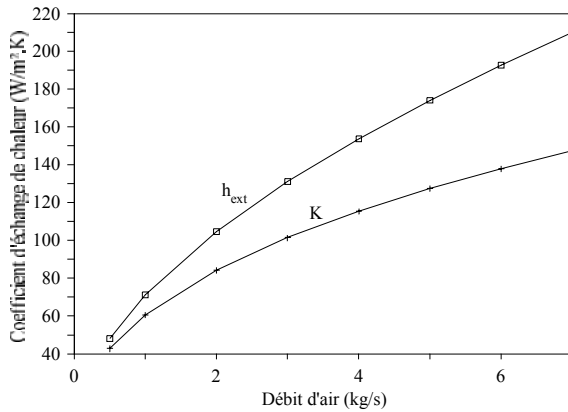


Fig. 17: Evolution des coefficients d'échange de chaleur

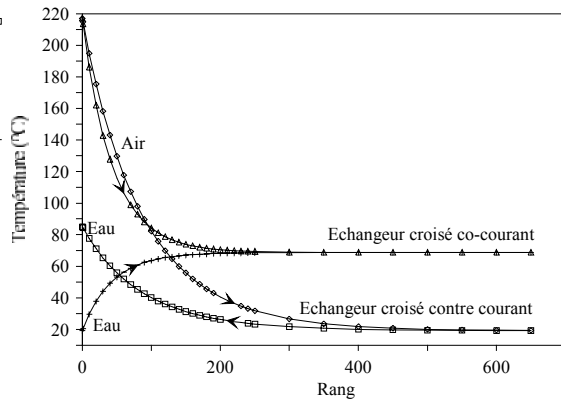


Fig. 18: Profils temp. (échangeurs croisé à tubes lisses)

4.2.3. 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 (Fig. 17). Comme il a été mentionné précédemment les premières mailles échangent 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.

4.2.4. 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. Cette dernière est atteinte pour un nombre de rangs très petit dans le cas des échangeurs de chaleur ailetés, cela est dû à l'augmentation de la surface d'échange par la pose des ailettes. Suivant [12], 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 croisé contre-courant ou croisé co-courant dès que le nombre de rangées dépasse 5 rangées (Fig. 18 et 19).

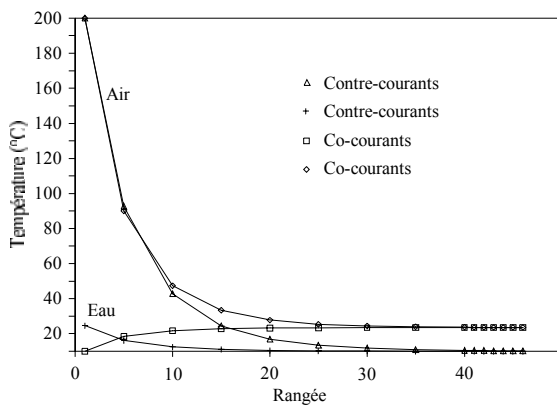


Fig. 19: Profils des temp. (échangeurs croisé à tubes ailetés)

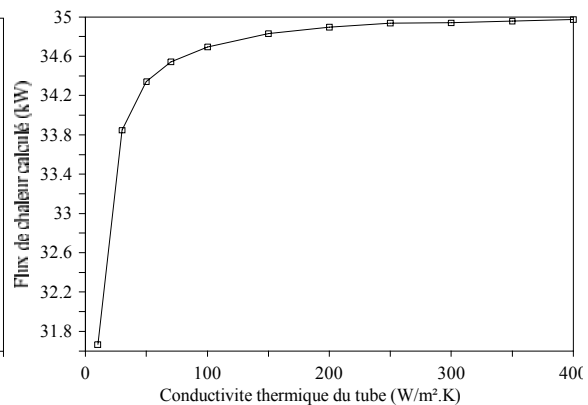


Fig. 20: Variation du flux de chaleur échangé par tube

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. Les valeurs les plus élevées du coefficient d'échange de chaleur global et du coefficient d'échange de l'air dans les premières 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. 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. Globalement le transfert de chaleur diminue et s'annule en augmentant le nombre de rangs.

4.2.5. 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 (Fig. 20).

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 8% en travaillant avec un tube de conductivité thermique de 50 W/m².K au lieu de 10 W/m².K (Fig. 20). En augmentant d'avantage la conductivité thermique de la paroi du tube l'intensification du transfert de chaleur ne peut pas dépasser 10%.

4.2.6. Effet de la conductivité thermique des ailettes

En augmentant la conductivité thermique des ailettes, le flux de chaleur varie sensiblement. L'augmentation du flux est de 12% environ en travaillant avec une conductivité thermique de 25 W/m².K au lieu de 10 W/m².K. L'intensification des échanges de chaleur ne peut pas dépasser 24% en augmentant infiniment la conductivité thermique des ailettes. On doit travailler avec des ailettes dont la conductivité thermique dépasse 100 W/m².K (Fig. 21).

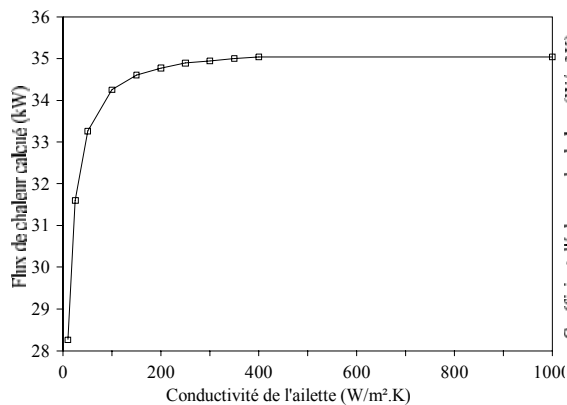


Fig. 21: Variation du flux de chaleur échangé par tube

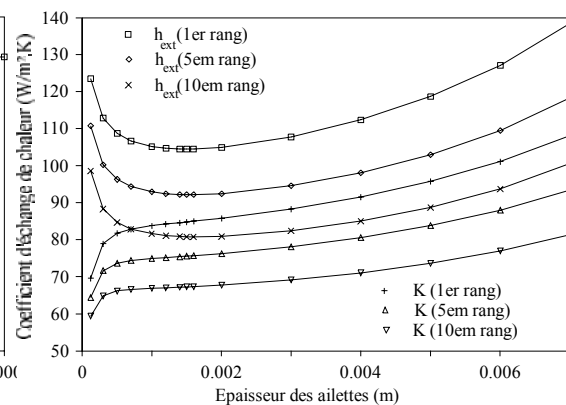


Fig. 22 : Variation des coefficients d'échange de chaleur

4.2.7. Effet de l'épaisseur des ailettes

En augmentant l'épaisseur des ailettes l'abaissement et l'élévation des températures des deux fluides augmentent. Le coefficient d'échange de la phase gazeuse passe par un minimum pour l'épaisseur de 1.5 mm (Fig. 22). Le coefficient d'échange de chaleur global augmente

avec l'épaisseur des ailettes. Il est toujours inférieur au coefficient d'échange de l'air. Les coefficients d'échange sont plus élevés à l'entrée des échangeurs de chaleur.

Le flux de chaleur transféré augmente avec l'épaisseur des ailettes, cela est dû à l'augmentation de l'efficacité des ailettes (la géométrie du tube à ailettes tend vers celle d'un tube lisse), (Fig. 23).

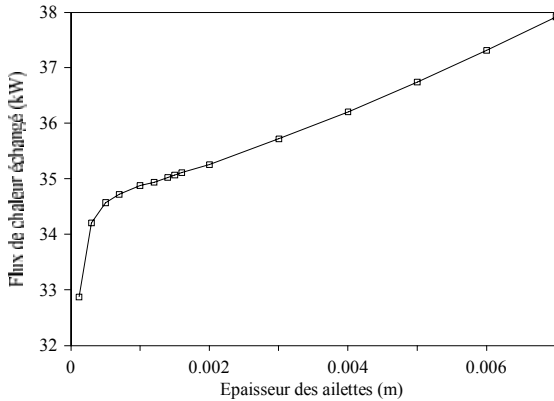


Fig. 23: Variation du flux de chaleur échangé par tube

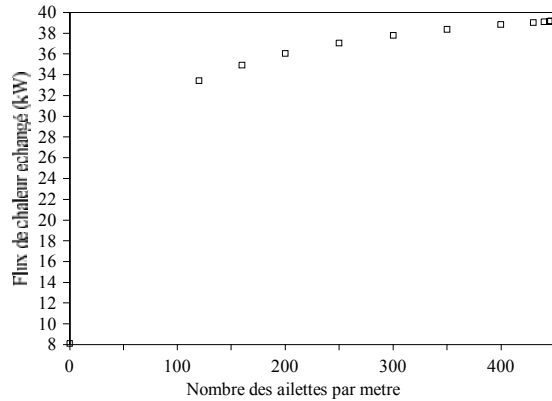


Fig. 24: Variation du flux de chaleur échangé par tube

4.2.8. Effet de nombre des ailettes

Le flux de chaleur augmente considérablement avec le nombre des ailettes. Dans l'exemple cité ci-dessous (Fig. 24), un échangeur aileté peut transférer 5 fois plus de chaleur qu'un échangeur à tubes lisses.

Dans un échangeur croisé co-courant la condensation d'une vapeur doit se faire préalablement à l'entrée de l'échangeur à tubes lisses et à la sortie d'un échangeur à ailettes (Fig. 25). La température d'un échangeur aileté est supérieure à celle d'un échangeur à tubes lisses. Cela est dû à l'intensification des échanges de chaleur à par la pose des ailettes. Un échangeur croisé co-courant à tubes ailetés est plus froid qu'un échangeur croisé co-courant à tubes lisses à la sortie des échangeurs.

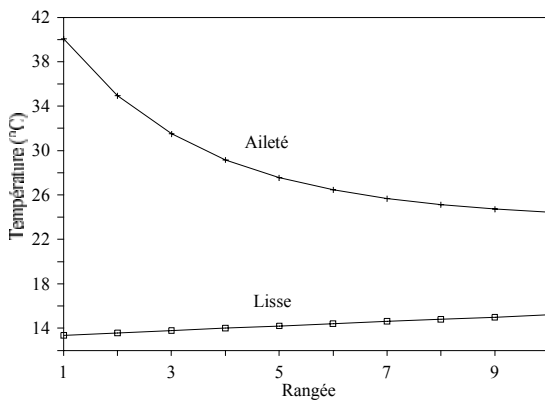


Fig. 25: Profils de température de la paroi du tube

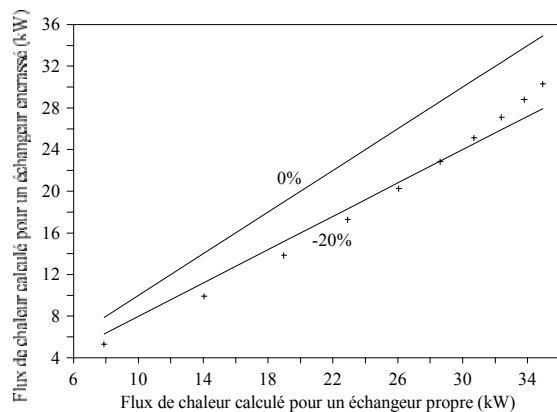


Fig. 26: Flux de chaleur échangé par tube et par rang

4.2.9. 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 (Fig. 26). La condensation d'une vapeur se fait difficilement dans le cas d'un échangeur encrassé.

Les mêmes remarques citées ci-dessous 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 (Fig. 26). Les résistances d'encrassement prises sont respectivement : $\mathfrak{R}_1=0.0004 \text{ m}^2.\text{K}/\text{W}$ et $\mathfrak{R}_e=0.0003 \text{ m}^2.\text{K}/\text{W}$, [12-13].

5. CONCLUSION

Nous avons développé une modélisation permettant de simuler les échanges de chaleur dans un récupérateur croisé Eau-Air à tubes lisses et à tubes à ailettes. 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 croisée 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 la sortie des échangeurs croisés (contre-courant et co-courant). De même façon, il est fort probable que la vapeur ne se condense pas ou très difficilement dans un échangeur croisé simple.

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 à ailettes (gaz-liquide), il est primordial d'augmenter le coefficient d'échange de chaleur de la phase gazeuse par l'installation d'un ventilateur.

Dans un échangeur à croisement multiple, on doit 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.

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 8% en travaillant avec un tube de conductivité thermique de $50 \text{ W}/\text{m}^2.\text{K}$ au lieu de $10 \text{ W}/\text{m}^2.\text{K}$.

En augmentant la conductivité thermique des ailettes, le flux de chaleur varie sensiblement. L'augmentation du flux est de 12% environ en travaillant avec une conductivité thermique de $25 \text{ W}/\text{m}^2.\text{K}$ au lieu de $10 \text{ W}/\text{m}^2.\text{K}$. On doit travailler avec des ailettes dont la conductivité thermique dépasse $100 \text{ W}/\text{m}^2.\text{K}$.

Le flux de chaleur transféré augmente avec l'épaisseur des ailettes, cela est dû à l'augmentation de l'efficacité des ailettes.

Le flux de chaleur augmente considérablement avec le nombre des ailettes. Dans l'exemple cité ci-dessous, un échangeur aileté peut transférer 5 fois plus de chaleur qu'un échangeur à tubes lisses.

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 leurs performances en dépendent. 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 pure ou non ; 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

d: diamètre du tube, m	D_a^* : diamètre de l'ailette rapporté au diamètre hydraulique
D_a : diamètre de l'ailette, m	h: coefficient d'échange de chaleur par convection, $W.m^{-2}.K^{-1}$
l: longueur du tube, m	K: coefficient d'échange de chaleur global, $W.m^{-2}.K^{-1}$
n_r : nombre de rangs	S_{as} : surface d'échange des ailettes seules par mètre, m
P_l : pas longitudinal, m	S_a : surface d'échange du tube aileté par mètre, m
P_t : pas transversal, m	P_t^* : pas transversal rapporté au diamètre extérieur du tube
S: surface d'échange, m^2	P_l^* : pas longitudinal rapporté au diamètre extérieur du tube
U: vitesse du fluide, $m.s^{-1}$	m: débit massique du fluide, $kg.s^{-1}$
n_t : nombre de tubes par rang	n_a : nombre d'ailettes par mètre, m^{-1}
	\mathfrak{R} : résistance d'encrassement, $m^2.K/W$
	l_{ac} : longueur de l'ailette corrigée, m

Fonctions

Tanh :tangente hyperbolique Ln: logarithme népérien

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

Nombres adimensionnels

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

Indices - Abréviations

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

REFERENCES

- [1] D. Q. Kern, *Process heat transfer.*, New York, McGraw- Hill Book Company Inc
- [2] W. H. Mac Adams, *Heat transmission.*, New York., 3rd Edition ,McGraw-Hill, 1954.
- [3] J. Stasiulevicius et S. Skrinska, *Heat transfer of finned tube bundles in crossflow.*, Berlin : Springer-Verlag, 1988, 224 p.
- [4] J. F. Sacadura, *Initiation aux transferts thermiques.*, Edition Lavoisier, 1993.
- [5] F. Kreith, *Transmission de la chaleur et thermodynamiqu.*, 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., 1976, vol. 16..
- [8] I.E. Idelcik, *Mémento des pertes de charge.*, Eyrolles Edition Paris, 1986, 494 p.
- [9] V. Gnielinski, "Gleichungen zur berechnung des warmeubergangs in querdurchstromten einzelnen und rohrbudein", Forsh. Ingenieurwes., 1978, vol. 44, pp. 15-25

- [10] PFR ENGINEERING SYSTEMS, *Heat transfer and pressure drop characteristics of dry towers extended surfaces. Part II : DATA analysis and correlation*”, Calif. Marina del Rey : PFR, 1976, Rapport d'étude n°BNWL-BFR-7-102.
- [11] T.E. Schmidt, “*The heating capacity of finned tubes*”, Bull. Int. Refrig., Annexe G5, 1945-1946.
- [12] C. Bougriou, *Calcul et technologie des échangeurs de chaleur*. Presses de l'Université de Batna, Algérie, 1998, 200p.
- [13] C. Bougriou, “*Etude d'un récupérateur de chaleur croisé à tubes lisses*”, Rev. Energ. Ren. Vol. 2 (1999) 109-122