

Conception optimisée d'un échangeur à un rang de tubes ailetés : minimisation de la dépense énergétique de fonctionnement.

Rabie NACEREDDINE*, Serge RUSSEIL, Daniel BOUGEARD, Jean- Luc HARION

Département Energétique Industrielle, Ecole des Mines de Douai
941, rue Charles Bourseul - BP 10838 - 59508 DOUAI Cedex

*(auteur correspondant : nacereddine@ensm-douai.fr)

Résumé – Une étude d'optimisation d'un échangeur de chaleur à ailettes planes et un rang de tubes est présentée. L'objectif est de minimiser la puissance de ventilation coté air. Un ensemble de contraintes est fixé : l'encombrement, la puissance thermique et le débit d'eau dans les tubes. Les variables d'optimisation sont le nombre de tubes et le nombre d'ailettes. Le nombre d'ailettes optimal représente un compromis entre une géométrie à grand nombre d'ailettes qui engendre des pertes de charges importantes du fait des dimensions très faibles des canaux, et une géométrie à plus petit nombre d'ailettes, mais nécessitant de fortes vitesses débitantes engendrant également des pertes de charges conséquentes. Concernant le nombre de tubes optimal, l'optimisation conduit à une géométrie ayant le nombre de tubes le plus faible possible.

Mots-clés : Echangeur, optimisation, simulation numérique.

Nomenclature

D_t	diamètre intérieur du tube, m	Q_v	débit d'eau dans les tubes, $m^3.s^{-1}$
E	pas inter ailette, m	T_0	température d'entrée de l'air, K
e_a	épaisseur d'ailette, m	T_p	température des parois solides, K
e_t	épaisseur du tube, m	U_0	vitesse d'entrée du domaine, $m.s^{-1}$
F	fonction objective	u_d	vitesse de l'eau dans les tubes $m.s^{-1}$
H	hauteur de l'échangeur, m	<i>Symboles grecs :</i>	
L	largeur de l'échangeur, m	α	diffusivité thermique de l'air, $m^2.s^{-1}$
n_a	nombre d'ailettes	Δ	différence
N_H	nombre de mailles en hauteur	μ	viscosité dynamique de l'air, $kg.m^{-1}.s^{-1}$
n_t	nombre de tubes	<i>Indices et exposants :</i>	
P	profondeur de l'échangeur, m	a	ailette
p	pression, Pa	ext	extérieur
P_t	pas inter tubes, m	0	entrée
Q_{th}	Puissance thermique totale, W	p	parois
Q_u	Puissance thermique unitaire, W	t	tube

1. Introduction

Ces dernières années, la rationalisation des coûts de fonctionnement est devenue un impératif économique. Pour des échangeurs de type eau-air (tubes-ailettes) présents dans de très nombreux procédés (industries pétrolières, gazières, climatisation...) les coûts de fonctionnement de ces composants sont principalement liés à la consommation d'énergie électrique des ventilateurs produisant l'écoulement d'air. Une réduction de la consommation électrique d'un tel composant peut s'avérer importante à grande échelle. Notre travail s'inscrit dans cette problématique. Un cas classique d'échangeur de chaleur à tubes et ailettes planes continues lisses avec un rang de tube est considéré. Le fluide circulant entre les ailettes est de l'air, le fluide chaud dans les tubes est de l'eau. Dans le cadre de cette étude, nous nous

intéressons uniquement aux performances thermiques et aérauliques côté air. Les hypothèses de départ prises en compte consistent à imposer la puissance thermique échangée (Q_{th}), l'encombrement de l'échangeur ($L*P*H$) et le débit d'eau (Q_v) circulant dans les tubes, le but est de rechercher la configuration géométrique qui minimise la puissance de ventilation côté air ($U_0\Delta p$) en recherchant les valeurs optimales de nombre de tubes et d'ailettes.

L'optimisation présentée est réalisée par simulations numériques. La première approche adoptée ici pour le couplage dynamique/thermique est de considérer que l'ensemble des parois solides (tubes et ailettes) est à température constante (celle du fluide circulant dans les tubes). Cette première approche est justifiée par le fait que les matériaux choisis possèdent une conductivité thermique importante. Ceci suppose par ailleurs l'hypothèse d'un contact tube-ailette parfait. Les épaisseurs des tubes (e_t) et des ailettes (e_a) sont considérées constantes. Seuls les nombres de tubes (n_t) et le nombre d'ailette (n_a) sont variables, en respectant les contraintes énoncées précédemment. Dans les études existantes, les approches utilisées pour l'optimisation sont généralement basées sur la théorie des asymptotes [1], pour des géométries d'échangeurs simplifiées, ou sur des formulations empiriques [2], dont l'application reste assez restreinte. L'étude présentée ici s'en distingue par la mise en œuvre d'une chaîne logicielle pour laquelle les géométries, le maillage, les simulations numériques, le post-traitement et l'analyse des résultats sont successivement réalisés dans une boucle automatique pilotée par le logiciel i-SIGHT-FD [3]; ce qui permettra de généraliser la démarche d'optimisation pour des géométries plus complexes. Cette approche permet de réduire, pour cette étude paramétrique, le temps d'intervention manuelle, nécessaire pour la génération du maillage, le contrôle de la qualité du maillage, la définition des conditions aux limites, du modèle de calcul CFD, la détermination de la vitesse d'entrée (U_0) nécessaire pour assurer une puissance thermique Q_{th} et finalement le calcul de la puissance de ventilation par unité de surface $U_0.\Delta p$. Ce qui rend cette boucle quasi-autonome.

2. Présentation du modèle numérique

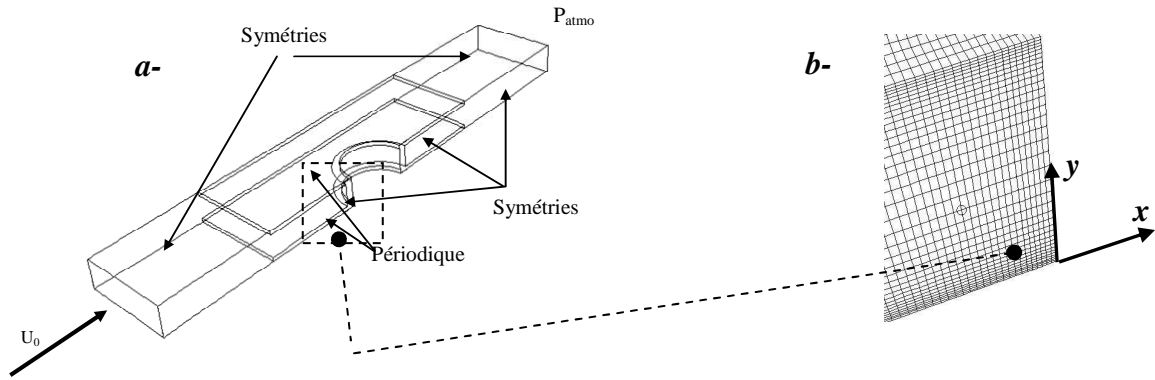
L'étude de l'écoulement à travers l'échangeur choisi se réduit, par symétries, à l'étude d'un écoulement autour d'un demi-tube entre deux demi-ailettes planes. Cette géométrie, représentant la plus petite partie élémentaire d'un échangeur de chaleur réel, constitue le motif élémentaire. Le domaine de calcul est composé d'un demi-tube centré sur l'ailette, de diamètre intérieur D_t et d'épaisseur e_t , placé entre deux demi-ailettes planes de profondeur P , de largeur $P/2$. L'espacement inter-ailette est noté E . Dans le sens de l'écoulement, cette géométrie est complétée par deux volumes en amont et en aval (Figure 1a). Le modèle géométrique et le maillage sont réalisés de manière automatique et paramétrée, à l'aide d'un mailleur (Gambit [4]), à partir d'un fichier journal généré par une macro Excel [5]. Le paramétrage se fait en fonction de n_a , n_t , e_a et Q_v . Un raffinement du maillage dans les zones proches parois est appliqué, afin de décrire convenablement la couche limite (Figure 1b).

Les conditions aux limites dynamiques sont les suivantes : une vitesse d'entrée d'air U_0 est imposée, la sortie du domaine de calcul s'effectue à pression atmosphérique. Des périodicités sont appliquées sur les plans $y=0$ et $y=E+e_a$, des symétries sur les faces latérales fluides et des conditions d'adhérence sur les parois solides (tubes et ailettes), voir Figure 1a. Pour les conditions aux limites thermiques, la température d'air à l'entrée est fixée à $T_0=300 K$ et celle des parois solides à $T_p=350 K$.

La résolution des équations du mouvement et de la chaleur est réalisée à l'aide du code de calcul Fluent [6], pour un régime stationnaire, avec un schéma de discrétisation spatiale amont au second ordre et l'algorithme SIMPLEC pour le couplage pression/vitesse. Une approche *RANS* avec le modèle de turbulence *k ω -SST* a été retenue. Le choix de ce modèle est

justifié par le fait que sa robustesse a été testée dans de nombreux travaux, et notamment pour la détection du nombre et de la localisation des tourbillons fer à cheval en amont du tube dans des configurations similaires à celles simulées dans la présente étude, voir [7]. Les critères de convergences sont fixés à 10^{-4} pour la continuité et la turbulence et 10^{-7} pour l'énergie. Une étude de la sensibilité de la solution au maillage a été menée en faisant varier le nombre de point dans la couche qui entoure le demi-cylindre et sur la hauteur de l'espacement inter-ailette E (Figure 1b). Le maillage pariétal est tel que le premier nœud de calcul est situé à $y^+ \approx 1$.

La perte de charge est calculée par la différence entre la pression moyenne à l'entrée du domaine de calcul et la pression de sortie. Pour la vitesse frontale U_0 , elle est issue d'un calcul itératif interne explicité au paragraphe 3. La puissance unitaire Q_u est définie par le produit entre le débit massique d'air à l'entrée et la différence d'enthalpie entre la sortie et l'entrée du domaine de calcul. La puissance thermique totale de l'échangeur Q_{th} est obtenue à partir du motif élémentaire, en multipliant la puissance unitaire par le nombre de motifs élémentaires pour chaque configuration, la vitesse frontale et la perte de charge restant inchangées.



a - Domaine de calcul et conditions aux limites

b- Détail du maillage paramétré

Figure 1 - Domaine de calcul, éléments de maillage et conditions aux limites

3. Schéma de la boucle d'optimisation

Cette boucle est composée de trois étapes. La première crée le domaine de calcul à partir d'un « fichier journal » contenant la succession de commandes nécessaires à la réalisation de la géométrie, du maillage à partir de macros Excel. A ce niveau, à partir de n_a , n_t , e_i , e_a , Q_v et $u_d=1 \text{ m.s}^{-1}$, tous les autres paramètres géométriques sont fixés par les relations suivantes :

$$D_t = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_v}{\pi u_d n_t}}, \quad D_{ext} = D_t + 2e_t, \quad P_t = \frac{L}{n_t} \quad \text{et} \quad E = \frac{H}{n_a} - e_a$$

Des tests liées aux contraintes technologiques ou géométriques $[(P_t - 2e_t) > D_t, D_t > 2\text{mm}]$ sont également ajoutés. La seconde étape consiste à transférer le maillage vers le solveur et lancer la résolution du problème CFD. Dans notre configuration d'étude, cette étape est constituée d'une boucle interne itérative visant à déterminer, pour la configuration géométrique qui vient d'être définie à l'étape 1, la vitesse U_0 qui assure la puissance thermique échangée fixée initialement. La troisième étape est le post-traitement, où la fonction objectif est évaluée. Dans cette étape, l'algorithme d'optimisation [3] permet de faire le choix de nouvelles valeurs de n_a et n_t qui sont alors réutilisées dans l'étape 1. Afin de ne pas alourdir les calculs dans cette première approche, le choix s'est porté sur des valeurs discrètes de n_a et n_t . Le schéma de la figure 3 résume l'ensemble des trois étapes.

4. Résultats et discussion

Afin de faciliter l'analyse des résultats, deux cas de figure sont considérés. Le premier cas consiste à fixer n_t et faire varier n_a et inversement pour le second.

Pour la première série de calculs, trois nombres de tubes sont choisis, $n_t=30,70$ et 90 , et la variation du nombre d'ailettes n_a fournit des valeurs de l'espacement inter-ailettes E compris entre $[0,4 ; 1,8]$ mm. Sur la figure 4, la puissance de ventilation est reportée en fonction de E , pour plusieurs valeurs de n_t .

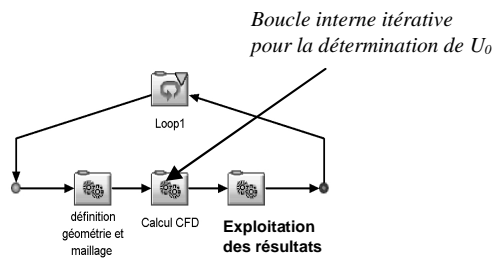


Figure 3- Principe de fonctionnement de la boucle d'optimisation

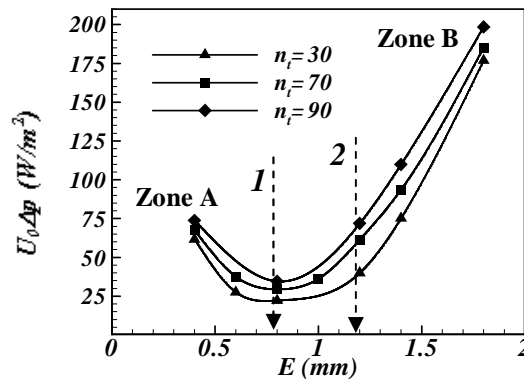


Figure 4 : Evolution de la puissance de ventilation en fonction de E

Contraintes : $Q_{th} = 12 \text{ kW} - (L,H,P) = (500, 300, 18) \text{ mm}$
 $e_a = 0,1 \text{ mm} - e_t = 0,2 \text{ mm} - Q_v = 628.10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Degrés de liberté : n_a et n_t

Fonction objectif : $F = \text{Min}(U_0 \cdot \Delta p)$

Les trois courbes présentent un minimum pour une valeur $E=0,8 \text{ mm}$, indépendamment du nombre de tubes. Ce minimum est le meilleur compromis entre les faibles valeurs de l'espacement inter-ailettes E qui entraînent (Figure 4, zone A) une augmentation de la perte de charge (Δp) et donc de la puissance de ventilation ($U_0 \Delta p$) et les grandes valeurs de E (Figure 4, zone B), qui entraînent un déficit de puissance thermique dû à la diminution de la surface d'échange (encombrement donné). Ce dernier ne peut être compensé que par une augmentation de la vitesse frontale, et donc de la puissance de ventilation, pour fournir la puissance thermique du cahier des charges.

En outre, ces deux situations extrêmes sont défavorables vis à vis des transferts de chaleur. En effet, pour les faibles espacements inter-ailettes, il est flagrant que les couches limites thermiques se développant dès l'entrée dans le canal formé par les deux ailettes, se rejoignent très rapidement (figure 5a), pour générer un écoulement pleinement établi, entraînant une augmentation rapide de la température de mélange limitant ainsi le transfert thermique convectif entre les parois et le fluide. Pour les fortes valeurs de l'espacement inter-ailette (figure 5c), les deux couches limites ne se rejoignent pas et restent distinctes, ce qui rend le fluide en milieu de veine « inactif » dans le sens où il ne transfère pas d'enthalpie, limitant ainsi la surface d'échange et donc le flux de chaleur échangé (le volume externe de l'échangeur étant fixe). Cette dernière figure permet également de visualiser l'enroulement des isothermes caractéristiques des structures tourbillonnaires en fer à cheval se développant à l'amont et autour du tube [7]. Cette structure est certes favorable aux transferts de chaleur mais son effet positif est globalement négligeable devant le fait que le fluide au cœur du canal ne participe pas à l'échange de chaleur pariétal. Sur la figure 5b, le champ de température pour l'espacement optimal est reporté. Dans ce cas, on observe que le fluide au cœur du canal

participe aux échanges convectifs sur une plus grande partie de l'échangeur. En effet, les couches limites thermiques se rejoignent beaucoup plus en aval par rapport à la figure 5a.

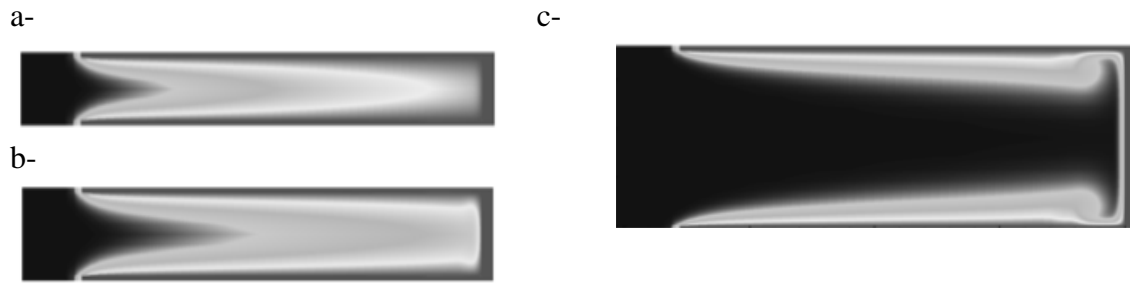


Figure 5 : Distribution du champ de température, pour $n_t=70$, dans le plan de symétrie (xy) à l'amont du tube : a- $E=0,6$ mm, b- $E=0,8$ mm, c- $E=1,8$ m.

On notera que l'existence d'un tel espacement optimal est également prédite dans l'analyse faite par Bejan [8] et Musychka [1] pour des écoulements en canaux bidimensionnels, en considérant des pertes de charges constantes. Ils montrent, dans ces mêmes conditions de températures de parois constantes, que les deux comportements précédemment cités, et correspondant aux zones A et B de la figure 4, peuvent être décrits, pour la puissance thermique, par deux courbes asymptotiques, l'une croissante ($\propto E^2$), l'autre décroissante ($\propto E^{-2/3}$) et que l'espacement optimal est à l'intersection de ces deux courbes. Musychka [1] indique que pour une géométrie fixée d'un écoulement en canal plan, représentant un échangeur à plaques planes, le pas inter-aillette E_{opt} qui maximise Q_{th} à Δp constant peut être approximativement déterminé par la relation suivante :

$$\frac{E_{opt}}{P} \approx 2,726 \left(\frac{\Delta p P^2}{\mu \alpha} \right)^{-1/4} \quad (1)$$

Pour le cas optimal de notre configuration, à savoir $E=0,8$ mm, la perte de charge vaut $\Delta p=17,7$ Pa. L'application de l'équation 1 donne un espacement inter-aillettes optimal tel que $E_{opt} \in [0,80 \text{ et } 0,88]$ mm, (pour les valeurs de μ et α correspondant aux valeurs min et max sur le domaine). Ce résultat est en bon accord avec la valeur déterminée par simulations numériques.

Des calculs tests complémentaires portant sur une géométrie spécifique de notre échangeur mono-tubulaire ($n_t=70$), et sur une géométrie identique avec plaques planes (sans les tubes), ont été réalisés pour deux valeurs constantes de pertes de charge : $\Delta p=35$ et 10 Pa. Les résultats montrent que le comportement asymptotique reporté pour l'écoulement en canal plan est également observé pour les configurations avec tube-aillettes, voir Figures 6a et 6b.

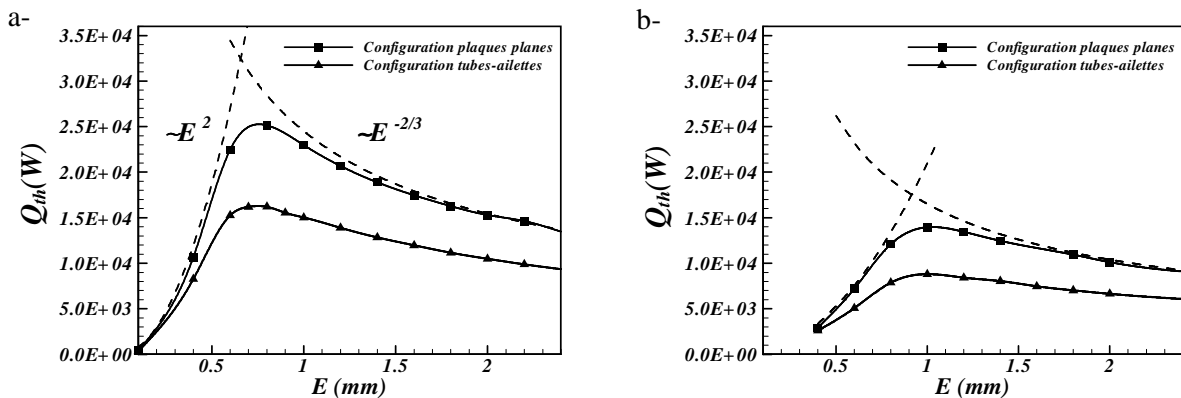


Figure 6 : Evolution de la puissance thermique (Watt), en fonction de E , pour deux configurations, tubes ailettes et plaques planes à température constante; $n_t=70$, a- $\Delta p=35$ Pa, b- $\Delta p=10$ Pa

Cependant pour les configurations tubes-ailettes, la puissance thermique maximale obtenue est bien plus faible que celle obtenue pour la configuration constituée uniquement de plaques planes, ce qui peut être attribué à l'effet du contournement du tube par le fluide, augmentant les pertes de charges. Ainsi, dans une situation où la comparaison est faite à pertes de charge identiques, ceci conduit à une diminution de la vitesse frontale et donc une diminution des échanges convectifs, voir Figures 6a et 6b.

Considérons maintenant la seconde série de calculs pour laquelle le nombre de tubes est variable. Pour deux valeurs de $E=1,2\text{mm}$ et $0,8\text{mm}$ (pointillés 1 et 2, Figure 4), la puissance de ventilation reportée en fonction du pas inter-tube transversal P_t montre une évolution monotone décroissante et ne présente donc aucun minimum. Plus le nombre de tube n_t est réduit, plus la section de passage minimale entre deux tubes adjacents augmente, car P_t augmente et D_t également ($P_t \propto n_t^{-1}$ et $D_t \propto n_t^{-1/2}$), donc des vitesses moins élevées sont observées au niveau de la contraction, ce qui entraîne des pertes de charges moins élevées. Une telle variation n'a pas un effet significatif sur le transfert thermique, puisque dans notre étude, les parois sont à températures constantes. Ainsi pour une optimisation de notre configuration géométrique vis-à-vis du nombre de tubes, le meilleur choix consiste, dans les conditions de notre étude, à réduire n_t au minimum. Ce résultat d'évolution monotone n'est plus valide dès que la condition limite thermique sur les ailettes est régie non plus par une température constante, mais par la conduction dans l'ailette.

5. Conclusion

Cette communication présente les premiers résultats d'une étude d'optimisation d'un échangeur de chaleur mono-rang de tubes à ailettes lisses continues par simulations numériques. Ils concernent la minimisation de la puissance de ventilation côté air pour une puissance thermique et un encombrement d'échangeur constants, ainsi qu'une température constante des parois solides (conductivité infinie). Les résultats de ce test ont permis une comparaison avec les résultats issus de la théorie des asymptotes. Pour ce cas spécifique, la valeur du pas inter-ailette de la géométrie optimale de l'échangeur est proche de celle prédite par la théorie des asymptotes, pour une configuration à plaques planes. Pour le pas inter-tube P_t , l'évolution de la puissance de ventilation est strictement monotone. Des travaux complémentaires sont en cours et intègrent notamment les influences de la conductivité des ailettes et des tubes, ainsi que l'épaisseur des ailettes.

Références

- [1] Y.S. Musychka, Constructal design of forced convection cooled microchannel heat sinks and heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, (2004), 3119-3127.
- [2] G.N. Xie, B. Sunden, Q.W Wang, Optimization of compact heat exchangers by a genetic algorithm, *Applied Thermal Engineering*, 28(8-9), (2008), 895-906.
- [3] i-SIGHT-FD V3.0.1, User guide manual, (2008).
- [4] Gambit User's guide, version 2.3, *Fluent. Inc*, (2001).
- [5] J.-L. Harion, Génération automatique par des macros Excel d'un journal file exécutable par Gambit, IDD.N.FR.001.500030.000.S.P.2007.000.10800, (2007).
- [6] Fluent User's guide, version 6.2., *Fluent. Inc*, (2005).
- [7] K.Khallaki, S. Russeil, B. Baudoin. Numerical study of the horseshoe vortex structure upstream a single plate-finned tube, *International Journal of Heat and Technology*, 23(1), (2005), 31-36.
- [8] A. Bejan, Designed porous media: maximal heat transfer density at decreasing length scales, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47 (2004) 3073–3083.