

Analyse numérique des performances thermo-aérauliques locales d'échangeurs de chaleur multi-rangs de tubes à ailettes planes continues.

J.V. SIMO TALA^{1,2*}, Serge RUSSEIL^{1,2}, Daniel BOUGEARD^{1,2}, Jean-Luc HARION^{1,2}

¹ Univ. Lille Nord de France, F-59000 Lille, France

² EMDouai, EI, F-59500 Douai, France

* (auteur correspondant : jules-voguelin.simo.tala@mines-douai.fr)

Résumé - Dans ce travail, nous caractérisons des phénomènes thermo-aérauliques locaux qui se développent dans les échangeurs de chaleur multi-rangs de tubes à ailettes planes continues. Les échanges thermiques convectifs sont abordés selon une analyse de « synergie » entre le champ de vitesse et les gradients de température. Les performances locales sont analysées à travers les évolutions du coefficient d'échange convectif corrélativement aux pertes mécaniques par frottement visqueux à la paroi. Cette étude met en évidence, à débit frontal constant, l'existence d'un nombre de rangs de tube optimal selon un critère d'efficacité thermo-aéraulique par rang de tube.

Nomenclature

Symboles :

D	Diamètre du tube, m
Re _D	Nombre de Reynolds
U, V, W	Comp. moy. de vitesse, ms ⁻¹
T	Température, K
P	Pression, Pa
E	Espacement interailette, m
Pl	Pas longitudinal, m
Pt	Pas transversal, m
Cf	Coeff. de frottement
h	Coeff. d'échange convectif, Wm ⁻² K ⁻¹
M	Module de synergie, Ks ⁻¹
N	Nombre de rangs de tube, -
k	Energie cinétique turbulente, m ² s ⁻²

e Perf. thermo-aéraulique, WPa⁻¹

Lettres grecques

α	Diffusivité thermique, m ² /s
θ	Angle de synergie, °
ω	Dissipation spécifique, s ⁻¹
δ	Epaisseur de l'ailette, m

Indices

p	relatif à la paroi
loc	local
moy	moyen
m	mélange
0	relatif à l'entrée

1. Introduction

Les échangeurs de chaleurs à tubes et ailettes planes continues sont des systèmes thermodynamiques utilisés de nombreux process industriels. Ils sont constitués d'ailettes planes traversées par un réseau multitubulaire à arrangement linéaire ou en quinconce. Les performances thermo-aérauliques de tels équipements sont de ce fait localement tributaires des phénomènes thermo-aérauliques qui s'y produisent. Ces phénomènes sont fortement complexes, ceci dû au fait que le faisceau de tubes obstrue l'écoulement dans l'espace interailette générant par conséquent un champ de gradient de pression adverse à leur amont. Ce champ de pression produit des systèmes tourbillonnaires multicellulaires aux jonctions tubes-ailettes dont le développement conduit à des pics locaux d'échange thermique convectif. Kim et Song [1] mettent expérimentalement en évidence l'existence de pics locaux de transfert thermique à l'amont des tubes d'un échangeur à deux rangs de tubes. Tutar et Akkoca [2] mettent en exergue la décroissance du coefficient d'échange convectif global avec l'augmentation du nombre de rang de tubes. Un constat similaire est fait par Wang et al [3] qui proposent des corrélations globales permettant l'évaluation des caractéristiques thermiques et dynamiques d'échangeurs multi-rangs de tubes. He et al [4] analysent quant à eux les caractéristiques thermiques et dynamiques globales d'échangeurs multi-rangs de tubes et mettent en évidence l'influence sur les transferts thermiques de la synergie entre le champ de vitesse et les gradients de température. A notre

connaissance, la quasi totalité des travaux rencontrés dans la littérature sur l'analyse thermodynamique de ce type d'échangeurs se focalise sur les caractéristiques globales. Très peu d'études se consacrent à l'analyse locale des phénomènes thermo-aérauliques et emploient des critères de performances spécifiques pour la caractérisation des échanges convectifs tout en tenant compte des pertes mécaniques induites par l'écoulement. La présente étude se focalise sur ces aspects. Les caractéristiques thermo-aérauliques locales sont analysées dans neuf configurations géométriques d'échangeurs de chaleur ayant deux à dix rangs de tubes. Les échanges thermiques sont analysés selon le principe de synergie entre le champ de vitesse et le champ des gradients de température. Des critères de performances thermo-aérauliques locaux et semi-globaux sont employés pour étudier l'effet de l'augmentation du nombre de rangs de tubes sur les transferts thermiques.

2. Formulation mathématique

Dans ce travail, nous nous focalisons exclusivement sur les caractéristiques thermo-aérauliques de l'échangeur coté air du fait que les valeurs du coefficient d'échange convectif y sont faibles comparativement au coté intérieur tube. Les transferts convectifs dans l'échangeur sont modélisés par les équations de Navier Stokes couplées à l'équation d'énergie dans le fluide. Le fluide en écoulement est de l'air aux propriétés physiques supposées constantes et indépendantes de la température dans la gamme de température testée. La turbulence est prise en compte dans l'écoulement par l'emploi du modèle de turbulence $k-\omega$ SST de Menter [5]. Le choix de ce modèle est orienté par sa capacité à prédire les écoulements sujets à de forts champs de gradients de pression adverse ou d'intenses phénomènes de cisaillement et de séparation de fluide confirmé dans des études antérieures [6, 7].

La synergie locale entre les champs dynamique et thermique est obtenue en faisant un bilan enthalpique local. L'équation de transport d'énergie pour un écoulement incompressible, stationnaire et sans terme source, s'écrit, en négligeant l'échauffement visqueux, comme suit:

$$\vec{U} \cdot \overrightarrow{\text{grad}T} = \alpha \text{div}(\overrightarrow{\text{grad}T}) \quad (1)$$

Le terme de gauche de cette équation représente le produit scalaire du champ de vitesse et du champ des gradients de température moyens. Celui de droite est proportionnel à la puissance thermique volumique transmise localement au fluide. Réécrite sous une autre forme (2), elle traduit le principe de « synergie » entre le champ de vitesse et les gradients de température.

$$M \cos \theta = \alpha \text{div}(\overrightarrow{\text{grad}T}) \quad (2)$$

$$M = \|\vec{U}\| \cdot \|\overrightarrow{\text{grad}T}\| \quad \text{et} \quad \theta = \arccos\left(\frac{\vec{U} \cdot \overrightarrow{\text{grad}T}}{M}\right) \quad (3)$$

M et θ sont respectivement le module de production de synergie entre le champ de vitesse et les gradients de température, et l'angle de synergie local entre les deux champs. Sous cette forme, l'équation (2) indique que l'augmentation du module de production de synergie et la diminution de l'angle de synergie conduisent à une augmentation locale des transferts thermiques.

Les échanges convectifs sont analysés dans les configurations d'échangeurs de chaleur multitubulaires ayant un nombre de rangs de tubes variant de $N=2$ à $N=10$. Toute l'étude est effectuée à iso-vitesse frontale, correspondant à un nombre de Reynolds $Re_D = 1050$, indépendamment du nombre de rangs de tubes. Ceci revient à supposer que les échangeurs analysés fonctionnent à iso-débit frontal. Une étude numérique antérieure a analysé l'influence de l'espacement interailette sur le développement des structures tourbillonnaires en fer à cheval aux jonctions tubes-ailettes [6] dans un échangeur à deux rangs de tubes. Cette étude [6], a mis en évidence un développement optimal de ce système pour des espacements interailettes E/D compris entre 0,20 et 0,25. En conséquence, un espacement interailette E/D de 0,22 est considéré dans la présente étude, les pas longitudinal, transversal et l'épaisseur de l'ailette étant respectivement $Pt/D = 1,64$; $Pt/D = 2,14$ et $\delta/D=0,0143$.

3. Domaine d'étude et conditions aux limites

Le domaine de calcul est représenté sur la figure 1 avec le système d'axe et les conditions aux limites ainsi que la topologie du maillage. En raison de la symétrie du problème, seule la moitié d'un espacement interailette ($E/2$), du pas transversal ($Pt/2$) de l'ailette proprement dite ($\delta/2$) et des tubes est modélisée. La partie amont est constituée de l'entrée et respectivement de deux plans de symétrie

latéraux et horizontaux. Cette partie du domaine permet de prendre en compte l'influence du bord d'attaque de l'ailette sur le profil de vitesse d'entrée. La partie centrale représente l'échangeur réel ou encore la portion d'échange. Elle est constituée des parois de l'ailette et du tube chauffés et respectivement de deux plans de symétrie latéraux et horizontaux. La partie aval est constituée de la sortie et de deux plans de symétrie latéraux et horizontaux et permet quant à elle de tranquilliser l'écoulement à l'aval de l'échangeur afin d'éviter des écoulements de retour pouvant conduire à des instabilités numériques. A l'entrée du domaine, un profil de vitesse et de température uniforme (U_0 et T_0) et une intensité de turbulence de 3% sont imposés. A la sortie, un profil de pression uniforme (P_0 , pression atmosphérique) est imposé. Aux parois du tube et de l'ailette, une condition d'adhérence et une température uniforme T_p sont imposées. Sur les plans de symétries, les composantes normales de vitesse et les gradients normaux de température sont nuls.

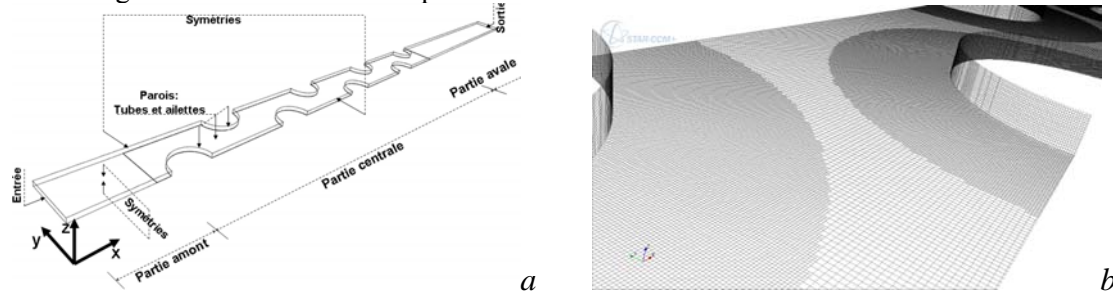


Figure 1 : Domaine d'étude et condition aux limites pour la géométrie à 8 rangs de tubes (a), topologie du maillage autour des tubes (b)

4. Procédure de résolution

Les équations de Navier Stokes, de transport des champs turbulents ainsi que l'équation d'énergie sont résolues de façon séquentielle par le solveur Algébrique linéaire multigrille AMG du code commercial Star CCM+ [8] à travers l'usage de l'algorithme SIMPLE et l'approche itérative de Gauss-Seidel. Une discrétisation spatiale du second ordre est choisie pour la résolution des termes convectifs. Afin de bien décrire les caractéristiques thermiques et dynamiques locales, un maillage régulier constitué d'hexaèdres est généré dans le domaine d'étude. Un raffinement adéquat est imposé près des parois afin que la première maille pariétale respecte la condition $z^+ = 1$ pour correctement résoudre les équations dans la sous-couche visqueuse (y compris dans la situation de frottement maximal). Ces choix ont été précédemment validés par des données PIV réalisés dans les plans frontaux aux tubes d'un échangeur à deux rangs de tubes et ailettes [6]. L'étude de l'indépendance de la solution vis-à-vis du maillage (non présentée ici) conduit à l'emploi d'un maillage ayant un nombre de cellules variant de 3.000.000 (pour N=2 rangs de tubes) à 11.000.000 de cellules hexaédriques (pour N=10 rangs de tubes). L'angle et le module de production de synergie étant directement reliés au champ dynamique et aux gradients du champ thermique, les termes de la relation (3) sont codés dans le logiciel de calcul Star CCM+ par l'emploi des fonctions personnalisées (User's file functions) et permettent une évaluation de ces grandeurs a posteriori.

5. Résultats

Nous présentons dans cette partie les principaux résultats de l'étude. Toute grandeur locale G moyennée transversalement dans des plans xy sera désignée par « moyenne transversale » et obtenue à travers la relation intégrale suivante :

$$G_{\text{moy}}(x) = \frac{1}{y_{\text{max}}(x) - y_{\text{min}}(x)} \int_{y_{\text{min}}(x)}^{y_{\text{max}}(x)} G dy \quad (5)$$

où y_{max} et y_{min} sont les limites transversales du domaine qui tiennent compte des frontières des tubes.

5.1. Analyse phénoménologique locale des échanges convectifs

Les échanges convectifs locaux résultent des phénomènes thermo-aérauliques qui se produisent dans l'échangeur notamment la faible épaisseur de la couche limite au bord d'attaque de l'ailette, l'amincissement local de la couche limite par les tourbillons en fer à cheval aux jonctions tubes-ailette

[6] et le développement des zones de sillages défavorables aux transferts thermiques. Afin de quantifier localement l'influence de l'augmentation du nombre de rangs de tubes sur les transferts thermiques et les pertes de mécaniques, nous représentons les moyennes transversales des coefficients d'échange $h_{\text{moy}}(x)$ et de frottement $Cf_{\text{moy}}(x)$ sur la paroi de l'ailette ainsi que la température de mélange $T_m(x)$ en fonction de la position longitudinale x/D pour les échangeurs ayant $N=2$ à 10 rangs de tubes (figure 2). La température de mélange est calculée dans des plans transversaux équidistants délimitant un volume d'échange unitaire autour de chaque rang de tube à l'exception des premiers et dernier rangs de tube qui incluent respectivement les volumes amont et aval du domaine de calcul.

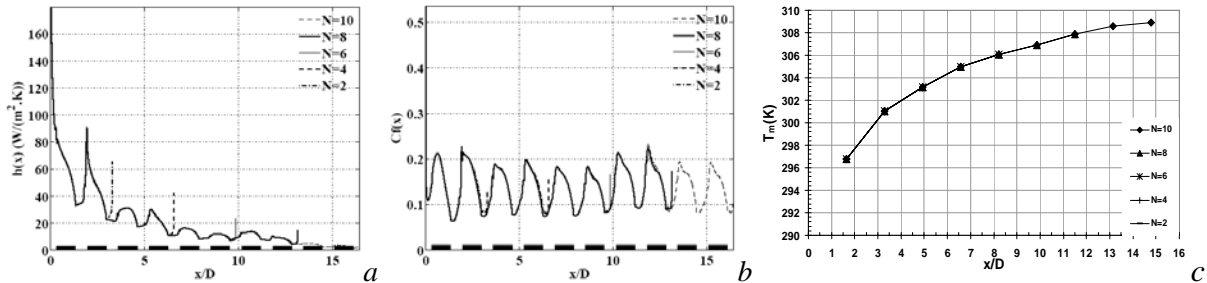


Figure 2 : Profils moyens transversaux de coefficient d'échange (a) et de frottement (b) ; température de mélange dans des plans transversaux (c)

La superposition de toutes les courbes (à l'exception de la singularité du bord de fuite de l'ailette liée à l'influence des rangs de tubes additionnels pour deux échangeurs différents) montre une indépendance des phénomènes thermo-aérauliques locaux vis-à-vis de l'augmentation du nombre de rang de tubes. L'analyse des moyennes transversales de coefficients d'échange et de frottement (figure 2a et 2b) montre des évolutions marquées par des maxima locaux à l'amont des tubes et des minima à leur aval liés respectivement au développement des cellules tourbillonnaires aux jonctions tube-ailettes et à la formation des zones de recirculation ; mais le fait le plus significatif est la forte décroissance du coefficient d'échange avec l'augmentation du nombre de rangs de tubes pour un coefficient de frottement presque autosimilaire. Ceci est lié à la progressive saturation thermique du fluide tel qu'observée sur le profil de température de mélange (figure 2c) pour les rangs de tubes d'indice élevé. L'évolution asymptotique des caractéristiques thermiques et l'invariance moyenne des pertes visqueuses mettent en évidence l'existence d'un nombre limité de rangs de tubes efficaces pour une application donnée.

5.2. Caractérisation locale des transferts thermiques selon le principe de « synergie des champs »

La figure 3 représente les distributions locales d'angle de synergie et du module de production de synergie dans le plan $z/E=0,13$ pour, à titre d'exemple, la configuration d'échangeur à quatre rangs de tubes. Une distribution locale caractéristique des phénomènes thermo-aérauliques qui se développent dans l'échangeur peut être observée sur ces figures.

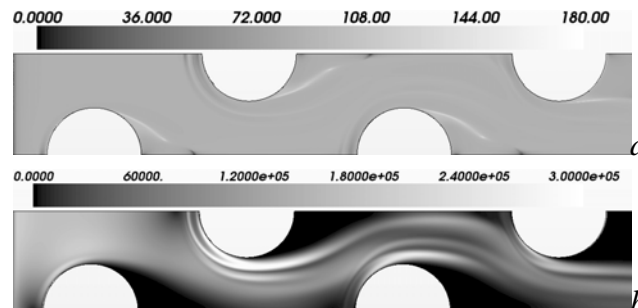


Figure 3 : Distribution locale de l'angle de synergie (a) et de son module de production (b) dans le plan $z/E=0,13$

L'analyse de la figure 3a met en évidence de faibles valeurs d'angle de synergie au bord d'attaque de l'ailette et dans les zones de formation des cellules tourbillonnaires en fer à cheval (amont des jonctions tubes/ailettes). Les sillages des tubes sont par contre délimités par de fortes valeurs d'angle de synergie. Cette répartition locale confirme le principe de synergie entre le champ de vitesse et les

gradients de température qui indique que les lieux de forts transferts thermiques sont caractérisés par de faibles valeurs d'angle de synergie et de forts modules de production de synergie. De façon analogue, la figure 3b montre une forte production de synergie à l'entrée de l'échangeur, autour des tubes et une faible production dans les sillages. Ceci est dû au fait que les zones de forts transferts thermiques sont caractérisées par de fortes valeurs de vitesse et gradients de température locale alors l'inverse se produit dans les zones de recirculation. Afin d'analyser de façon quantitative ces grandeurs, nous représentons sur la figure 4 les moyennes transversales d'angle et de module de synergie pour les configurations géométriques d'échangeurs ayant $N=2$ à 10 rangs de tubes.

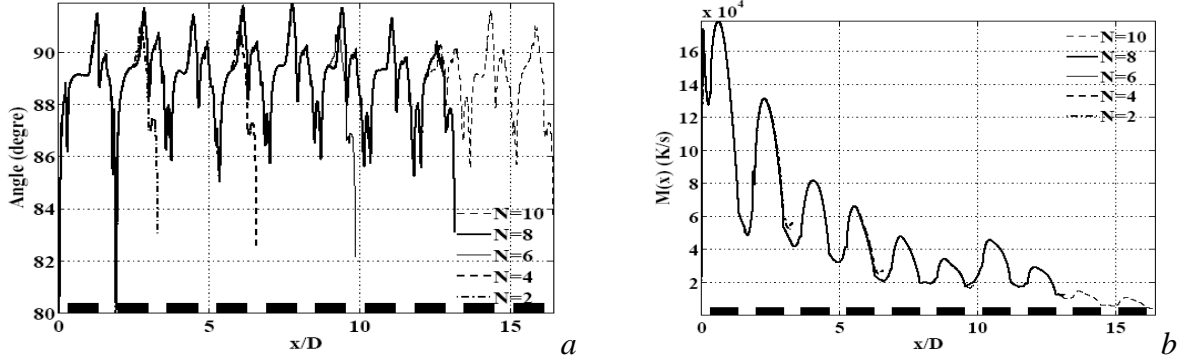


Figure 4 : Moyenne transversale de l'angle de synergie (a) et de son module de production (b) dans le plan $z/E=0,13$ pour $N=2$ à 10 rangs de tubes

La figure 4a montre une moyenne transversale d'angle de synergie présentant des minima et maxima respectivement à l'amont et à l'aval de chaque rang de tube, lieux de production des cellules tourbillonnaires en fer à cheval et des zones de recirculations. Le minimum d'angle de synergie est le plus faible à l'amont du second tube du fait que les cellules tourbillonnaires y sont plus développées en raison du fort gradient de pression adverse créée à l'amont de ce tube [6]. L'augmentation du nombre de rangs de tubes affecte peu le profil d'angle de synergie du fait de la topologie thermo-convective rapidement autosimilaire observée sur la figure 4a. Sur la figure 4b le profil du module de synergie présente tout comme l'angle de synergie des extrema caractéristiques mais le fait le plus remarquable est la forte décroissance asymptotique avec l'augmentation du nombre de rangs de tubes. En d'autres termes, on montre que l'augmentation du nombre de rangs affecte peu l'alignement local du champ de vitesse par rapport aux gradients température mais réduit de façon significative les gradients de température locale. Cette forte décroissance du module de synergie dégrade significativement les transferts thermiques dans l'échangeur particulièrement au niveau des rangs de tube d'indice élevé. Ceci indique notamment que de potentielles stratégies d'intensification des performances dans les échangeurs multi-rangs de tube doivent être envisagées en regard de la structuration thermo-convective ci-dessus observée de façon à détruire cette autosimilarité.

5.3. Analyse des performances thermo-aérauliques

Afin de caractériser les performances locales (aillette) et semi-globales (par rang de tube) des échangeurs analysés en tenant compte aussi bien des transferts thermiques que des pertes mécaniques mises en jeu, nous définissons les grandeurs thermo-aérauliques suivantes :

$$e_{loc}(x) = \frac{h_{moy}(x)}{Cf_{moy}(x)} ; \quad G_i = \frac{\dot{Q}_i}{\Delta P_i} \quad \text{où} \quad \dot{Q}_i = \dot{m}C_p(T_{m,i+1} - T_{m,i}); \quad \Delta P_i = \bar{P}_{i+1} - \bar{P}_i; \quad i = 1, \dots, N \quad (6)$$

La performance thermo-aéraulique locale, notée e_{loc} ; est représentée par la moyenne transversale du coefficient d'échange rapportée au frottement pariétal. G_i est la performance thermo-aéraulique unitaire pour chaque rang de tube considéré individuellement dans l'échangeur entier. Sur la figure 5, nous présentons la moyenne transversale des performances thermo-aérauliques locale et semi-globale unitaire pour les géométries étudiées. Une décroissance forte et asymptotique de la performance locale est observable sur la figure 5a, celle-ci étant réduite de près 95%, et devenant quasi constante au delà de 7 rangs de tube (information également observable sur les figures 2a et 4b). Au niveau semi-global, on montre que, pour toutes les géométries analysées, l'augmentation du nombre de rang de tubes dégrade la performance thermo-aéraulique unitaire des rangs de tubes d'indice élevé (figure 5b). Au

delà de 7 rangs de tubes, la performance unitaire des rangs est réduite de plus de 75% par rapport à celle du premier rang ce qui rend les échangeurs multi-rangs de tubes de plus en plus inefficaces au sens thermo-aéraulique pour un fonctionnement à iso-débit frontal. On peut souligner que, pour chaque échangeur considéré, les performances thermo-aérauliques du dernier rang de tube sont légèrement supérieures à celle du rang précédent. Ceci est lié à la faible valeur de perte de charge unitaire associée au fait que l'écoulement au niveau du dernier rang de tubes ne subit pas de contraction liée à la présence d'un rang de tubes aval.

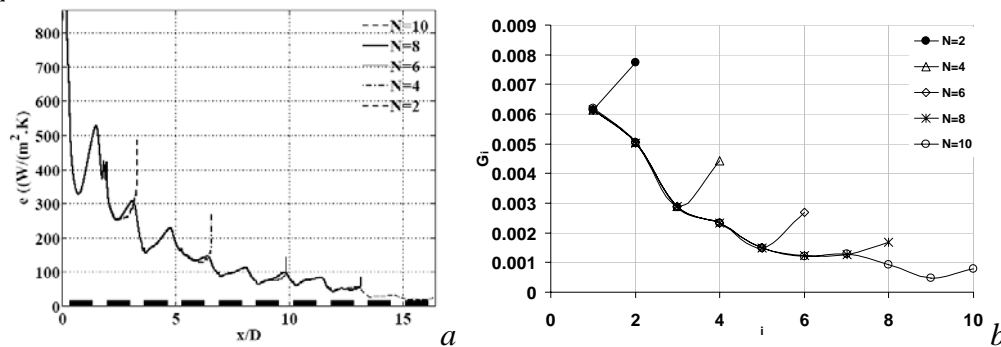


Figure 5 : Performance thermo-aéraulique locale (a) et efficacité thermo-aérauliques par rang de tube (b) pour les motifs d'échangeurs ayant N=2 à 10 rangs de tubes

6. Conclusion

Dans ce travail, nous avons analysé numériquement les performances thermo-aérauliques d'échangeurs de chaleur multi-rangs de tubes. L'analyse locale et semi-globale de ces performances montre qu'à iso-débit frontal les échangeurs multi-rangs de tubes deviennent peu performants au delà de 7 rangs de tubes. Les transferts convectifs ont été analysés selon le principe de synergie entre le champ de vitesse et les gradients de température. Cette étude met en évidence une autosimilarité de la structuration thermo-convective ainsi qu'une forte diminution de la production de synergie locale et donc des transferts thermiques au niveau des rangs de tubes d'indice élevé avec l'augmentation du nombre de rangs de tubes. Toute étude visant à intensifier les transferts thermiques doit être formulée sur cette structuration thermo-convective afin de détruire cette autosimilarité.

Remerciements

Ce travail a été réalisé sous le financement de la Région Nord Pas-de-Calais et ARMINES.

Références

- [1] T. H. Song, J. Y. Kim. Microscopic phenomena and macroscopic evaluation of heat transfer from plate fins/circular tube assembly using naphthalene sublimation technique. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, 3397-4304, 2002.
- [2] M. Tutar, A. Akkoca. Numerical analysis of fluid flow and heat transfer characteristics in 3D plate fin-and-tube heat exchangers Part A: Applications. *Num. Heat Transfer*, 46, 301-321, 2004.
- [3] Q. W. Wang, G. N. Xie, B. Sunden. Parametric study and multiple correlations on air side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large diameter tube rows. *Applied Thermal Engineering*, 29, 1-6, 2009
- [4] Y.L. He, W.Q. Tao, F.Q. Song, W. Zhang, 3D numerical study of heat transfer characteristics of plain plate fin-and-tube heat exchangers from view point of field synergy principle, *Int. Journal of Heat and Fluid Flow* 26, 459-473, 2005
- [5] Menter FR. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal* 32, 1598-1605, 1994.
- [6] J. V. Simo Tala, S. Russeil, D. Bougeard, J-L. Harion. Influence de l'espacement interailette sur la structuration de l'écoulement dans un échangeur à deux rangs de tubes à ailettes lisses, 1er Col. *Int. d'Energ. et de Méc.*, CIFEM 2010, 72-77, Saly, Sénégal, 2010.
- [7] Khallaki, K., Russeil S, Baudoin B. Numerical study of the horseshoe vortex structure upstream a single plate-finned tube. *Int. Journal of Heat and Tech.* 23, 31-36, 2005.
- [8] StarCCM+. User's Guide, 2007.