

Etude Numérique Comparative de la Convection Forcée Turbulente dans un Dissipateur Thermique Muni des Ailettes de Formes Carrés et Circulaires .

Rachid BOUCHENAF A⁽¹⁾, Rachid SAIM⁽¹⁾, Said ABBOUDI⁽²⁾

*(1) Laboratoire Energétique et Thermique Appliquée (ETAP),
Faculté de Technologie, Université Abou Bekr Belkaid, Tlemcen*

2 IRTES-M3M - EA 7274

*Université de Technologie de Belfort-Montbéliard
site de Sévenans, 90010 Belfort cedex, France*

Bouchenafa_rachid2011@yahoo.com saimrachid@yahoo.fr Said.Abboudi@utbm.fr

Résumé : La convection forcée est un phénomène de transfert thermique associé aux écoulements de fluide. La présence de la convection forcée influe simultanément sur les champs thermique et hydrodynamique, le problème est ainsi couplé. Ce mode de transfert de chaleur à l'intérieur des conduites intervient dans plusieurs applications pratiques telles que les capteurs solaires, les échangeurs de chaleur, le refroidissement des composants électroniques ainsi que les procédés chimiques et nucléaires. Dans ce travail, nous nous intéressons principalement à une étude numérique comparative des performances thermo-hydrauliques d'un écoulement incompressible turbulent de l'air à travers un dissipateur thermique composé de plusieurs rangées d'ailettes de section carrée et circulaire. Les effets des paramètres géométriques du modèle ainsi que les paramètres de fonctionnement sur le comportement dynamique et thermique de l'air seront analysés.

Mots clés :

Volume finis, écoulement, convection forcée, ailette.

1. Introduction

Le transfert de chaleur par convection (naturelle / forcée) est rencontré dans plusieurs applications telles que les collecteurs solaires, les équipements de traitement chimiques et le refroidissement des composantes électroniques. Ces derniers doivent être maintenus à une température relativement constante et inférieure de celle du constructeur pour assurer le bon fonctionnement et la durée de vie. Beaucoup de travaux de recherches (numériques et expérimentaux) ont été faites pour caractériser l'écoulement à travers les blocs à sources de chaleur. **Tsay et Cheng [1]** ont présenté une étude numérique sur les caractéristiques thermiques de l'écoulement de la convection forcée laminaire dans un canal contenant plusieurs panneaux courts montés avec des blocs générateurs de chaleur. **Mathews et Balaji [2]** ont utilisé un logiciel CFD pour simuler la convection mixte conjuguée dans un canal vertical et ont trouvé que la température maximale des composants électroniques peut être réduite d'une façon significative par l'augmentation de la conductivité thermique effective des composants électroniques. **Harnane et al.[3]** ont abordé numériquement le refroidissement par convection mixte turbulente de l'air des blocs chauffés dans un canal vertical. L'approche numérique est basée sur la technique des volumes finis. Une description détaillée de l'écoulement autour des blocs a été présentée et la distribution du nombre de Nusselt local est analysée. Une étude numérique tridimensionnelle des performances thermo-hydraulique d'un dissipateur thermique muni de plusieurs formes d'ailettes à été faite par **Feng Zhou et Ivan Catton [4]**. Les équations gouvernantes sont résolues en utilisant la méthode des volumes finis et le modèle de turbulence k- ω SST pour analyser l'écoulement et le transfert de chaleur. Expérimentalement, **Tae et Sung Kim [5]** ont examiné l'effet des découpes transversales sur les performances thermique d'un dissipateur thermique. Les résultats montrent que, parmi les paramètres de conception, la longueur de découpe transversale a l'influence la plus significative sur les performances thermiques des dissipateurs de chaleur. **Dong-Kwon Kim [6]** a fait une étude expérimentale comparative des performances thermiques de deux types de dissipateurs thermiques couramment utilisés dans l'industrie des équipements électroniques: la plaque à ailettes et les dissipateurs de chaleur à ailettes broches. A partir des données expérimentales, ils ont proposé un modèle de prédiction de la chute de pression et la résistance thermique.

Dans cette étude, on compare l'effet d'espacement transversal et longitudinal sur les caractéristiques thermo-hydraulique d'un écoulement turbulent autour des blocs carrés et circulaires.

2. Définition du problème

2.1. Géométrie du problème

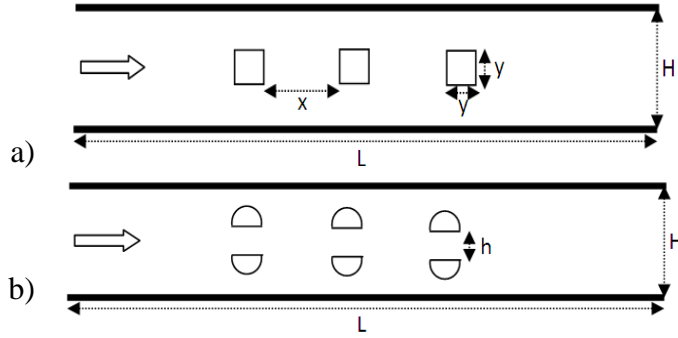


Figure 1 : Géométrie du problème, a) Blocs simple b) Blocs divisés

La géométrie étudiée est présentée sur la figure 1. Elle consiste en un canal horizontal de longueur L , de hauteur H , muni des blocs de forme carrée et circulaire de diamètre d . La distance entre les blocs est x . La configuration 1.b consiste à diviser les blocs ($y/2$) et étudier l'influence de la distance transversale h et longitudinale x .

Tableau 1. Dimension de la géométrie

L (mm)	H (mm)	X (mm)	y = d (mm)	h (mm)
51	5	3.25	1.5	0.5
		6.50		1.0
		13		1.5

2.2 Equations gouvernantes

La simulation bidimensionnelle du transfert de chaleur et de l'écoulement incompressible stationnaire est gouvernée par les équations suivantes :

$$\text{Continuité : } \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\text{Quantité de mouvement : } \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

$$\text{Energie : } \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

2.3 Modèle de turbulence k- ω SST

Le modèle de turbulence est défini par deux équations de transport,

2.3.1 Energie cinétique turbulente k :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot k \cdot u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (4)$$

2.3.1 Dissipation spécifique ω :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot \omega \cdot u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (5)$$

Tableau 2 : Constantes du modèle k- ω

Constant	α_∞^*	α_∞	α_0	β_∞^*	β_i	R_β	R_k	R_ω	ζ^*	M_{t0}	σ_k	σ_ω
Value	1.0	0.52	1/9	0.09	0.072	8.0	6.0	2.95	1.5	0.25	2.0	2.0

2.3 Conditions aux limites :

A l'entrée du canal, l'air a une vitesse uniforme u_{in} et une température uniforme T_{in} . A la sortie $P=P_{atm}$. Les deux parois supérieure et inférieure sont isolées. Les blocs sont maintenus à une température T_w .

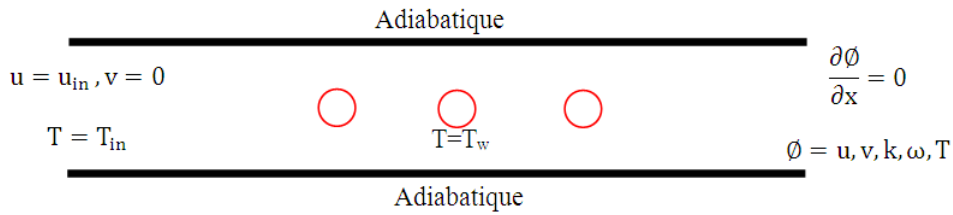


Figure 2 : Conditions aux limites

3. Solution numérique

Le système des équations gouvernantes muni des conditions aux limites est résolu en utilisant la méthode des volumes finis [7] et l'algorithme SIMPLEC [8].

3.1 Validation

La figure 3 montre une comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux [4] pour le cas où les blocs sont carrés et $x = 6.5$ mm et $y = 1.5$ mm. La comparaison montre une bonne concordance entre les résultats en termes de perte de pression en fonction de la vitesse.

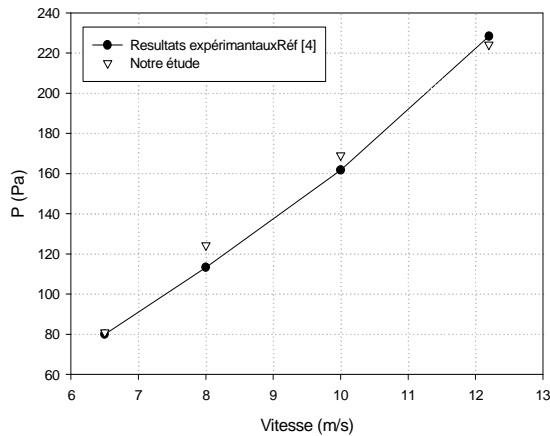


Figure 3 : Validation de la simulation avec l'expérience

4. Résultats et discussion

Les contours de vitesses sont présentés sur la figure 4 (a-b) pour une vitesse d'entrée $u_{in} = 6.5$ m/s, un espace longitudinal $x=6.5$ mm et un espace transversal $h=1$ mm. D'après la figure, la vitesse maximale dans le cas des blocs carrés est plus élevée par rapport au cas des blocs cercles. Il est remarquable aussi qu'il y a une formation des zones de recirculation derrière les blocs et ceci à cause de la séparation de l'air par les cornes des blocs et le rattachement après les blocs. La taille des zones de recirculation dans le cas carré est plus importante par rapport au cas cercle.

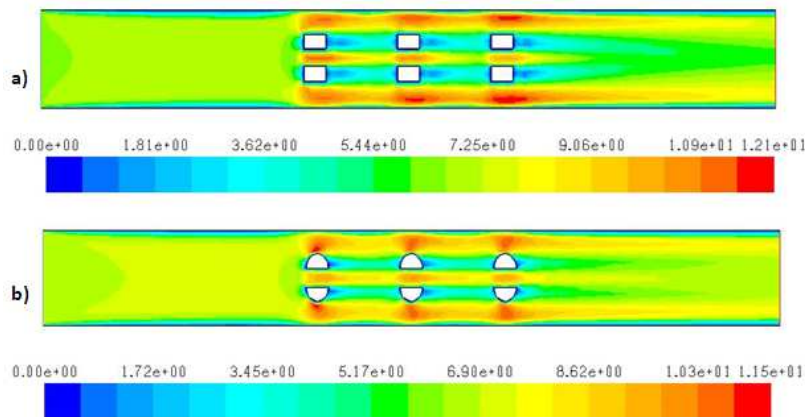
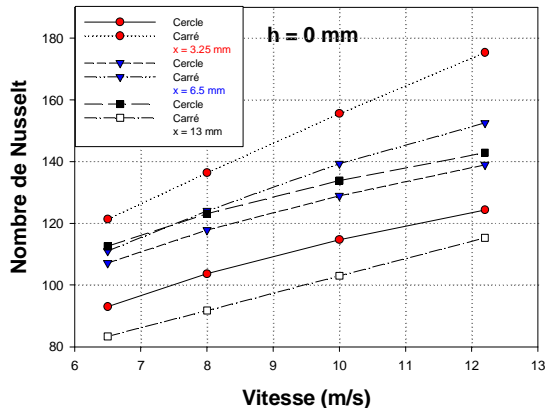
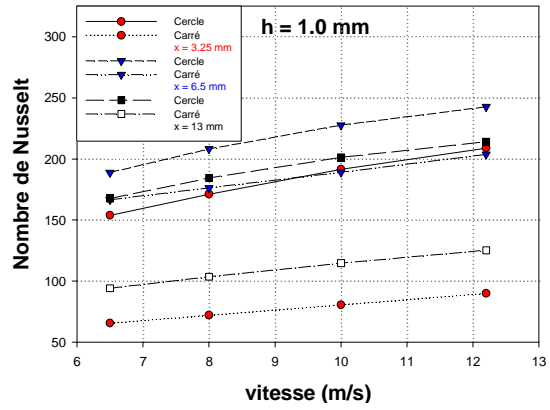


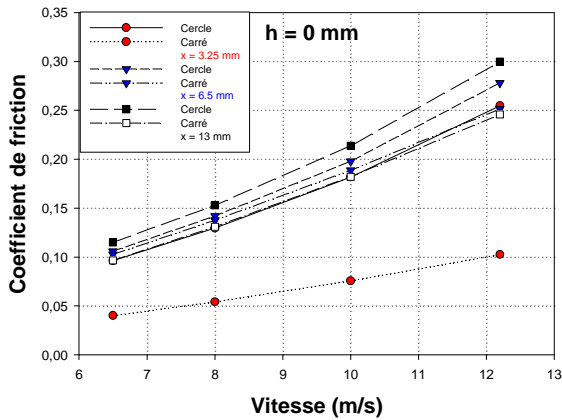
Figure 4 : Contours des vitesses ($x = 6.5$ mm et $h = 1$ mm).



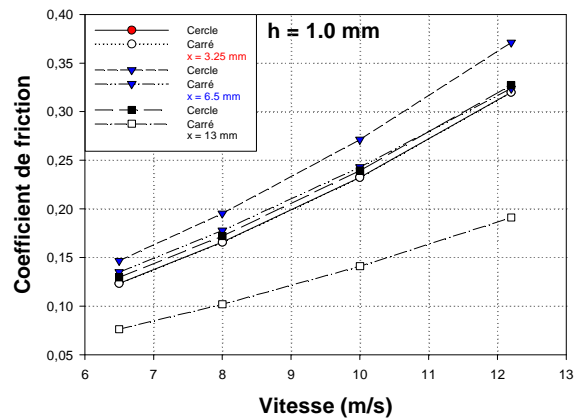
(a)



(a')



(b)



(b')

Figure 5 : (a-a') Nombre de Nusselt en fonction de vitesse
(b-b') Coefficient de friction en fonction de vitesse

La figure 5 (a-a') présente le nombre de nusselt moyen en fonction de la vitesse d'entrée pour le cas des blocs $h=0$ et le cas des blocs divisés (on présente un seul cas $h=1$ mm). On remarque que le nombre de nusselt est proportionnel avec les vitesses d'entrée pour les deux configurations. Le transfert convectif dans le cas des blocs circulaires est plus important par rapport aux cas des blocs carrés vue que le contact entre l'air et les blocs chauds est maximal (faible séparation de l'air autour des blocs, donc faible zones de recirculation). En divisant les blocs, le taux de transfert convectif augmente et ceci peut être interprété par l'augmentation de la surface d'échange.

Le coefficient de friction en fonction des vitesses d'entrée pour $h=0$ mm et $h=1$ mm est présenté sur les figures b et b' respectivement. D'après ces figures, il est clair que le frottement est proportionnel à la vitesse de l'écoulement d'air. En divisant les blocs en deux, le frottement augmente vue que la surface de contact augmente. Il est remarquable aussi que le frottement pour le cas des blocs circulaires ($h=0$ et $h=1$ mm) est plus important comparés aux blocs carrés.

5. Conclusion

La convection forcée turbulente de l'air circulant dans un canal horizontal muni des blocs de formes carrée et circulaire a été étudié numériquement. Les contours de vitesses, le nombre de Nusselt moyen et le coefficient de friction sont présentés et analysés. Les résultats trouvés montrent que la division des blocs améliore le transfert thermique convectif pour les blocs circulaires par rapport aux blocs carrés. Les résultats montrent aussi que la division des blocs s'accompagné par une perte de friction plus importante. Cette étude peut être prolongée pour évaluer le cas optimum et pour différentes formes de blocs et pour différentes conditions.

Nomenclature

D_h	diamètre hydraulique, m
f	coefficient de friction
G_k	génération de l'énergie cinétique turbulente due au gradient de vitesse, m^2/s^2
G_ω	génération de l'énergie cinétique turbulente due au buoyancy, m^2/s^2
H	hauteur du canal, m
h	espace transversal entre deux blocs, m
k	énergie cinétique turbulente, m^2/s^2
L	longueur du canal, m
Nu	nombre de Nusselt
P	pression, Pa
Re	nombre de Reynolds
S_k, S_ω	termes sources de k et ω .
T	température, K
u_i, u_j	composantes de vitesses dans les directions x_i, x_j , m/s
x	espace entre deux blocs, m
Y_k, Y_ω	dissipation de k et ω , m^2/s

Références

- [1] Y. Tsay , J.C Cheng, Analysis of convective heat transfer characteristics for a channel containing short multi-boards mounted with heat generating blocs, International Journal of Heat and Mass Transfer, 51, 145–154, 2008.
- [2] R. N. Mathews, C. Balaji, Numerical simulation of conjugate, turbulent mixed convection heat transfer in a vertical channel with discrete heat sources, International Communications in Heat and Mass Transfer 33, 908–916, 2006.
- [3] Y. Harnane, R. Bessaih, Etude numérique de l'écoulement de la convection mixte turbulente dans un canal vertical muni de blocs chauffés (Comparaison entre deux modèles de turbulence), Revue des Energies Renouvelables CISM'08 Oum El Bouaghi, 165 – 174, 2008.
- [4] Feng Zhou, Ivan Catton, Numerical evaluation of flow and heat transfer in plate-pin fin heat sinks with various pin cross-sections, Numerical Heat Transfer, Part A, 60, 107–128, 2011
- [5] Tae Young Kim, Sung Jin Kim, Fluid flow and heat transfer characteristics of cross-cut heat sinks, International Journal of Heat and Mass Transfer, 52, 5358–5370, 2009
- [6] Dong-Kwon Kim, Sung Jin Kim , Jin-Kwon Bae, Comparison of thermal performances of plate-fin and pin-fin heat sinks subject to an impinging flow, International Journal of Heat and Mass Transfer, 52, 3510–3517, 2009
- [7] Patankar SV, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, 1980, Hemisphere, New York.
- [8] Van Doormal, *Enhancement of the simple method for predicting incompressible fluid flow*, 1984, vol 7, 147-163