

REFROIDISSEMENT DES SOURCES DE CHALEUR PAR CONVECTION MIXTE DANS UN CANAL INCLINE

L. Boutina et R. Bessaïh*

*Laboratoire LEAP, Département de Génie Mécanique,
Université Mentouri-Constantine, Route de Ain El. Bey, Constantine 25000, Algérie.*

**bessaih.rachid@gmail.com, lyesmag@yahoo.fr*

RESUME

Dans ce travail, nous étudions numériquement le refroidissement par convection mixte des composants électroniques montés dans un canal incliné. La méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLER ont été utilisés pour résoudre les équations de l'écoulement en régime laminaire. Les résultats obtenus montrent que l'effet du nombre de Reynolds, de l'angle d'inclinaison, de l'espace entre les composants électroniques ont des effets considérables sur l'amélioration du transfert de chaleur à l'intérieur du canal.

1.INTRODUCTION

Il est bien connu que les scientifiques se penchent sur l'étude des écoulements avec transfert de chaleur par différents modes de convection (naturelle, forcée et mixte). Celles-ci, s'impliquant dans de nombreux phénomènes naturels ou processus industriels trouve son application dans différents domaines industriels tels que, par exemple, les processus de dépôt de vapeurs chimiques, ainsi que le refroidissement des réacteurs nucléaires et des systèmes électroniques. Premachandran et Balaji [1] ont étudié numériquement la convection mixte dans un canal horizontal contenant quatre sources de chaleur montées sur la paroi inférieure dont, les surfaces externes du canal sont supposées être adiabatiques. Wang et Jaluria [2] ont étudié numériquement la stabilité en convection mixte tri-dimensionnelle dans une conduite horizontale rectangulaire contenant des rangées de sources de chaleur, montées sur la surface inférieure. Le fluide considéré dans cette étude est de l'air, qui entre à faible nombre de Reynolds. Chang et Shian [3] ont fait une étude numérique de la convection mixte dans un canal vertical ouvert, pour étudier l'effet d'une cloison horizontale sur les caractéristiques du transfert de chaleur. Kim et al. [4] ont étudié numériquement la convection mixte dans un canal contenant des sources de chaleur. Ils ont vu que les hypothèses trop simplificatrices ne sont pas appropriées pour simuler le refroidissement des équipements électroniques. Dogan et al. [5] ont étudié expérimentalement la convection mixte dans un canal contenant des sources de chaleur en bas et en haut. Ils ont montré que la force de buoyancy, le début de l'instabilité et l'amélioration du transfert de chaleur sont directement liés aux nombres de Grashof et de Reynolds.

L'objectif de ce présent travail est de simuler numériquement le refroidissement à air par convection mixte de deux composants électroniques montés dans un canal vertical. L'effet de l'augmentation du nombre de Reynolds et l'effet de l'inclinaison du canal dans le but d'essayer d'obtenir une amélioration du transfert de chaleur, sont analysés. L'effet de l'espace entre les composants électroniques est examiné.

2. GEOMETRIE ET MODELE MATHEMATIQUE

La géométrie du problème considéré est illustrée dans la figure 1. Elle consiste deux composants électroniques montés dans un canal vertical de longueur L et de largeur H , les deux parois verticales sont supposées adiabatiques. A l'entrée du canal, l'air pénètre avec une vitesse V_0 pour refroidir les deux composants. Chaque un de ces derniers a une longueur L_{Sx} et une hauteur L_{Sy} et sont séparés par une distance d , la distance entre l'entrée du canal et le premier composant (composant $N^\circ = 1$) est L_1 , et entre le deuxième composant (composant $N^\circ = 2$) et la sortie du canal est L_2 . Chaque composant est maintenu à une température constante T_s . V_0 est la vitesse uniforme de l'air à l'entrée du canal, et T_0 la température du milieu ambiant. Noter que pour un angle d'inclinaison $\alpha = 0^\circ$, le canal est en position verticale, et pour $\alpha = 90^\circ$ le canal est en position horizontale.

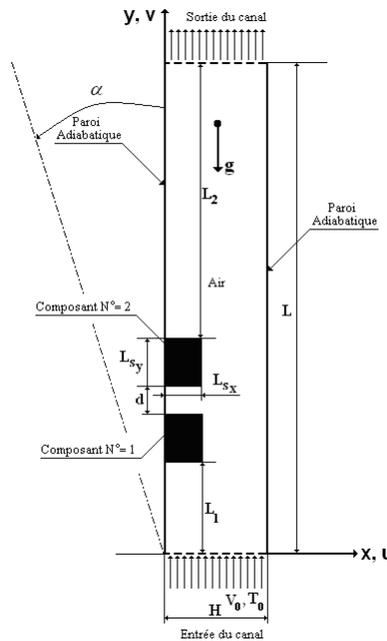


Figure 1. Géométrie du problème

En introduisant les variables adimensionnelles suivantes :

$$\begin{aligned}
 X &= x/H & ; & & Y &= y/H, & & ; & \tau &= U_0 t/H \\
 U &= u/V_0 & ; & & V &= v/V_0, & & ; & P &= (p-p_0)/\rho V_0^2 \\
 \theta &= (T - T_0)/(T_s - T_0) & ; & & v^* &= v/v_{air}, & & ; & K^* &= K/K_{air}
 \end{aligned}$$

Les équations adimensionnées régissant l'écoulement, s'écrivent comme suit :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{\text{Re}} \left\{ \frac{\partial}{\partial X} \left(v^* \frac{\partial U}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(v^* \frac{\partial U}{\partial Y} \right) \right\} + \frac{Gr}{\text{Re}^2} \sin(\alpha) \cdot \theta \tag{2}$$

$$\frac{\partial V}{\partial \tau} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{\text{Re}} \left\{ \frac{\partial}{\partial X} (v^* \frac{\partial V}{\partial X}) + \frac{\partial}{\partial Y} (v^* \frac{\partial V}{\partial Y}) \right\} + \frac{Gr}{\text{Re}^2} \cos(\alpha) \cdot \theta \quad (3)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{\text{Re Pr}} \left\{ \frac{\partial \theta}{\partial X} (K^* \frac{\partial \theta}{\partial X}) + \frac{\partial \theta}{\partial Y} (K^* \frac{\partial \theta}{\partial Y}) \right\} \quad (4)$$

où $Ri = Gr/Re^2$ (où Gr est le nombre de Grashof), et $K^* = v^* = 1$ dans la région fluide et ∞ au niveau des composants. Initialement, à $\tau = 0$, $U=V=\theta=0$. Les conditions aux limites sont présentées pour notre problème sous forme adimensionnelle, pour $\tau > 0$, comme suit :

$$\text{A } Y=0 \text{ et } 0 \leq X \leq 1; U=0, V=1, \theta=0; \text{ A } Y=L \text{ et } 0 \leq X \leq 1; \frac{\partial U}{\partial Y} = 0, \frac{\partial V}{\partial Y} = 0, \frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0$$

$$\text{A } X=0 \text{ et } 0 \leq Y \leq L; U=0, V=0, \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0; \text{ A } X=1 \text{ et } 0 \leq Y \leq L; U=0, V=0, \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$$

3. METHODE NUMERIQUE

La méthode numérique des volumes finis développée par Patankar [6] a été employée pour discrétiser les différentes équations du modèle mathématique. Un maillage de 72×372 nœuds a été choisi pour faire les calculs nécessaires à la résolution de ces équations, puisqu'il est considéré pour avoir le meilleur compromis entre temps de calcul et précision. L'algorithme SIMPLER [6] a été utilisé pour la résolution du couplage vitesse - pression, et la performance du code numérique a été testée par comparaison avec les résultats disponibles dans la littérature [7], voir figure 2.

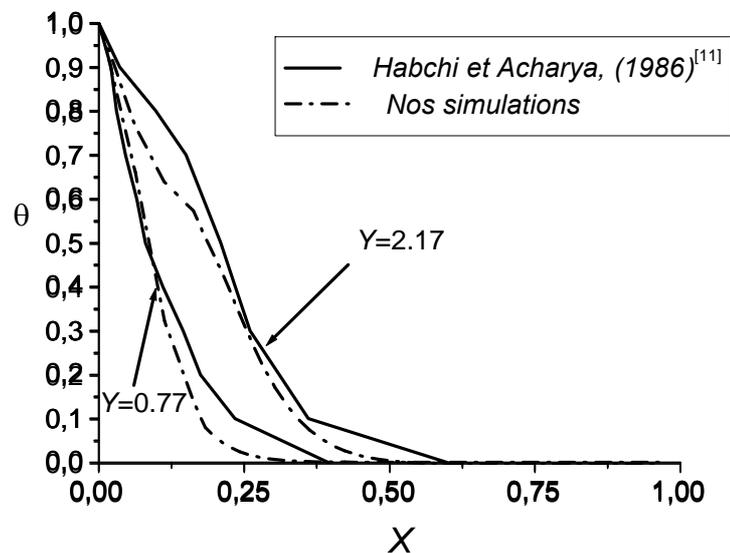


Figure 2. Comparaison des profils de la température $\theta=f(x)$, entre nos simulations et celles de Habchi (1986).

4. RESULTATS ET DISCUSSION

4.1 Effet de l'angle de l'inclinaison du canal

Pour mettre en évidence l'influence de la variation de l'angle d'inclinaison du canal α sur la nature de l'écoulement en convection mixte d'une part, et mieux analyser les échanges de chaleur d'autre part, nous avons varié l'angle d'inclinaison du canal tel que $\alpha = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, -45^\circ$ et -90° . Les données géométriques prises pour cette étude sont :

$$H/H = 1, L_1/H = 2, L_2/H = 6, d = L_{sy}, L_{sx}/H = 0.25 \text{ et } L_{sy}/H = 0.25$$

Pour consulter l'influence de l'angle d'inclinaison α sur le transfert de chaleur au sein des deux composants. La figure 3 présente la variation du nombre de Nusselt local le long des six faces de chaque composant en fonction de l'angle d'inclinaison du canal α . On voit que les valeurs du nombre de Nusselt local sur les six faces du 1^{er} composant sont plus grandes que celles du 2^{ème} composant. Aussi, on distingue que le transfert de chaleur s'améliore au sein du 2^{ème} composant tout en augmentant l'angle d'inclinaison ; et l'angle optimal pour un meilleur transfert de chaleur est $+45^\circ$. La figure 4 présente l'effet de l'augmentation de l'angle d'inclinaison du canal α sur le nombre de Nusselt Moyen \overline{Nu} de chaque composant, dont elle montre que le transfert de chaleur est important au niveau du 1^{er} composant que celui du 2^{ème} composant, puisque il est localisé juste après l'entrée du canal. Aussi, on constate que le transfert de chaleur au sein du 2^{ème} composant est meilleur pour un angle d'inclinaison optimal $\alpha = 45^\circ$.

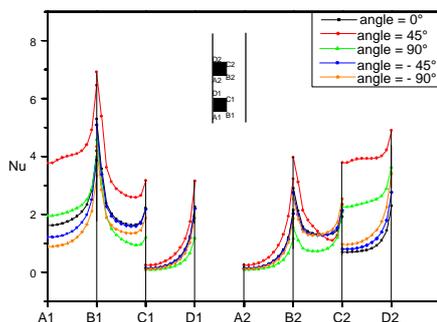


Figure 3. Nombre de Nusselt local Nu le long des faces des deux composants pour différentes valeurs de l'angle α , pour $Re = 5$, $Gr=10^4$, et $Ri = 400$.

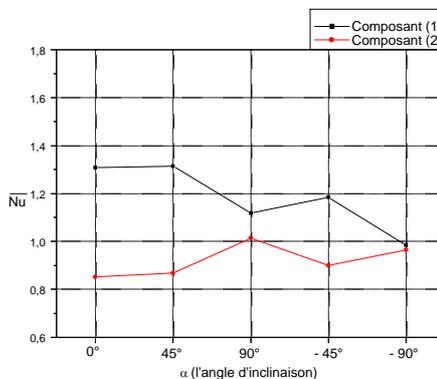


Figure 4. Nombre de Nusselt Moyen \overline{Nu} de chaque composant en fonction de l'angle α pour $Re = 5$, $Gr=10^4$ et $Ri = Gr/Re^2 = 400$.

4.2. Effet du nombre de Reynolds

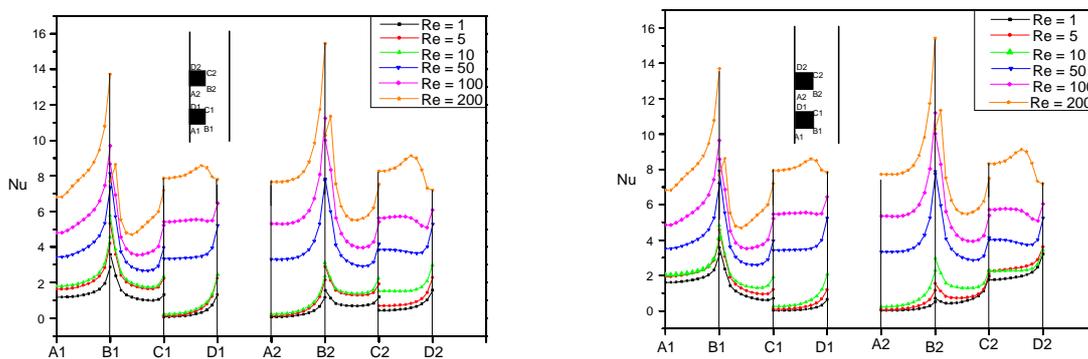
Dans le but d'examiner l'effet de l'augmentation du nombre de Reynolds sur la nature de l'écoulement en convection mixte, nos simulations numériques ont été faites pour différentes valeurs du nombre de Reynolds ($Re = 1, 5, 10, 50, 100$ et 200), et pour différentes valeurs d'angles d'inclinaison α du canal, en prenant une valeur fixe du nombre de Grashof ($Gr = 10^4$).

Les données géométriques prises pour cette études

$$\text{sont : } H/H = 1, L_1/H = 2, L_2/H = 6, d = L_{sy}, L_{sx}/H = 0.25 \text{ et } L_{sy}/H = 0.25$$

Les Figures 5 a-b présentent les profils de la variation du nombre de Nusselt local le long des six faces des deux composants en fonction du nombre de Reynolds et pour deux valeur de

l'angle d'inclinaison du canal $\alpha = 0^\circ$ (Fig.5a) et $\alpha = 90^\circ$ (Fig.5b), respectivement. On remarque que le taux de transfert de chaleur sur les six faces au niveau du 1^{ère} composant est plus important que celui du 2^{ème} composant, et le transfert de chaleur est maximal au coin droit de chaque composant (B1, B2). Aussi, sur les faces (A1B1, A2B2, B1C1 et B2C2) on observe qu'en augmentant le nombre de Reynolds la valeur du nombre de Nusselt local augmente, mais sur les faces (C1D1, C2D2) on constate que la valeur du nombre de Nusselt local est faible avec l'augmentation du nombre de Reynolds vu que dans cette région, il ya réduction de la taille de la zone de recirculation. La Figure 6 présente les profils de la variation du nombre de Nusselt moyen \overline{Nu} des deux composants en fonction du nombre de Reynolds pour différents angles d'inclinaison du canal, pour $Gr = 10^4$. On remarque que le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds pour différents angles d'inclinaison du canal. Après tout ces observations, on peut conclure que le transfert de chaleur s'améliore en augmentant la valeur du nombre de Reynolds. Aussi, que l'angle d'inclinaison optimale pour un meilleur transfert de chaleur est de 45° .



(a) ($Gr=10^4, \alpha = 0^\circ$)

(b) ($Gr=10^4, \alpha = 90^\circ$)

Figure 5. Nombre de Nusselt local Nu le long des faces des deux composants pour différentes valeurs de Reynolds.

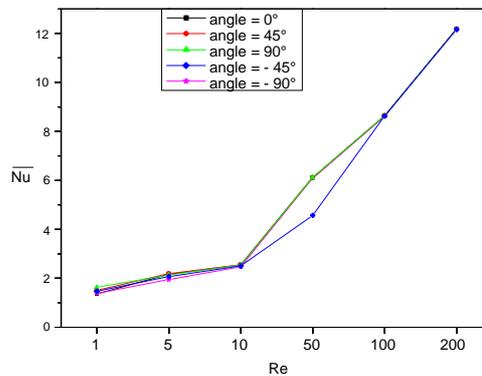


Figure 6 . Nombre de Nusselt Moyen \overline{Nu} des deux composants en fonction de Reynolds pour différents angles d'inclinaison du canal ($Gr=10^4$).

4.3 Effet de l'espace entre les composants électroniques

La figure 7 montre l'effet de l'augmentation de l'espacement entre les composants sur le nombre de Nusselt Moyen \overline{Nu} de chaque composant pour $\alpha = 0^\circ$. Nous avons remarqué une augmentation importante du nombre de Nusselt avec l'augmentation de la valeur de l'espace d au niveau des deux composants, impliquant une augmentation du transfert de chaleur. Le taux de transfert de chaleur global des deux composants (Figure 8), augmente avec l'augmentation de l'espacement entre les composants.

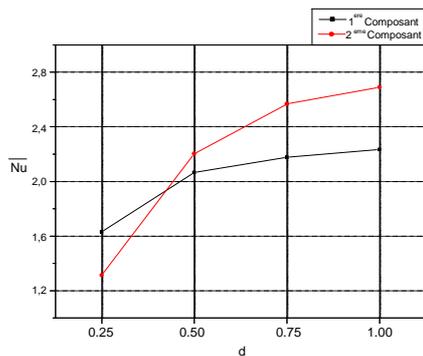


Figure 7 . Nombre de Nusselt Moyen \overline{Nu} composant pour différentes valeurs de d

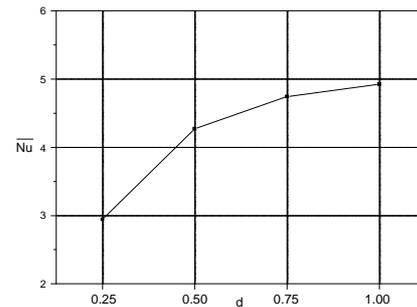


Figure 8 . Nombre de Nusselt Moyen \overline{Nu}

5.CONCLUSION

L'étude de la convection mixte bidimensionnelle dans un canal contenant des sources de chaleur, simulant des composants électroniques, a été faite. Les équations gouvernant l'écoulement du fluide, le transfert de chaleur sont discrétisées en utilisant la méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLER pour les résoudre. Ce travail a été validé par une comparaison avec les résultats numériques trouvés dans la littérature. Un bon accord a été trouvé. Les résultats de nos simulations numériques de l'influence de l'angle d'inclinaison du canal, montrent que le transfert de chaleur augmente tout en augmentant l'angle d'inclinaison. Un meilleur refroidissement des composants électroniques a été obtenu pour $\alpha = 45^\circ$. Aussi, l'augmentation de la valeur du nombre de Reynolds (de 1 à 200) provoque une amélioration du transfert de chaleur, donc un bon refroidissement des composants électroniques. L'augmentation de l'espace entre les composants électroniques provoque une diminution de la température autour des composants électroniques, surtout pour le deuxième composant.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1. B. Premachandran, C. Balaj, 2006, Conjugate mixed convection with surface radiation from a horizontal channel with protruding heat sources, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49 pp. 3568 – 3582.
2. Q. Wang, Y. Jaluria, 2002, Instability and heat transfer in mixed convection flow in a horizontal duct with discrete heat sources, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 42 pp. 445 – 463.
3. T. S. Chang, Y. H. Shian, 2004, Flow pulsating and baffle's effect on the opposing mixed convection in a vertical channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48 pp. 4190-4204.
4. S. Y. Kim, H. J. Sung, J. M. Hun, 1992, Mixed convection from multiple layered boards with cross streamwise periodic boundary conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 35, pp. 2941-2952.
5. A. Dogan, M. Sivrioglu, S. Baskaya, 2005, Experimental investigation of mixed convection heat transfer in a rectangular channel with discrete heat sources at the top and at the bottom, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 32 pp. 1244-1252.
6. S.V. Patankar, Numerical heat transfer and fluid flow, 1980, Hemisphere, Washington, DC.
7. S. Habchi, S. Acharya, 1986, Laminar mixed convection in a partially blocked, vertical channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 29, pp. 1711-1722.