

# ETUDE NUMERIQUE DE LA CONVECTION MIXTE DANS UN CANAL RECTANGULAIRE INCLINE

Nassim Laouche<sup>#1</sup>, Korichi A. Kader<sup>\*2</sup>

<sup>#</sup> *Laboratoire de Mécanique Physique et Modélisation Mathématique, Pôle universitaire Médéa 26000, Médéa Algérie*

<sup>1</sup> Laouche\_nassim@yahoo.fr

<sup>2</sup> ab\_korichi@yahoo.fr

**Abstract**— Cet article présente une étude numérique de la convection mixte dans un canal rectangulaire avec des sources de chaleur discrètes asymétrique sur une paroi. Les forces de flottabilités sont opposées par rapport au sens de l'écoulement de fluide. La méthode des volumes finis a été utilisée pour la résolution des équations gouvernantes utilisant le code libre OpenFoam. Les résultats sont représentés se forme des lignes de courant, des contours de température, des profils de température, les profils de vitesse et l'évolution de Nusselt. Une analyse de l'effet de nombre de Richardson varié de 0.5 à 5 pour un écoulement opposé est présentée et discutée.

**Keywords**— Convection mixte, canal incliné, sources de chaleur discrete

## I. INTRODUCTION

Le transfert de chaleur par convection mixte, trouve une large application dans des différents domaines, telles que le refroidissement des équipements électroniques, échangeurs de chaleur, les fours. etc ... En effet, la maîtrise et la compréhension des transferts de chaleur, notamment par convection mixte, joue un rôle important dans la conception et le dimensionnement des systèmes électroniques.. Beaucoup de recherches expérimentales et numériques sur la caractéristique de transfert de chaleur par convection dans un canal incliné avec des sources de chaleurs discrète sont disponibles dans la littérature [1-7].

De l'examen de la documentation ci-dessus, on peut constater qu'en convection mixte la direction relative de la poussée d'Archimède (dirigée vers le haut) par rapport au sens de l'écoulement forcé imposé, joue un rôle important.

Ce travail consiste à étudier numériquement l'influence de l'angle d'inclinaison de canal sur la structure de l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur par convection mixte dans un canal rectangulaire de longueur L, contient des sources de chaleur discrètes de longueur b répartis sur l'une des parois, tandis que l'autre paroi est supposée adiabatique. La méthode des volumes finis a été utilisée pour résoudre ce problème utilisant le code de calcul libre open source OpenFoam.

## II. MODELE MATHEMATIQUE

La configuration physique et les dimensions prises en compte pour l'analyse numérique sont illustrées sur la figure 1. Les longueurs d'entrée et de sortie sont respectivement prises comme  $L_e = 4H$  et  $L_s = 10H$  et l'angle d'inclinaison de  $0^\circ$  et  $45^\circ$  et  $90^\circ$ .

Les équations gouvernantes sont les suivantes :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0.$$

$$\rho \left[ \frac{\partial}{\partial x}(uu) + \frac{\partial}{\partial y}(vu) \right] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] \pm \rho_0 g (1 - \beta(T - T_0)) \cdot \sin(\gamma)$$

$$\rho \left[ \frac{\partial}{\partial x}(uv) + \frac{\partial}{\partial y}(vv) \right] = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] \pm \rho_0 g (1 - \beta(T - T_0)) \cdot \cos(\gamma)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{k}{\rho \cdot c_p} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right)$$

Les conditions aux limites employées dans cette étude sont les suivantes:

A l'entrée, un écoulement uniforme vers le haut à une température constante  $T_0$  est imposée et une vitesse constante  $u_0$ .

- A la sortie, une condition à la limite d'un écoulement sortant est donnée:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0, \quad v = 0, \quad \frac{\partial p}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

- Au mur: les vitesses sont nulles ( $u = v = 0$ )

- Les sources de chaleur  $u = v = 0$  et  $T = T_w$

- autres parois: état adiabatique

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$$

Les équations de transport régissant les conditions aux limites sont résolues en utilisant le code open source OpenFoam® basé sur la méthode des volumes finis. La solution itérative est poursuivie jusqu'à ce que les résidus pour toutes les cellules de calcul deviennent inférieurs à  $10^{-6}$  pour toutes les variables dépendantes.

La grille est choisie non uniforme et elle est fortement concentrée près de la paroi, en particulier au voisinage des

sources de chaleur afin de capturer une vitesse, une pression et une température de gradient élevées. Pour assurer l'indépendance du maillage vis-à-vis les résultats, une série d'essais a été réalisée pour des grilles non uniformes de  $180 \times 40$ ,  $270 \times 60$ ,  $360 \times 80$  et  $450 \times 100$ . L'erreur relative maximale dans le nombre de Nusselt pour  $360 \times 80$  et  $450 \times 100$  ne dépasse pas 0,5%. En conséquence, la grille  $360 \times 80$  est considérée comme appropriée pour la présente étude.

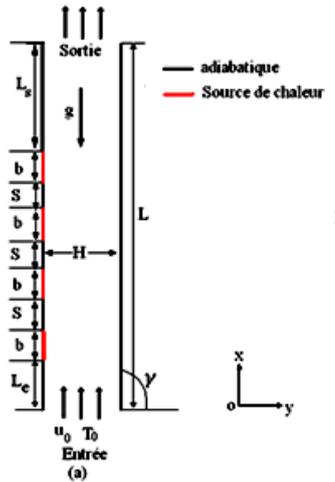


Fig. 1 La géométrie de problème considéré

### III. RESULTATS

Dans le but de tester ce paramètre, nous avons effectué des calculs pour différent orientation du canal et ce en variant l'angle d'inclinaison. Trois valeurs de l'angle d'inclinaison sont considérées  $0^\circ$ ,  $45^\circ$  et  $90^\circ$  pour différentes valeurs de Re (100, 200 et 400) et Gr constant égal à  $Gr = 4 \times 10^4$ .

D'après les résultats obtenus, on remarque d'après les lignes de courant représentés sur la figure 2 que le champ dynamique dépend à la fois de la vitesse à l'entrée et de l'angle d'inclinaison. Pour de faibles valeurs du nombre de Reynolds les lignes de courant sont légèrement espacées à côté de la paroi froide par rapport à celle contenant les sources pour la position horizontale. Et d'après la figure 3, on remarque que pour  $Re = 100$  et  $\gamma = 0^\circ$ , les isothermes sont concentrées près des sources de chaleur et l'épaisseur de la couche limite thermique est épaisse, tandis que pour  $\gamma = 45^\circ$  et  $90^\circ$ , les isothermes sont plus étirées vers l'arrière et l'épaisseur de la couche limite thermique devient moins épaisse.

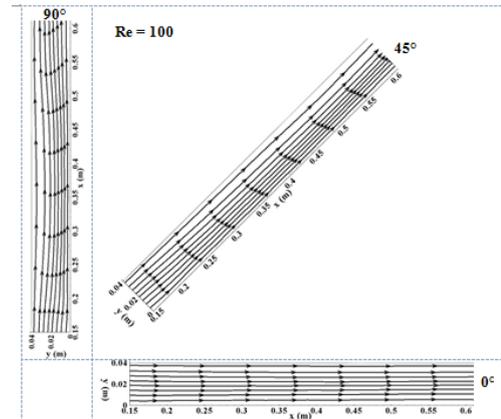


Fig. 2 Lignes du courant pour  $Re = 100$  et  $\gamma = 0^\circ, 45^\circ$  et  $90^\circ$  à  $Gr = 4 \times 10^4$ .

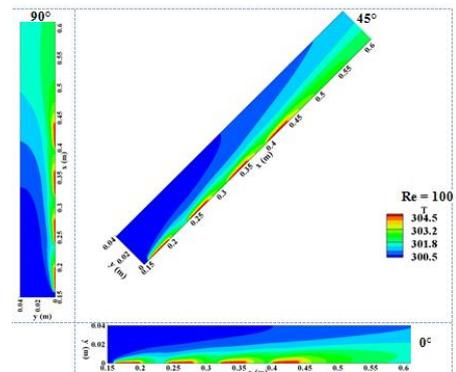


Fig. 3 Contours de la température pour  $Re = 100$  et  $\gamma = 0^\circ, 45^\circ$  et  $90^\circ$  à  $Gr = 4 \times 10^4$ .

### REFERENCES

- [1] F.P. Incropera, J.S. Kerby, D.F. Moffatt, S. Ramadhyani, Convection heat transfer from discrete heat sources in a rectangular channel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 29, 1051–1058, 1986.
- [2] Barletta A. et Zanchini. E (2001), Mixed convection with viscous dissipation in an inclined channel with prescribed wall temperatures, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 44, pp. 4267 – 4275.
- [3] Guimaraes. P et Menon. G, (2008), Combined free and forced convection in an inclined channel with discrete heat sources, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 35, pp. 1267-1274.
- [4] Orfi. J, Galanis. N et Nguyen C. T (1997), Developpement simultane hydrodynamique et thermique d'un ecoulement laminaire dans un tube incline en regime de convection mixte, *Rev Gen Therm* vol. 36, pp. 83 – 92, Elsevier, Paris.
- [5] M. Hasnaoui, E. Bilgen, P. Vasseur, and L. Robillard, Mixed Convective Heat Transfer in a Horizontal Channel Heated Periodically from Below, *Numer. Heat Transfer A*, vol. 20, pp. 297-315, 1991.
- [6] C. Y. Choi and A. Ortega, Mixed convection in an inclined channel with a discrete heat source, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 36, pp 3119-3134, 1993.
- [7] Y. P. Cheng, T. S. Lee, H. T. Low, Numerical analysis of mixed convection in three-dimensional rectangular channel with flush-mounted heat sources based on field synergy principle, *international journal for numerical methods in fluids*, vol. 52 (9), pp. 987-1003, 2006.