

Refroidissement de source de chaleur dans une cavité carrée

Djelloul CHATI*, Said BOUABDALLAH, Badia GHERNAOUT
LME, Laboratory of Mechanics, University of Laghouat, Laghouat 03000, Algeria

E-mail: djelloulchat@gmail.com.

Résumé

Dans ce travail, nous nous sommes intéressés à l'étude numérique de la convection mixte turbulente dans une cavité carrée ventilée contenant une source de chaleur. La cavité est équipée par deux ouvertures l'une située au coin inférieur gauche et l'autre située au coin supérieur droit. La largeur de l'ouverture "h" représente le 1/5 du côté de la cavité l. Les parois de la cavité considérée sont maintenues adiabatiques. La température de la source de chaleur T_c plus élevée que la température ambiante. Les équations régissant l'écoulement de convection mixte turbulente à l'intérieur de la cavité sont résolus par les méthodes des volumes finis. La turbulence est modélisée par le modèle standard k- ϵ . Le nombre de Grashof vaut $Gr = 109$, et le nombre de Reynolds (Re) varié de tel sorte que le nombre de Richardson (Ri) prend les valeurs : $Ri = 0.01, 0.05, 0.1, 1, 2, 5, 10, 20$ et 30 ($Ri = Gr / Re$). Les résultats obtenus montrent que la structure de l'écoulement et le taux de transfert de chaleur dépende fortement du régime convectif et de la dimension de la source de chaleur.

Mot clés : Convection mixte, cavité carrée ventilée, source de chaleur, turbulence.

1. Introduction

Le problème de dissipation thermique revêt une grande importance dans les systèmes industriels. Une mauvaise ou insuffisante évacuation de chaleur a des effets néfastes sur le bon fonctionnement du système et de sa durée de vie. Le régime laminaire de convection forcée ou naturelle a pour intérêt limité car le nombre de Reynolds ou Grashof/Rayleigh, ne doit pas dépasser un certain seuil. Les études concernant le régime turbulent dans des cavités ventilées sont peu en nombre, et méritent d'être explorés. Un grand nombre de chercheurs ont mené une multitude d'essais numériques et expérimentaux portant sur la description des phénomènes géométriques la convection et l'effet de la nature des systèmes dans lesquels elle a lieu [1-2]. Aussi la recherche contemporaine s'est orientée dans l'analyse de la structure générale des écoulements en convection naturelle, forcée et mixte dans des enceintes ventilées. Un certain nombre de chercheurs ont présentés des travaux relatifs à l'étude de ce phénomène dans la géométrie similaire à celle de la Fig.1 (convection mixte dans une cavité carrée ventilée [3-5]). Les travaux de [6-7] portés sur des tubes chauffés ou isothermes en convection mixte. La plupart de ces études considèrent le cas 2D avec des tubes verticaux, et étudiant l'effet de différents paramètres sur le comportement de l'écoulement en convection mixte. En présence de source de chaleur dans ce type d'écoulement, le régime de celui-ci ne dépend plus du nombre de Reynolds mais dépend du nombre de Grashof (ou du nombre de Rayleigh). A partir d'une valeur critique de ce dernier, l'écoulement passe du régime laminaire au régime turbulent. Le présent travail consiste à étudier dans quel sens les paramètres thermiques et dynamiques varient en fonction du nombre de Richardson (Ri), de la variation des géométries et des dimensions de la source de chaleur.

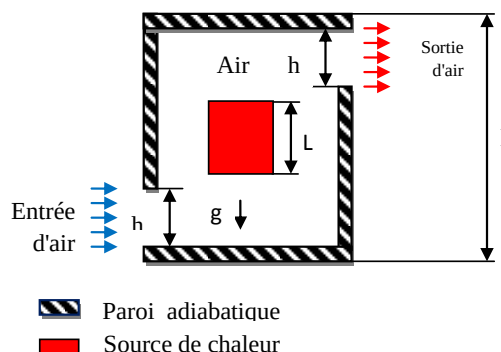


Fig.1 configuration géométrique.

2. PROBLEME PHYSIQUE ET FORMULATION MATHEMATIQUE

On considère une cavité carrée de côté 1, équipée par deux petites ouvertures, l'une située au coin inférieur gauche et l'autre se situe au coin supérieur droit. Les parois de la cavité sont maintenues adiabatiques. Placé au centre de cavité une source de chaleur. La source de chaleur a une température constante supérieure à la température ambiante. Dans ce travail nous examinons le cas de la convection mixte turbulente avec une source de chaleur placé au centre de cavité (Figure 1). Le problème physique est similaire à celle du travail qui examine le cas de la convection mixte laminaire [8], en considéreront le cas de la convection mixte turbulente sans présence de la source de chaleur. Nous tenant compte les paramètres adimensionnels suivants : $X = x / L, Y = y / L, U = u / V_{in}, V = v / V_{in}, P = (p - p_0) / \rho V_{in}^2$,

$\theta = (T - T_f) / (T_C - T_f), \varepsilon = \varepsilon / \nu (V_{in} / L)^2, K = k / V_{in}^2$, pour le pour la distance horizontale et verticale, les composantes de vitesse horizontale, et verticale, la pression, la température, la dissipation visqueuse et l'énergie cinétique turbulente, respectivement. Les équations adimensionnelles (convection mixte turbulente K- ε) gouvernantes sont :

- Équation continuité :

$$\frac{\partial \bar{U}}{\partial X} + \frac{\partial \bar{V}}{\partial Y} = 0 \quad (1)$$

- Equation de quantité de mouvement suivant x :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{U}\bar{U}}{\partial X} + \frac{\partial \bar{U}\bar{V}}{\partial Y} = & -\frac{\partial}{\partial X} \left(\bar{P} + \frac{2}{3} \bar{K} \right) + \frac{h}{\text{Re}} \frac{\partial}{\partial X} \left[2(1+\nu) \frac{\partial \bar{U}}{\partial X} \right] + \\ & + \frac{h}{\text{Re}} \frac{\partial}{\partial Y} \left[(1+\nu) \left(\frac{\partial \bar{U}}{\partial Y} + \frac{\partial \bar{V}}{\partial X} \right) \right] \end{aligned} \quad (2)$$

- Equation de quantité de mouvement suivant y :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{U}\bar{V}}{\partial X} + \frac{\partial \bar{V}\bar{V}}{\partial Y} = & -\frac{\partial}{\partial X} \left(\bar{P} + \frac{2}{3} \bar{K} \right) + \\ & + \frac{h}{\text{Re}} \frac{\partial}{\partial X} \left[(1+\nu) \left(\frac{\partial \bar{U}}{\partial Y} + \frac{\partial \bar{V}}{\partial X} \right) \right] + \\ & + \frac{h}{\text{Re}} \frac{\partial}{\partial Y} \left[2(1+\nu) \left(\frac{\partial \bar{V}}{\partial Y} \right) \right] + \frac{Ri}{h} \bar{\theta} \end{aligned} \quad (3)$$

- Equation d'énergie :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{U} \bar{\theta}}{\partial X} + \frac{\partial \bar{V} \bar{\theta}}{\partial Y} = & -\frac{\partial}{\partial X} \left(\bar{P} + \frac{2}{3} \bar{K} \right) + \\ & + \frac{h}{\text{Re}} \frac{\partial}{\partial X} \left[\left(1 + \frac{\nu}{\sigma_t} \right) \left(\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial X} \right) \right] + \\ & + \frac{h}{\text{Re}} \frac{\partial}{\partial Y} \left[\left(1 + \frac{\nu}{\sigma_t} \right) \left(\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial Y} \right) \right] \end{aligned} \quad (4)$$

- Equation de l'énergie cinétique turbulente :

$$\bar{U} \frac{\partial \bar{K}}{\partial X} + \bar{V} \frac{\partial \bar{K}}{\partial Y} = -\frac{h}{\text{Re}} \frac{\partial}{\partial X} \left[\left(1 + \frac{\nu}{\sigma_t} \right) \left(\frac{\partial \bar{K}}{\partial X} \right) \right] -$$

$$\frac{h}{\text{Re}} \frac{\partial}{\partial Y} \left[\left(1 + \frac{\nu}{\sigma_t} \right) \left(\frac{\partial K}{\partial Y} \right) \right] +$$

$$\frac{h\nu}{\text{Re}} \left[\left(\frac{\partial \bar{U}}{\partial X} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{U}}{\partial Y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{V}}{\partial X} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{V}}{\partial Y} \right)^2 \right] - \frac{h}{\text{Re}} \varepsilon \quad (5)$$

- Equation de taux de dissipation :

$$\bar{U} \frac{\partial \varepsilon}{\partial X} + \bar{V} \frac{\partial \varepsilon}{\partial Y} = - \frac{h}{\text{Re}} \frac{\partial}{\partial X} \left[\left(1 + \frac{\nu}{\sigma_s} \right) \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial X} \right) \right] +$$

$$\frac{h}{\text{Re}} \frac{\partial}{\partial Y} \left[\left(1 + \frac{\nu}{\sigma_s} \right) \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial Y} \right) \right] + C_{1s} \frac{\varepsilon}{K} \frac{h\nu}{\text{Re}} \left[\left(\frac{\partial \bar{U}}{\partial X} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{U}}{\partial Y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{V}}{\partial X} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{V}}{\partial Y} \right)^2 \right] -$$

$$C_{2s} \frac{h}{\text{Re}} \frac{\varepsilon^2}{K} \quad (6)$$

- Conditions aux limites :

- $X = 0$ et $0 \leq Y \leq 0.2 \times l$;
 $U = 1, V = 0$ et $T = 0$ (7a)

- $X = l$ et $0 \leq Y \leq 0.8 \times l$:
 $U = 0, V = 0$ et $\frac{\partial T}{\partial X} = 0$ (7b)

- $X = l$ et $0.8 \times l \leq Y \leq l$;
 $\frac{\partial U}{\partial X} = \frac{\partial V}{\partial X} = \frac{\partial T}{\partial X} = 0$ (7c)

- $0 \leq X \leq l$ et $Y = l$;
 $U = 0, V = 0$ et $\frac{\partial T}{\partial Y} = 0$ (7c)

- $X = 0$ et $0.2 \times l \leq Y \leq l$;
 $U = 0, V = 0$ et $\frac{\partial T}{\partial X} = 0$ (7d)

- $0.4 \times l \leq X \leq 0.6 \times l$;
 $0.4 \times l \leq Y \leq 0.6 \times l$;
 $U = V = 0$ et $T = 1$ (7e)

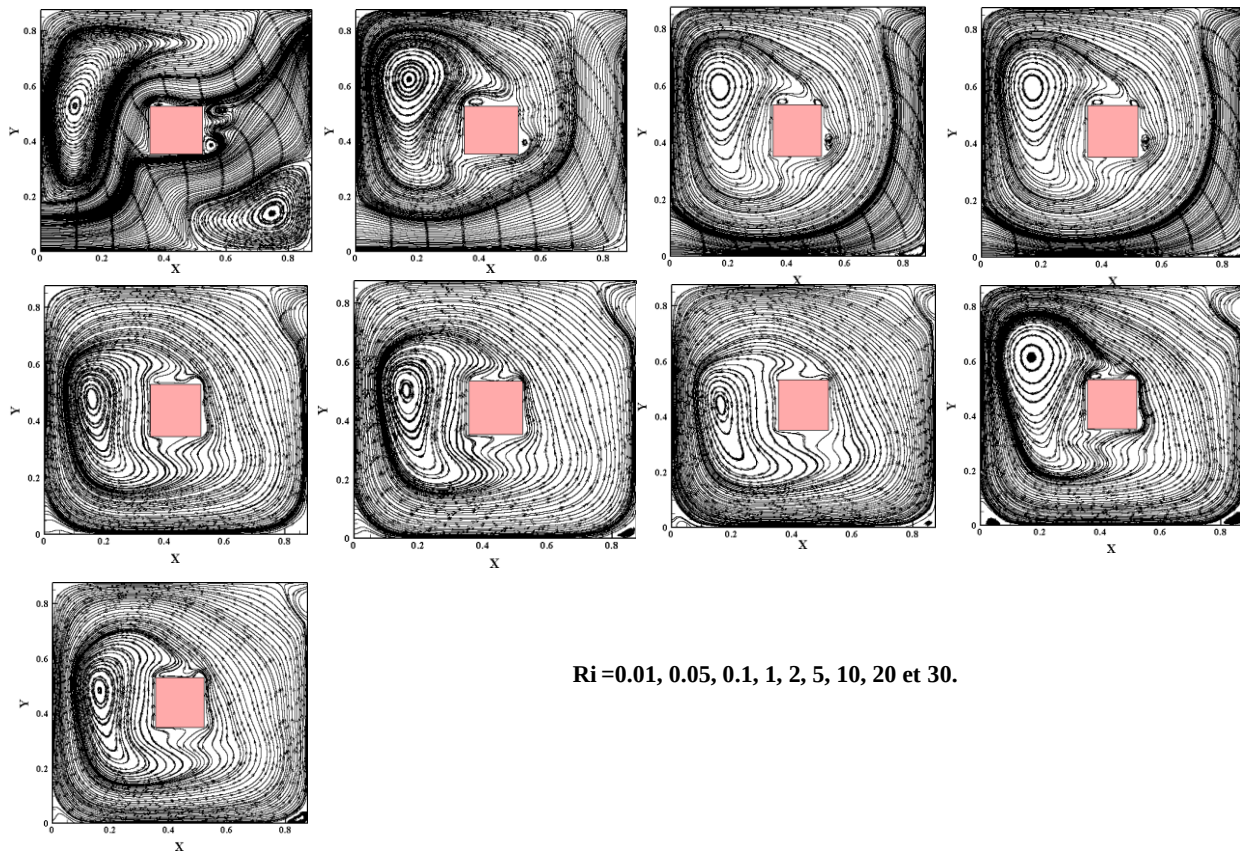
La résolution numérique des équations (1-6) associée avec les conditions aux limites (7a-e) a été faite à l'aide du logiciel Fluent 6.3.26. Ce logiciel est basé sur la méthode des volumes finis décrite par Patankar [9]. Quatre maillages différents ont été examinés, pour voir leurs effets sur la solution numérique: $102 \times 102, 122 \times 122, 142 \times 142$ et 162×162 . En raison de temps de calcul et de précision des résultats, nous avons choisi le maillage 122×122 , le long du présent travail.

3. RESULTATS ET DISCUSSIONS

3.1. Effet du nombre de Richardson (Ri) sur le champ d'écoulement

Sur les figures 2, nous avons présenté les trajectoires des particules du fluide, pour nombre Ri. L'analyse de ces trajectoires montre une structure de l'écoulement tourbillonnaire qui change avec l'augmentation du nombre de Ri. Pour $Ri = 0.01$, nous remarquons la formation de deux vortex : l'un, le plus grand, se trouve allongé sous forme de à gauche du jet d'air.

Il tourne dans le sens antihoraire. Et l'autre, de taille inférieure, se trouve à droite du jet d'air (au coin inférieur droit), il tourne dans le sens horaire. Ces deux vortex regroupent des cellules qui ont le même sens de rotation. Quand Ri augmente progressivement, la taille du vortex qui tourne dans le sens antihoraire devient de plus en plus grande ; et par conséquent, la taille de celui qui tourne dans le sens horaire est réduite considérablement.



$Ri = 0.01, 0.05, 0.1, 1, 2, 5, 10, 20$ et 30 .

Fig. 2 Trajectoires des particules du fluide dans la cavité, pour différents nombre de Ri ($Gr = 10^9$).

3.2. Caractéristique de la turbulence :

La distribution de l'énergie cinétique turbulente et le taux de dissipation de turbulence sont, respectivement, présentés sur les figures 3-4. Nous voyons, d'une manière générale, que l'énergie cinétique turbulente et le taux de dissipation de la turbulence sont aussi importants que le nombre de Richardson soit important. Cela est dû comme nous avons vu à l'augmentation de la vitesse horizontale, suite aux effets combinés de la convection naturelle et forcée suivant la direction horizontale, qui induit une augmentation des fluctuations de vitesse, et par conséquent une augmentation de l'énergie cinétique turbulente.

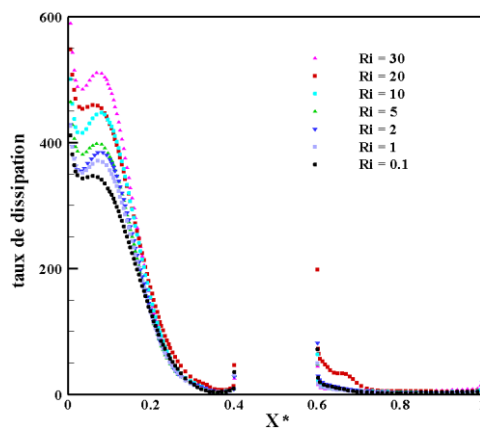
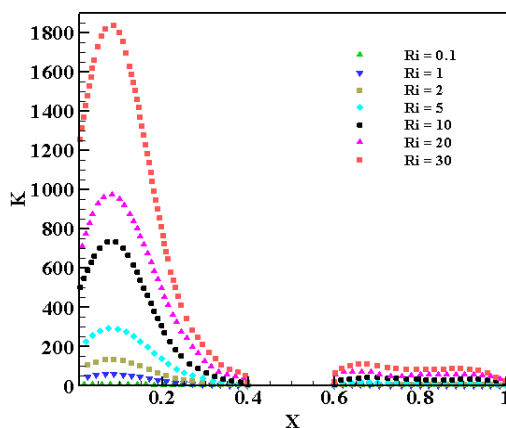


Fig. 3 Energie cinétique turbulente, pour différents Ri . Fig. 4 Taux de dissipation de turbulence en fonction de X pour différents Ri .

4. Conclusion

Une étude numérique de la convection mixte turbulente dans une cavité carrée ventilée contenant une source de chaleur a été présentée. L'analyse des résultats obtenus montre que:

- Le régime d'écoulement dépend fortement du nombre de Richardson Ri .
- L'énergie cinétique turbulente et le taux de dissipation de la turbulence sont d'autant plus importants que le nombre de Richardson soit important.
- Les paramètres thermiques et dynamiques du fluide dans la cavité dépendent fortement des dimensions et géométries de la source de chaleur.
- La structure de l'écoulement et le taux de transfert de chaleur dépendent fortement du régime convectif et de la dimension de la source de chaleur.

References

1. R.A. Kuper, TH.H.V. Dermeer, C.J.H. Doorm and R.A.W.M. Hemres, "Numerical study of Laminar and Turbulent natural Convection in an Inclined Square Cavity", IJHMT.vol. 36.(11), pp. 2899-2911, 1993.
2. R.A. Kuper, TH.H.V. Dermeer, C.J.H. Doorm and R.A.W.M. Hemres, "Numerical study of Laminar and Turbulent natural Convection in an Inclined Square Cavity", IJHMT.vol. 36.(11), pp. 2899-2911, 1993.
3. D. Angirasa, "Mixed convection in a vented enclosure with n isothermal vertical surface", Fluid Dynamics Research 26, pp 219-233, 2000.
4. S. Zermane, S. Boudebous et N. Boulkroune, "Etude numérique de la convection mixte laminaire dans des cavités ventilées", Sciences & Technologie B, N°23, pp.34-44, 2005.
5. M. Mustafizur, M. A. Alim¹ and Sumon Saha "Mixed convection in square cavity with a heat conducting horizontal square cylinder" .J. Sci. Tech. 17(2): pp.139-153, 2008.
6. M. Rahman, M.A. Alim, and M.A.H. Mamun,"Numerical study of opposing mixed convection in vented enclosure",J.Eng.App.Sci, vol. 2(2),pp.78-85, 2007.
7. J. Orfi, N. Galanis, "Developing Laminar Mixed Convection with Heat and Mass Transfer in horizontal and vertical tubes"Int. J. Therm. Sci., vol. 41, pp. 319-331, 2002.
8. S. Bouabdallah, A. Laouirate et A. Benchatti, « Simulation Numérique de la Convection Mixte Turbulente dans une cavité carrée ventilée » CNMI, UMAB, 06-07 Novembre, 2012
9. , Simulation Numérique de la Convection Mixte Turbulente dans une cavité carrée ventilée .Master en Mécanique énergétique, 2012.
10. M. Zghal, N. Galanis et C.T. Nguyen, "Developing mixed convection with aiding buoyancy in vertical tubes: a numerical investigation of different flow regions" Int. J. Ther. Sci., vol.40, pp. 816-824, 2001.
11. S.V. Patankar, "Numerical heat transfer and fluid flow", Hemisphere, Wash. DC, 1980.