

Convection mixte dans un écoulement affleurant une cavité ouverte

Fatma ZAMZARI¹, Zouhaier MEHREZ^{1,2}, Mourad BOUTERRA¹, Afif El GAFSI¹, Ali BELGHITH¹

¹LETTM, Faculté des Sciences de Tunis, El Manar 2092, Université d'el Manar, TUNISIE

²ISSATG, Rue Omar Ibn Khattab, 6072 Zrig, Gabes, Université d'el Manar, TUNISIE

Email des auteurs : fatmazamzari@live.fr

Résumé : Dans ce travail, nous étudions numériquement la convection mixte dans une cavité ouverte. Le fond de la cavité est chauffé à une température constante, tandis que les autres parois sont bien isolées. Le but de cette étude est d'exploiter le comportement dynamique et thermique d'un écoulement laminaire affleurant cette cavité. Les équations qui régissent ce phénomène ont été résolues par une approche numérique, basée sur la méthode des volumes finis, pour différents nombres de Reynolds ($200 \leq Re \leq 600$), différents nombre de Richardson ($0.5 \leq Ri \leq 2$) et différents rapports de forme L/H. L'effet de variation de ces paramètres sur les champs thermique et dynamique est présenté et analysé. Les résultats montrent que l'écoulement s'intensifie et le transfert de chaleur augmente par augmentation de Re et de Ri.

Mots clés : Simulation numérique, Cavité ouverte, Convection mixte.

1. Introduction :

L'étude du transfert de chaleur dans les cavités ouvertes subit une grande attention au cours des dernières décennies vue leur importance dans diverses applications d'ingénierie telles que le refroidissement des appareils électroniques, les puces électroniques, le contrôle thermique et de la pollution, les réservoirs géothermiques et des capteurs solaires... C'est pourquoi la connaissance de ce type d'écoulement est primordiale d'un point de vue économique ou en terme d'acceptabilité environnementale. Dans ce domaine, G ABDELMASSIH et al [1] ont réalisé une simulation numérique tridimensionnelle pour un écoulement en convection mixte à l'intérieur d'une cavité ouverte cubique. Le fond de la cavité est chauffé à température constante, tandis que les autres parois sont adiabatiques. Dans cette étude, le nombre de Reynolds (Re) varie entre 100 et 1500, le nombre de Prandtl (Pr) est fixé à 0,7 et le nombre de Richardson (Ri) varie entre 10^{-3} à 10^1 . Ils ont montré que l'effet de la poussée d'Archimède se fixe pour les faibles valeurs de Ri ($0.001 \leq Ri \leq 0.01$) pour tous valeurs de $Re \leq 1500$. D'autre part, ils ont noté que, l'augmentation du nombre de Richardson (pour $Ri > 0.01$) entraîne l'accroissement du transfert de chaleur. Ces auteurs ont remarqué que, l'écoulement devient instable et compliquée pour $Re \geq 500$ avec $Ri \geq 1$. D'autres auteurs ont choisi d'exploiter l'effet de la position du chauffage sur le transfert de chaleur. Dans ce cadre, MANCA et al [2] ont effectué une étude numérique sur la convection mixte dans une cavité partiellement ouverte (U). Trois modes de chauffage sont pris en compte selon la position de la source de chaleur: la paroi chauffée est sur le côté d'entrée, sur le côté sortie ou au fond de la cavité (chauffage par le bas). Ces auteurs ont montré que les valeurs maximales de la température diminuent à mesure que les nombres de Reynolds et de Richardson augmentent. Par comparaison des résultats trouvés par les 3 modes de chauffage, ils ont trouvé que les meilleures performances thermique, tant en termes de température maximale et de transfert de chaleur, est donné par le mode opposé. Dans ce même cadre, une étude numérique a été réalisée par AMINOSSADATI et GHASEMI [3] sur la convection mixte dans une cavité ouverte incluse dans un canal horizontal bidimensionnel. Par changement de l'emplacement de la source de chaleur sur les trois murs (à gauche, à droite et en bas) de la cavité, les résultats montrent qu'il existe des différences notables entre les trois modes de chauffage. En effet ils ont trouvé que les meilleurs performances de refroidissement est donné lorsqu'on place le chauffage sur la coté de droite, et ceci pour les hautes valeurs de Ri. Par augmentation du rapport de forme L/H, avec un nombre de Richardson fixe, ils ont marqué des améliorations notables pour le mécanisme de transfert de chaleur dans la cavité, et ceci peut être noté pour les trois modes de chauffage considérés. RAHMAN et al [4] ont étudié l'effet conjuguée de chauffage (par effet Joule et magnétohydrodynamique) sur la convection mixte dans une cavité ouverte, ils ont étudié l'effet de variation de plusieurs paramètres (nombre de Richardson Ri, nombre de Hartmann Ha, paramètre de chauffage par effet Joule J, le rapport de la flottabilité Br et le nombre de Lewis Le) sur le transfert de chaleur. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt moyen diminue avec l'augmentation du nombre de Hartmann Ha, le paramètre chauffage par effet Joule J et le taux de flottabilité Br. Par contre, il augmente avec l'augmentation du nombre de Lewis Le.

2. Géométrie du problème

La géométrie du problème considéré est donnée par la figure (1). Il s'agit d'une cavité bidimensionnelle, de longueur L et de hauteur H , contenu dans un canal horizontal. Le fond de la cavité est chauffé à une température T_c constante, tandis que le reste des parois solides sont bien isolées. Le nombre de Reynolds est varié entre 200 et 600, celui du nombre de Richardson entre 0.5 et 3, le rapport de forme est compris entre 1 et 2.5. A l'entrée, un profil de vitesse parabolique est imposé. Comme condition aux limites, nous imposons la condition d'adhérence sur toutes les parois solides, et la condition advectif à la sortie.

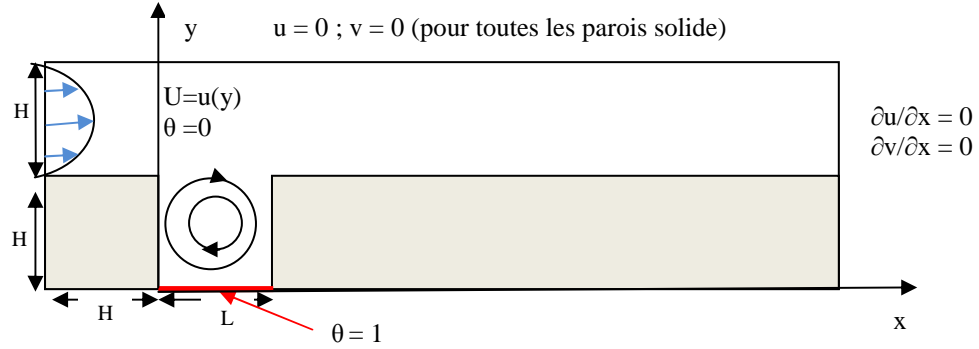


Figure 1 : configuration géométrique et conditions aux limites

3. Equations gouvernantes adimensionnelles :

Les équations adimensionnelles de continuité (1), de quantité de mouvement (2), (3) et de l'énergie (4) en coordonnées cartésiennes sont donnés par :

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

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial V}{\partial \tau} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \text{Ri} \theta \quad (3)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{\text{Pr Re}} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (4)$$

Avec $\text{Re} = u_0 L / \nu$, $\text{Ri} = \text{Gr} / \text{Re}^2$, $\text{Pr} = \nu / \alpha$ fixé dans tout le travail à 0.71 (le fluide est l'air) dans tout le travail, $\text{Gr} = g \beta H^3 (T_H - T_C) / \nu^2$ sont respectivement le nombre de Reynolds, le nombre de Richardson, le nombre de Prandtl et le nombre de Grashof. Les variables adimensionnelles sont définies par : $X = x/H$, $Y = y/H$, $\tau = u_0 t / H$, $\theta = (T - T_f) / (T_c - T_f)$, $U = u/u_0$, $V = v/u_0$, $P = p/\rho u_0^2$, ρ étant la masse volumique de fluide.

4. Méthode numérique :

Une étude numérique basée sur la méthode des volumes finis à maillages décalés, développé par PATANKAR et SPALDING [5], a été réalisée afin de résoudre les équations de Navier-Stokes adimensionnelles, les termes non linéaires sont discrétisés par un Schéma QUICK d'ordre deux. La méthode de projection à pas fractionnaire introduite par CHORIN [6] et TEMAN [7] est aussi utilisée dans notre travail. Cette méthode est basée sur le principe de prédiction correction qui permet de découpler la vitesse et la pression à chaque pas de temps.

5. Résultats et discussion

5.1. Lignes de champs et isotherme

Les lignes de courant et les isothermes sont représentées sur les figures 2, 3 et 4. Les lignes de courant montrent qu'il y a formation d'une zone de recirculation à l'intérieur de la cavité. Les résultats montrent que lorsqu'on fixe le nombre de Richardson ($\text{Ri}=0.5$), et par augmentation du nombre de Reynolds, l'intensité des lignes de courants augmente légèrement (figure 2-a), en effet l'augmentation du nombre de Reynolds entraîne la dominance des forces d'inertie, ce qui permet d'intensifier les cellules de

recirculation. Le champ thermique illustré sur la figure (2-b) entraîne la formation des couches de températures près de la paroi chauffée (stratification thermique), où la température varie graduellement de la partie chauffée vers la partie froide, on peut constater qu'en augmentant le nombre de Reynolds les isothermes deviennent moins serrés, donc il y a épaissement de la zone basse température.

En fixant le nombre de Reynolds ($Re=500$), les lignes de courant deviennent fortement intenses en augmentant Ri , et le centre de recirculation migre légèrement vers la droite (figure 3-a). En effet l'augmentation du nombre de Richardson entraîne une augmentation des forces de flottabilité qui pousse l'écoulement vers la paroi de droite. On remarque aussi que suite à cette augmentation, les isothermes deviennent moins serrés, et elles se condensent près de la paroi active où les gradients de température sont élevés (figure 3-b).

La figure (4-a) présente l'effet de variation du rapport de forme sur les lignes de courant, cette figure montre que l'augmentation de L/H entraîne l'intensification des lignes de courant, et le centre de la cellule de recirculation se décale vers la droite. Les isothermes représentées sur la figure (4-b), montrent qu'il y a épaissement de la zone froide à l'intérieur de la cavité lorsque L/H croît.

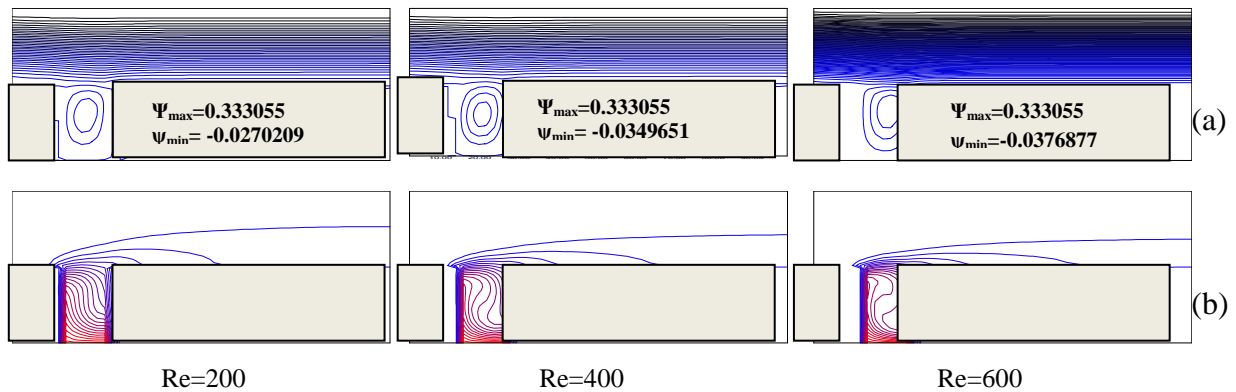


Figure 2 : (a) lignes de courant ; (b) champs de température, pour différents valeurs de Re ; $Ri=0.5$

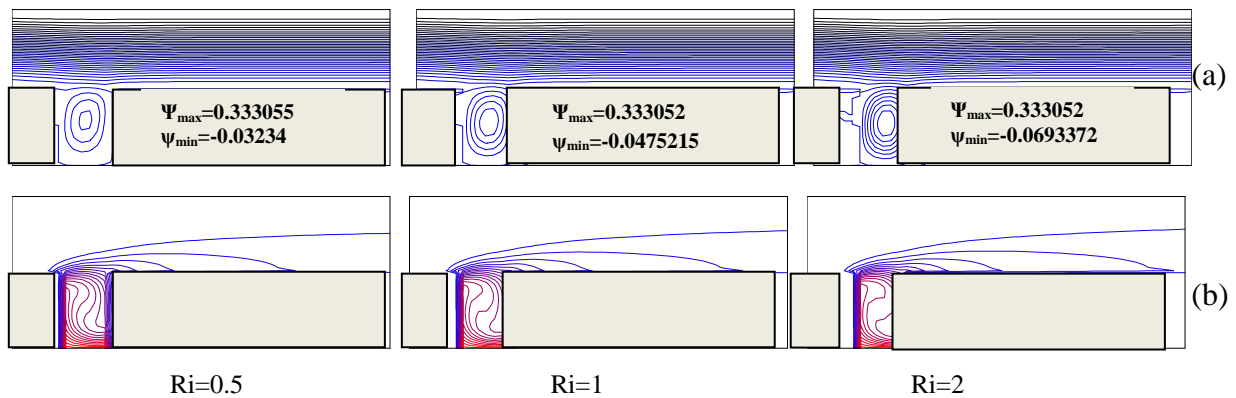


Figure 3 : (a) lignes de courant ; (b) champs de température, pour différents valeurs de Ri ; $Re=300$

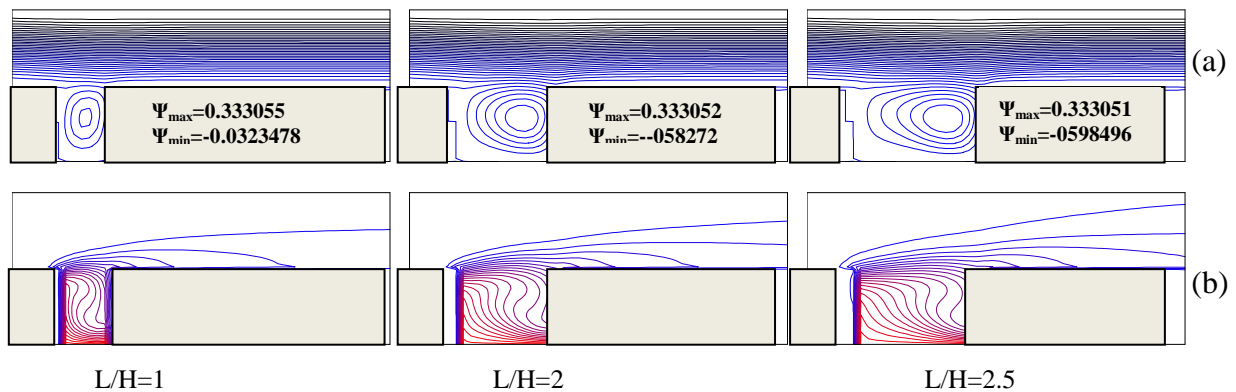


Figure 4 : (a) lignes de courant ; (b) champs de température, pour différents valeurs de L/H ; $Ri=0.5, Re=300$

5.2. Nombre de Nusselt moyen

Les échanges thermiques pour l'écoulement du fluide à l'intérieur d'une cavité sont caractérisés par le nombre de Nusselt moyen qui est donné par la relation :

$$(Nu)_m = \frac{1}{L} \int_0^L Nu dx \quad \text{avec} \quad Nu = -\left(\frac{\partial \theta}{\partial y}\right)_{y=0}$$

L'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Richardson, pour différents nombres de Reynolds est représentée sur la figure 5. Cette figure montre que, l'augmentation du nombre de Richardson, entraîne la croissance du nombre de Nusselt pour tous valeurs de Re et cela peu être expliqué par la domination des forces de flottabilité. En effet, lorsque Ri augmente il y a augmentation d'apport de chaleur dans la cavité, ce dernier a pour effet d'intensifier le mouvement du fluide et donc Nu croît [8]. On peut noter aussi d'après cette figure que, l'effet de variation de Ri sur le transfert de chaleur est plus efficace que celui par variation de Re. Et par suite l'effet de la convection naturelle sur les transferts thermiques est plus remarquable que celle de la convection forcée.

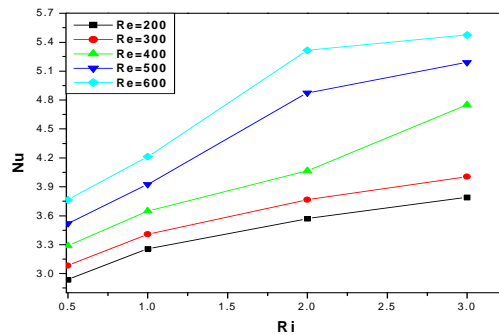


Figure 5 : variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Richardson pour différent nombre de Reynolds

L'effet de variation du rapport de forme L/H sur le nombre de Nusselt moyen pour différentes valeurs de Re et de Ri est illustré respectivement sur les figures (6-a, 6-b), on constate que Nu décroît en augmentant la valeur de L/H, pour toutes valeurs de Re et de Ri, et par suite la décroissance du transfert de chaleur dans la cavité.

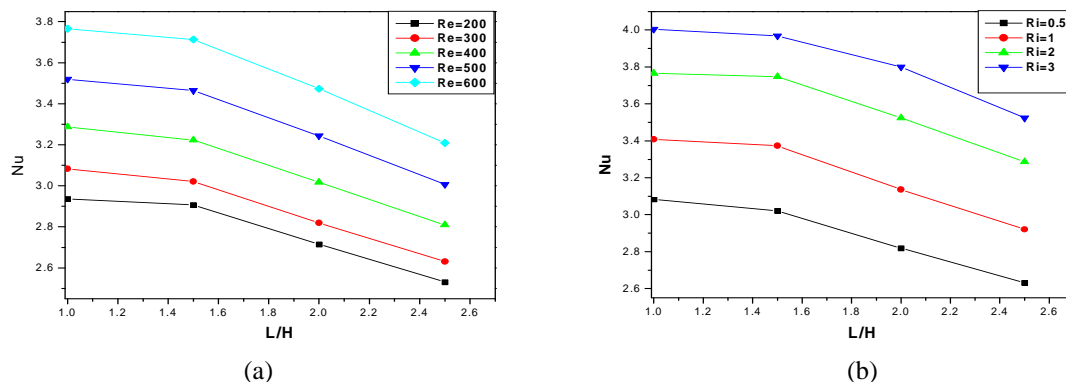


Figure 6 : variation du nombre de Nusselt locale en fonction de L/H :
(a) pour différents valeurs de Re, Ri=0.5 (b) pour différents valeurs de Ri, Re=300

5.3. Coefficient de frottement

Le coefficient de frottement définit par $c_f = \frac{2}{Re} \left(\frac{\partial u}{\partial Y}\right)_{Y=0}$ est un critère très important pour l'étude des écoulements puisqu'il nous donne des informations sur l'intensité des recirculations. La figure (7) présente la

variation du coefficient de frottement modifié : $C_f^* = C_f * \frac{2}{Re}$

Les résultats montrent que, ce coefficient croit parallèlement avec l'augmentation du nombre de Reynolds et du nombre de Richardson, et ceci est dû à la croissance des forces d'inerties. La croissance de C_f^* est plus notable par augmentation de Ri, et ceci est expliqué par la dominance de la convection naturelle.

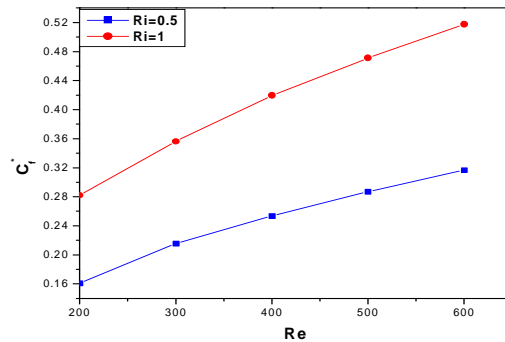


Figure 7: Variation du coefficient de frottement c_f^* en fonction de Reynolds pour différents valeurs de Richardson

6- Conclusion :

A travers notre étude qui porte sur la convection mixte dans un écoulement affleurant une cavité bidimensionnelle ouverte, nous nous sommes efforcés d'approfondir notre connaissance sur l'effet de quelques paramètres (Re, Ri, L/H) sur le phénomène de transfert de chaleur à l'intérieur de la cavité, afin de choisir les valeurs les plus efficaces pour améliorer ce transfert. Les résultats montrent que, le transfert thermique est amélioré en augmentant les nombres de Reynolds et de Richardson. En revanche, ce transfert est atténué suite à l'augmentation du rapport de forme.

Nomenclature

Symbole	Nom, unité	Symboles grecs	Nom, unité
g	accélération de pesanteur, m.s ⁻²	α	diffusivité thermique, m ² s ⁻¹)
H	hauteur de la cavité, m	ν	viscosité cinématique [m ² /s]
L	longueur de la cavité (m)	τ	temps adimensionnel
Nu	nombre de Nusselt	θ	température adimensionnelle
p	pression dimensionnelle (Nm ⁻²)	β	coefficient d'expansion thermique, K ⁻¹
P	pression adimensionnel	ψ	fonction de courant adimensionnelle.
Pr	nombre de Prandtl		
Re	nombre de Reynolds	Exposant	Indices
Ri	nombre de Richardson	c	Paroi chaude
Gr	nombre de Grashof	f	Paroi froide
C_f	coefficient de frottement		
C_f^*	coefficient de frottement modifié		

Références

- [1] G Abdelmassih, A Vernet, J Pallares Numerical, simulation of incompressible laminar flow in a three-dimensional channel with a cubical open cavity with a bottom wall heated, 6th European Thermal Sciences Conference, volume 395, 2012.
- [2] Oronzio Manca, Sergio Nardini, Effect of heated wall position on mixed convection in a channel with an open cavity, Numerical Heat Transfer, volume 43, pages 259–282, 2003
- [3] Saiied M. Aminossadati, Behzad Ghasemi, A numerical study of mixed convection in a horizontal channel with a discrete heat source in an open cavity, European Journal of Mechanics B/Fluids, volume 28, pages 590–598, 2009.
- [4] M.M. Rahman, R. Saidur, N.A. Rahim , Conjugated effect of joule heating and magneto-hydrodynamic on double-diffusive mixed convection in a horizontal channel with an open cavity, International Journal of Heat and Mass Transfer, volume 54, pages 3201–3213, 2011
- [5] Patankar, S.P. (1980): Numerical heat transfer and fluid flow. Hemisphere Publishing Corporation
- [6] Chorin. A, Numerical simulation of the Navier Stokes equations, J. Math. Comput, volume 22, pages 745-762,1968.
- [7] Temam. R, Une méthode d'approximation de la solution des équations de Navier Stokes, Bull. Soc. Math. France, volume 98, pages115-152, 1968.
- [8] Benhacine Hamza, Etude de l'écoulement convectif d'un fluide dans une cavité, Mémoire, 2010.