



Etude numérique de la convection naturelle dans une enceinte rectangulaire en présence d'un gradient de température et une génération de chaleur interne

Rabiaa Soualmi^{1*}, Abderrahmane Benbrik¹, Mohammed Cherifi¹,
Denis Lemonnier² et Siham Laouar-Meftah¹

¹Laboratoire de Fiabilité des Equipements Pétroliers et Matériaux,
Université M'Hamed Bougara, Boumerdès, Algérie

²Institut P², CNRS, ENSMA, Université de Poitiers, France

r.soualmi@univ-boumerdes.dz, abderrahmane.benbrik@univ-boumerdes.dz

Résumé : le travail que nous présentons est une étude numérique de la circulation d'air par convection naturelle dans une enceinte rectangulaire en présence de gradient de température et une source de chaleur interne. Les parois, verticale de droite et celle du haut, sont maintenues à des températures constantes T_c et T_f respectivement ($T_c > T_f$) et les autres parois adiabatiques. Les équations gouvernantes sont résolues par la méthode des volumes finis en adoptant l'algorithme SIMPLE. Les paramètres principaux considérés sont le nombre de Rayleigh externe Ra_E , qui représente l'effet dû au chauffage différentiel entre la paroi vertical de droite et celle du haut, et le nombre de Rayleigh interne Ra_I représentant la force de génération de la source de chaleur interne. Ainsi, que le rapport de forme lié à la géométrie de l'enceinte (A_r). Différents cas de simulations ont été réalisés en fonction de $Ra_E=10^3, 10^7$, en présence ou non de la source de chaleur interne (cas 1 : $Ra_I=10^5$ et cas 2 : $Ra_I=0$). Et 3 cas de valeurs de $Ar = 0.25, 1$ et 2 . L'analyse des résultats obtenus a montré les effets sur la structure des écoulements, le champ de température et le transfert de chaleur.

Mots clés : Convection naturelle, Enceintes rectangulaire, Volume finies, Source de chaleur interne

1. Introduction

Au cours de ces dernières années, de nombreuses études théoriques et expérimentales sur la convection naturelle dans des enceintes ont été effectués. La majorité de ces études sont liées au chauffage latéral [2-5] ou le chauffage par le bas [6]. Bien que de nombreuses conditions aux limites soient présentes dans la pratique, il existe un nombre limité d'étude disponible dans la littérature portant sur des conditions aux limites plus complexes. Aydin et Ünal [7] ont examiné numériquement la convection naturelle laminaire de l'air dans une enceinte bidimensionnelle chauffée d'un côté et refroidi par le haut ; leur but était d'étudier l'effet de nombre de Rayleigh variant de 10^3 à 10^7 et le rapport de forme dont les valeurs varient de 0,25 à 4 (0,25, 0,5, 1, 2, 4) sur le mode d'écoulement et de transport d'énergie. Une étude numérique de l'écoulement dû à la convection laminaire dans une enceinte carrée inclinée chauffée d'un côté et refroidie par le côté adjacent a été réalisée par Orhan Aydin [8]. Wen-Jei-Yang et Orhan Aydin [9] ont étudié numériquement la convection naturelle de l'air dans une enceinte rectangulaire 2D avec un chauffage localisé par le bas et le refroidissement symétrique des côtés. Valencia et Frederick [10] ont analysé numériquement la convection naturelle de l'air dans une cavité carrée avec parois partiellement actives pour cinq différents endroits de chauffage. November et Nansteel [11] ont étudié le flux convectif naturel dans une enceinte rectangulaire avec une paroi verticale refroidie et un plancher chauffée. Ganzarolli et Milanez [12] ont étudié numériquement la convection naturelle dans une enceinte chauffée par le bas et symétriquement refroidie par les côtés. Kimura et Bejan [13] ont mené une étude numérique sur la convection naturelle en forme de L formé par une paroi verticale chaude et une paroi inférieure froide. Une attention considérable a été accordée à l'étude de la convection naturelle dans des enceintes chauffée de l'extérieur [2-5] ou par des sources de chaleur interne [14-21] Cette attention est due en partie à la grande variété d'applications importantes qui couvrent des domaines aussi divers que la collecte d'énergie solaire, exploitation, sécurité des réacteurs nucléaire et préventions des incendies. La présence d'une génération de chaleur interne fournit une dynamique supplémentaire dans les systèmes de flux convectifs. Archarya et Goldstein [14] ont étudié la convection naturelle bidimensionnelle d'air dans une cavité carrée verticale ou inclinée chauffée extérieurement contenant des sources d'énergie interne uniformément réparties. Fusgi et al [15]

ont réalisé une étude numérique à haute résolution à l'aide de la méthode de différences finies sur la convection naturelle dans une cavité carrée avec génération de chaleur interne. Rahman et Sharif [17] ont étudié numériquement le cas d'une cavité rectangulaire inclinée chauffée par le bas, refroidi en haut et les autres parois sont adiabatiques. RaI et RaE sont égaux 2×10^5 et un rapport de forme variant de 0.25 à 4.

Notre travail porte sur la convection naturelle dans une enceinte rectangulaire en présence de gradient de température et une source de chaleur interne. Les parois, verticales de droite et celle du haut sont maintenues à des températures constantes et les autres parois sont adiabatiques. L'objectif de ce travail est l'étude de l'influence du nombre de Rayleigh interne, RaI (source de chaleur) pour deux cas RaI = 0 et 10^5 , du nombre de Rayleigh externe RaE (RaE = 10^3 à 10^7) et rapport de forme égaux 0.25, 1, 2, sur la structure de l'écoulement, le champ de température et le transfert de chaleur.

2. Formulation Mathématique

2.1 Description du problème

La géométrie du problème est présenté sur la figure (1), il s'agit d'une enceinte rectangulaire de longueur L et de hauteur, remplie d'air dont les parois verticales de droite et celle du haut sont maintenues à des températures constantes Tc et Tf respectivement (Tc>Tf) et les autres parois sont adiabatiques. Une génération d'une source de chaleur interne est également présente.

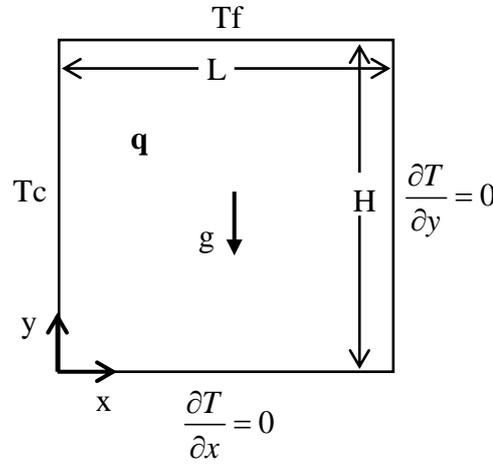


Figure 1 : Schéma de l'enceinte

2.2 Equations gouvernantes

Nous supposons que le fluide est newtonien, incompressible et stationnaire. L'écoulement engendré est laminaire, la dissipation visqueuse et le transfert de chaleur par rayonnement sont négligeables et on considère la présence d'une source de chaleur interne. Les propriétés des fluides sont constantes et les variations de la densité de fluide sont négligeables sauf dans le terme de poussée d'Archimède, elles sont dues aux variations de température (approximation de Boussinesq). Sur la base de ces hypothèses, les équations gouvernantes, sous forme adimensionnelles deviennent [19].

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

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

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \text{Pr} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \frac{\text{RaE}}{\text{RaI}} T \quad (3)$$

$$U \frac{\partial T}{\partial X} + V \frac{\partial T}{\partial Y} = \left(\frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} \right) + \frac{\text{RaE}}{\text{Pr RaI}} \quad (4)$$

Où les variables sans dimensions suivantes ont été utilisées :

$$X=x/H \quad Y=y/H \quad U=u/(a/H) \quad V=v/(a/H) \quad P=p^*/(a/H)^2 \quad T=(T^*-Tf)/DT \quad \text{avec } DT= Tc-Tf \quad (5)$$

En introduisant les paramètres sans dimensions dans les conditions aux limites, on obtient :

$$T=1 \quad U=0 \quad V=0 \quad \text{à} \quad X=0 \quad \text{et} \quad 0<Y<1 \quad (6a)$$

$$\frac{\partial T}{\partial X} = 0 \quad U=0 \quad V=0 \quad \text{à} \quad X=Ar \quad \text{et} \quad 0 < Y < 1 \quad (6b)$$

$$\frac{\partial T}{\partial Y} = 0 \quad U=0 \quad V=0 \quad \text{à} \quad Y=0 \quad \text{et} \quad 0 < X < Ar \quad (6c)$$

$$T=0 \quad U=0 \quad V=0 \quad \text{à} \quad Y=1 \quad \text{et} \quad 0 < X < Ar \quad (6d)$$

Les nombres sans dimensions pour le système peuvent être écrits comme suit :

$$RaE = \frac{g\beta DTH^3}{a\nu} \quad RaI = \frac{g\beta qH^5}{a\nu K} \quad Pr = \frac{\nu}{a} \quad (7)$$

Nombre de Nusselt locale :

$$Nu(Y) = -\frac{\partial T}{\partial X} \Big|_{X=0} \quad Nu(X) = -\frac{\partial T}{\partial Y} \Big|_{Y=1} \quad (8)$$

Nombre de Nusselt moyen :

$$Nu_{ym} = \int_0^1 Nu(Y) dY \quad Nu_{xm} = \frac{1}{Ar} \int_0^{Ar} Nu(X) dX \quad (9)$$

3. Procédure numérique

L'ensemble des équations aux dérivées partielles gouvernant le phénomène physique est traduit en équations algébriques en adoptant la méthode des volumes finis [22] et l'algorithme SIMPLER [22]. Le schéma upwind a été retenu pour l'évaluation des termes convectifs et le schéma centré pour évaluer les termes diffusives. Le système d'équations algébriques est résolu itérativement par l'algorithme de Thomas. Un critère de convergence est imposé en terme d'erreur relative pour les variables U, V, P et T ; les calculs sont stoppés pour une erreur relative inférieure à 10^{-6} . La taille de maillage dans notre étude a été influencée par la discontinuité de la température à l'intersection de deux surfaces horizontales et verticales chauffée différemment, pour cela, on doit traiter cette discontinuité en imposant la température moyenne de deux surfaces au coin et garder les nœuds de grille adjacents aux températures de paroi respectives. Pour la même raison, Ganzarolli et Milanez [12] ont supposé un profil de température linéaire entre le nœud située au coin et le nœud adjacent.

Pour le choix d'un meilleur maillage nous avons effectué une optimisation préalable, dans laquelle apparaît la variation du nombre de Nusselt moyen de la surface chaude et froide avec $RaI=0$, $RaE=10^6$ et un rapport de forme $Ar=1, 0.25, 2$ en fonction des dimensions de différentes grilles. D'après le tableau (1) et la figure (2), on a choisit le maillage (191*191) en raison de la stabilisation de valeur du nombre du Nusselt moyen pour les deux surface.

Tableau 1 : la variation du nombre de Nusselt moyen pour différents grilles

maillage	Ar=1		Ar=0.25		Ar=2	
	Nu_{ym}	Nu_{xm}	Nu_{ym}	Nu_{xm}	Nu_{ym}	Nu_{xm}
161*161	6.486667	6.494484	3.887410	3.892198	7.337021	7.340535
181*181	6.561383	6.571384	3.960517	3.966604	7.417196	7.417196
191*191	6.596879	6.606809	3.984458	3.985526	7.447878	7.452858
201*201	6.601653	6.610448	3.995241	3.998523	7.450580	7.450580

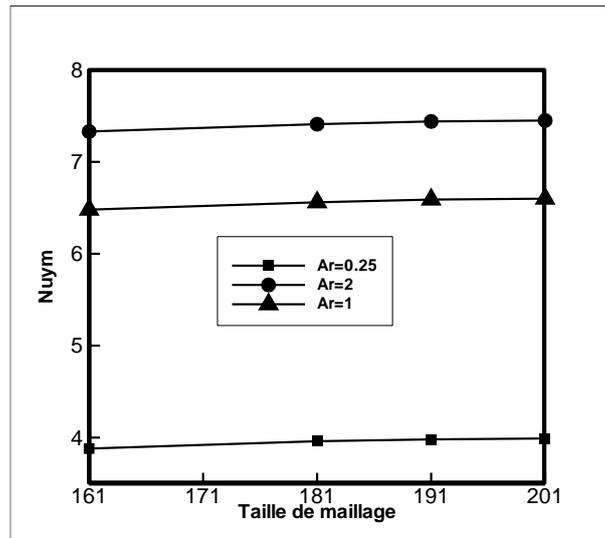


Figure 2 : influence de la taille du maillage sur Nu_{ym}

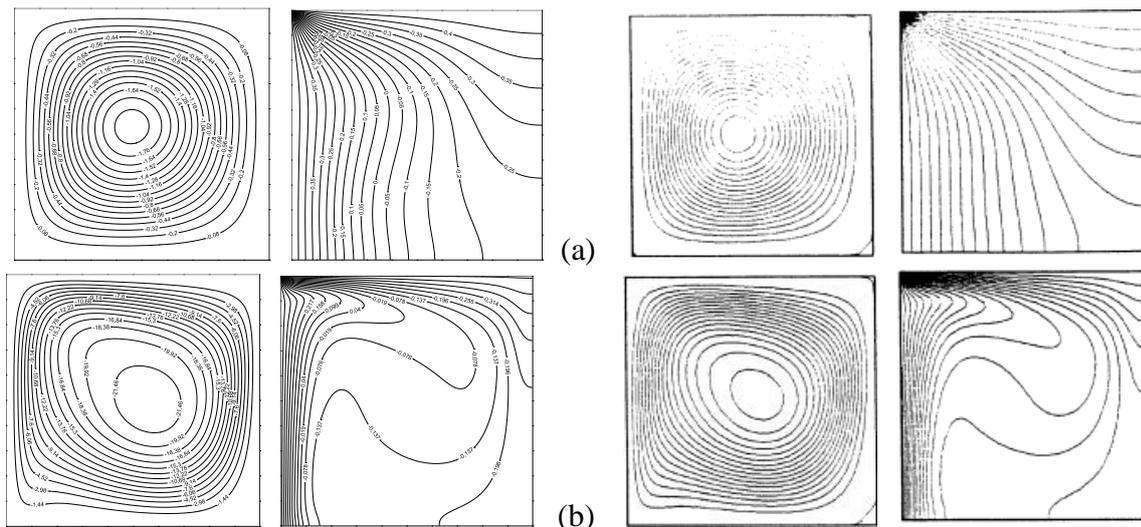
4. Résultats et discussions

Les isothermes, Les lignes de courant et le nombre de Nusselt sont présentés pour deux cas de simulation ; cas1 : convection sans source de chaleur interne (RaI=0) et cas2 : convection avec source de chaleur interne (RaI=10⁵). Pour chaque cas, le nombre de Rayleigh externe varie de 10³ à 10⁷ et les rapports de formes sont égaux à 0.25, 1 et 2.

4.1 Cas1 : convection sans source de chaleur interne

Sur les figures 3, 4, 5 sont illustrées les lignes de courant et isothermes. On montre l'influence du rapport de forme et du nombre de Rayleigh externe sur les champs d'écoulements et de températures. Tell que RaE variant de 10³ à 10⁷ et rapports de forme sont 0.25-1-2.

Pour Ar=1, Figure (3a), l'écoulement est caractérisé par une structure monocellulaire située au centre de la cavité, les isothermes ont une forme symétrique diagonale indiquant que la majeure partie du transfert de chaleur est par conduction. Pour RaE=10⁴; la faible recirculation dans le sens horaire tend à soulever le fluide chaud de la surface chaude qui est refroidi rapidement à proximité de la surface froide en descendant un fluide froid,



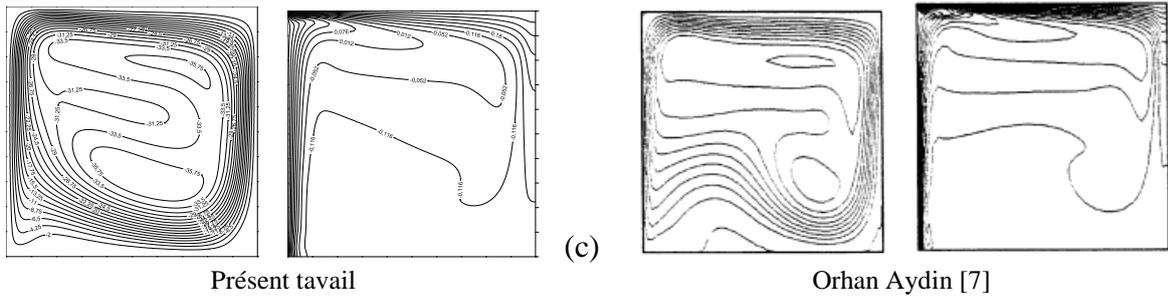
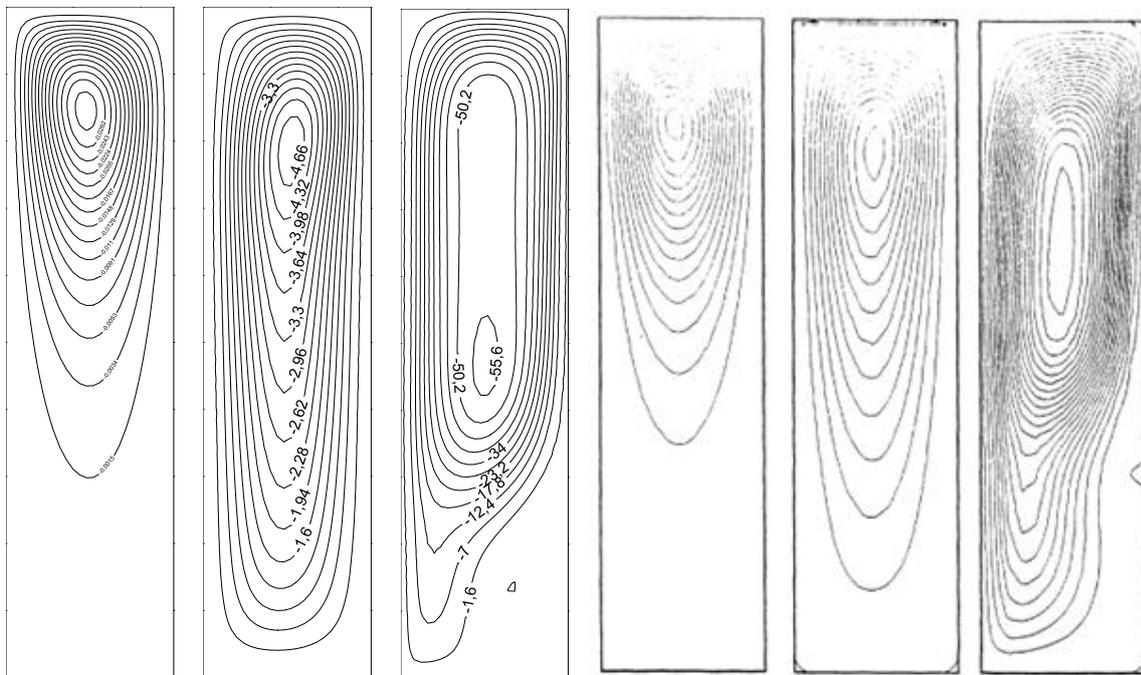


Figure 3 : Ligne de courant et isotherme pour $Ar=1$:
 (a) $RaE=10^3$; (c) $RaE=10^5$; (c) $RaE=10^7$

Il en résulte une compression des isothermes dans les deux quadrants supérieur droit et inférieur gauche, tout ça entraîne la perte de la symétrie de ces isothermes. A un nombre de Rayleigh externe de 10^5 , l'intensité de la recirculation à l'intérieur de l'enceinte a augmenté à un degré tel que des couches limites thermique peuvent être observées adjacente aux parois chauffées et refroidies et le centre des lignes de courant se déplace vers le coin inférieur droit de l'enceinte. Avec l'augmentation supplémentaire du nombre de Rayleigh externe 10^6 et 10^7 , les couches limites deviennent plus distinguées en raison du gradient de température le plus élevé à proximité des parois refroidie et chauffée ; ce qui cause une forte convection. Pour $RaE = 10^7$ on observe une formation d'une deuxième cellule dans le coin inférieur droite.

Pour $Ar=0.25$. Dans le cas où $RaE \leq 10^5$, on observe un modèle d'écoulement qui se caractérise par une faible recirculation qui n'occupe pas l'enceinte entière en raison de la région située au bas de l'enceinte qui est thermiquement inactive. Le centre de cet unicellulaire est situé à un point plus proche du plafond. Le transfert de chaleur dominant est par conduction.

On remarque à chaque fois qu'on augmente le nombre de Rayleigh externe (10^6 et 10^7) la circulation devient plus forte et le centre de la cellule commence à se déplacer vers le bas, les isothermes se rapprochent les unes par rapport aux autres et se condensent près des situations active où les gradients de température sont élevés, alors qu'ils sont négligeables pour le reste des murs de l'enceinte. Cela traduit l'existence des couches limites thermiquement fortes près de ces zones, l'écoulement occupe toute l'enceinte à l'exception du coin inférieur gauche.



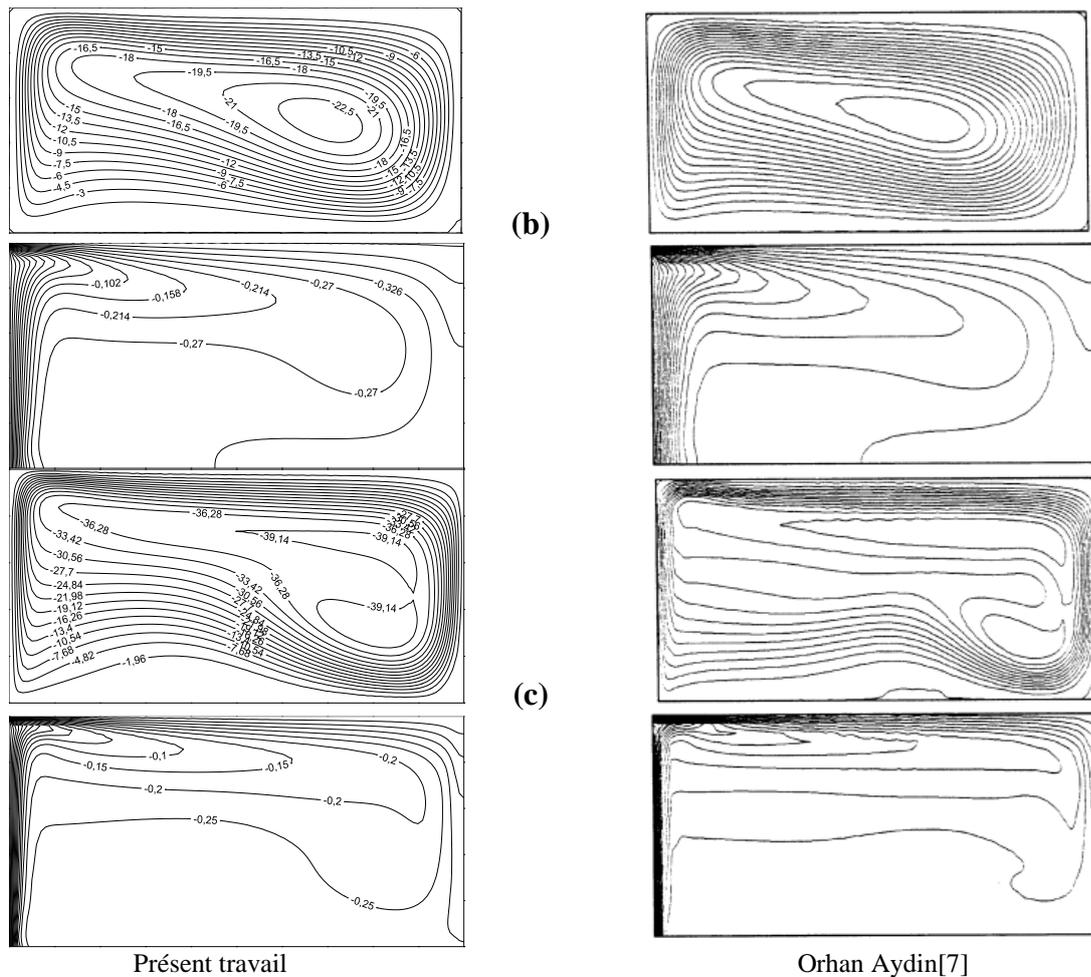


Figure 5 : Ligne de courant et isotherme pour $Ar=1$:
 (a) $RaE=10^3$; (b) $RaE=10^5$; (c) $RaE=10^7$

La comparaison des isothermes et des lignes de courant en fonction du nombre de Rayleigh externe et le rapport de forme pour le cas de $RaI=0$ avec les résultats numérique d'Orhan Aydin [7] présente une presque excellente concordance, ce qui nous a permis de valider notre procédure de simulation numérique.

4.1.1 Variation du nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt moyen au long de la surface chaude Nu_{ym} et froide Nu_{xm} est calculé à l'aide de l'équation (9). Les quantités de chaleur qui sont transférées par les parois chaudes et froides par convection à partir d'enceintes de tous les rapports d'aspect sans génération de chaleur sont égales, en raison de la conservation d'énergie à l'état stationnaire, pour cela on illustre un seul graphe du nombre de Nusselt moyen (Nu_m). L'évolution du nombre de Nusselt moyen le long de la paroi chaude Nu_{ym} en fonction du nombre de Rayleigh externe RaE variant de 10^3 à 10^7 , pour différents rapports de forme est représentée sur la figure(5).

En absence d'une source de chaleur interne $RaI=0$, on observe que le Nusselt moyen au long de cette surface, augmente régulièrement avec RaE pour tous les différents rapports de forme sauf pour $Ar=0,25$ à $RaE<10^4$. L'influence du nombre de Rayleigh externe sur le nombre de Nusselt est négligeable, elle devient plus fort dès que RaE dépasse 10^4 . Plus le rapport de forme de l'enceinte augmente plus le nombre de Nusselt moyen augmente et on a de même pour le nombre de Rayleigh externe. Ce qui signifie que le transfert de chaleur augmente avec l'accroissement du rapport de forme et le nombre de Rayleigh externe. D'après, la figure (7) Pour $Ar=1$ à $Ar=2$, on constate une augmentation insignifiante du nombre de Nusselt moyen pour tous les nombres de Rayleigh externe.

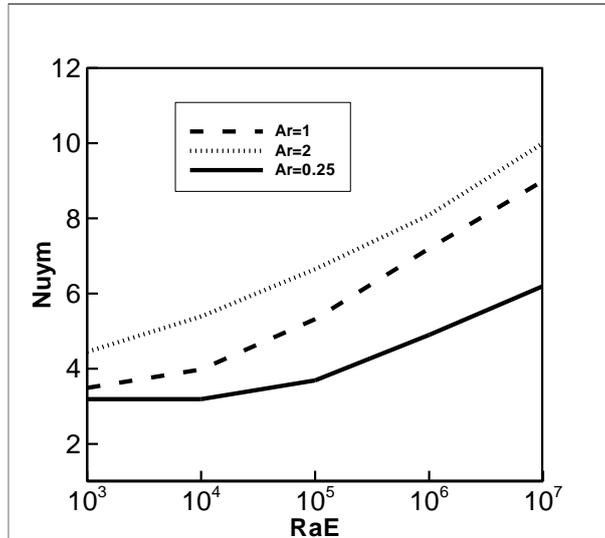


Figure 6 : Variation du nombre de Nusselt moyen Nu_m en fonction de nombre de Rayleigh externe pour différents rapport de forme.

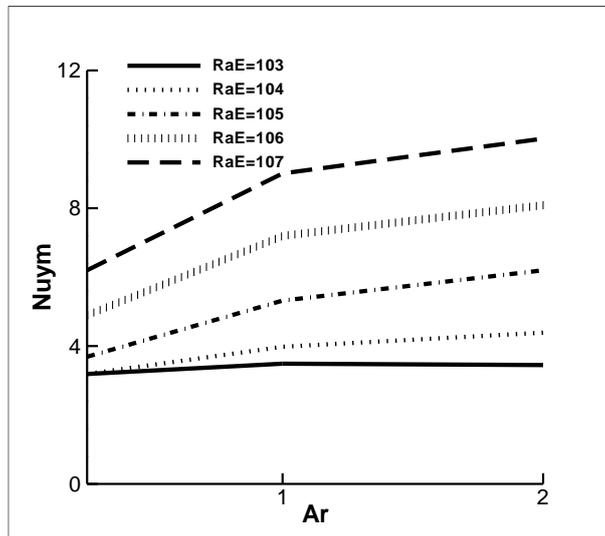


Figure 7 : Variation de nombre de Nusselt moyen Nu_{ym} en fonction du rapport de forme pour différentes valeurs de Rayleigh externe.

D'après la figure (8), La comparaison du nombre de Nusselt moyen Nu_{ym} a permis de constater une très grande ressemblance pour $Ar=0.25$. On aura, même, un bon accord pour les autres rapports de forme.

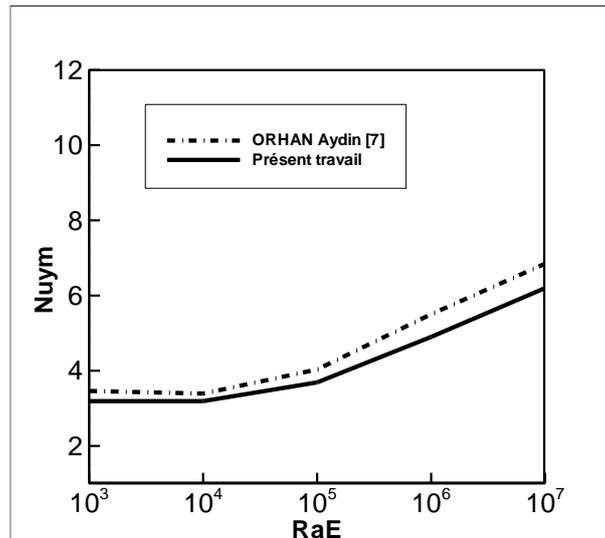


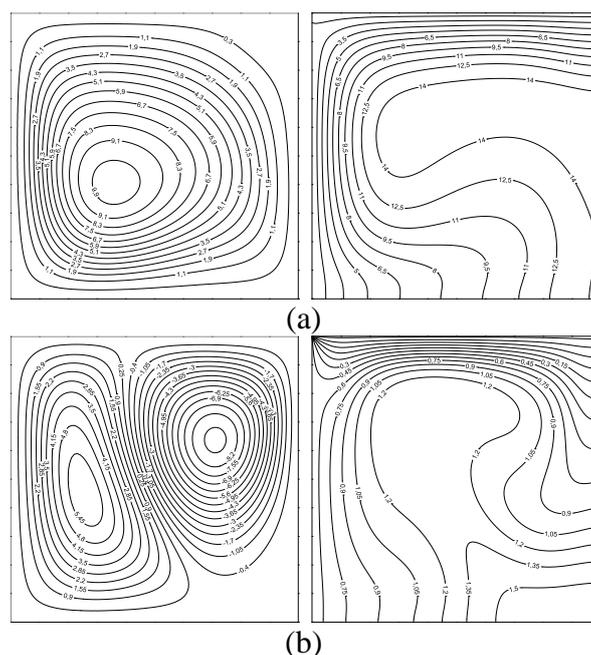
Figure 8 : Comparaison du nombre de Nusselt moyen Nu_{ym} entre le présent travail et celui d'Orhan Aydin [7] pour $Ar=0.25$

4.2 Cas2 : convection avec une source de chaleur

Pour avoir l'influence de la source de chaleur interne dans l'enceinte, une valeur de $RaI=10^5$ est utilisée.

Les lignes de courants et les isothermes : Les champs d'écoulements et de température pour le cas de $RaI=10^5$, rapport de forme 0.25, 1, 0.5 et le nombre de Rayleigh externe variant de 10^3 à 10^7 sont présentés sur les figures (9, 10 et 11). En présence du chauffage interne ($RaI=10^5$), l'écoulement et le champ de température prennent une structure différente que le cas précédent.

Pour $Ar=1$, $RaE=10^3$, la structure d'écoulement est caractérisée par la présence d'une seule cellule asymétrique, occupant toute la cavité. Le centre de la cellule se déplace vers le coin inférieur gauche grâce au transfert de chaleur qu'il y a entre le fluide à l'intérieur de l'enceinte et la surface chaude qui présente une source de flottabilité négative. Les isothermes présentent une déformation, ils indiquent que la température maximale est dans la région centrale de l'enceinte. Pour $RaE=10^4$, la figure (9b), montre que deux cellules de circulation sont formées à l'intérieur de l'enceinte. Dans ce cas, une flottabilité supplémentaire est formée en raison de la domination de la génération de chaleur interne. L'augmentation du nombre de Rayleigh externe au 10^4 , et en présence d'une force interne, la vitesse de fluide augmente ce qui entraîne une flexion des isothermes dans la région centrale.



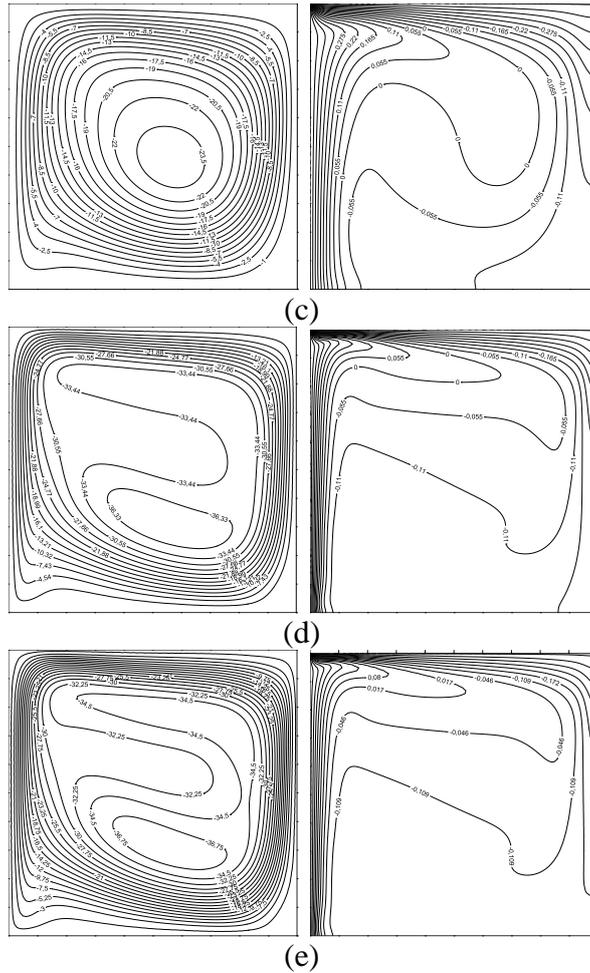


Figure 9 : Lignes de courant et isotherme pour $Ar=1$:
 (a) $RaE=10^3$; (b) $RaE=10^4$; (c) $RaE=10^5$; (d) $RaE=10^6$; (e) $RaE=10^7$

Pour $Ar=0.25$, figure (10a) le champ d'écoulement est monocellulaire occupant toute l'enceinte tel que le centre de la cellule se décale vers le bas. Concernant les isothermes, elles sont encore divisées en deux parties, une majeure partie couvre l'ensemble de la longueur de la paroi chaude puis dirigée vers la paroi adiabatique et une petite partie est parallèle à la paroi froide. On conclue que le gros du transfert de chaleur se fait presque entre la paroi chaude et le fluide à l'intérieur de l'enceinte. Avec l'augmentation du nombre de Rayleigh externe $RaE=10^4$ une deuxième cellule a été créée à proximité du coin supérieur de l'enceinte et on observe une augmentation de la partie d'isotherme qui est parallèle à la paroi froide, ce qui signifie l'augmentation de transfert de chaleur entre la paroi froid et le fluide à l'intérieur de l'enceinte. On constate que le mécanisme de transport d'énergie dominant pour les deux Rayleigh externe est la conduction.

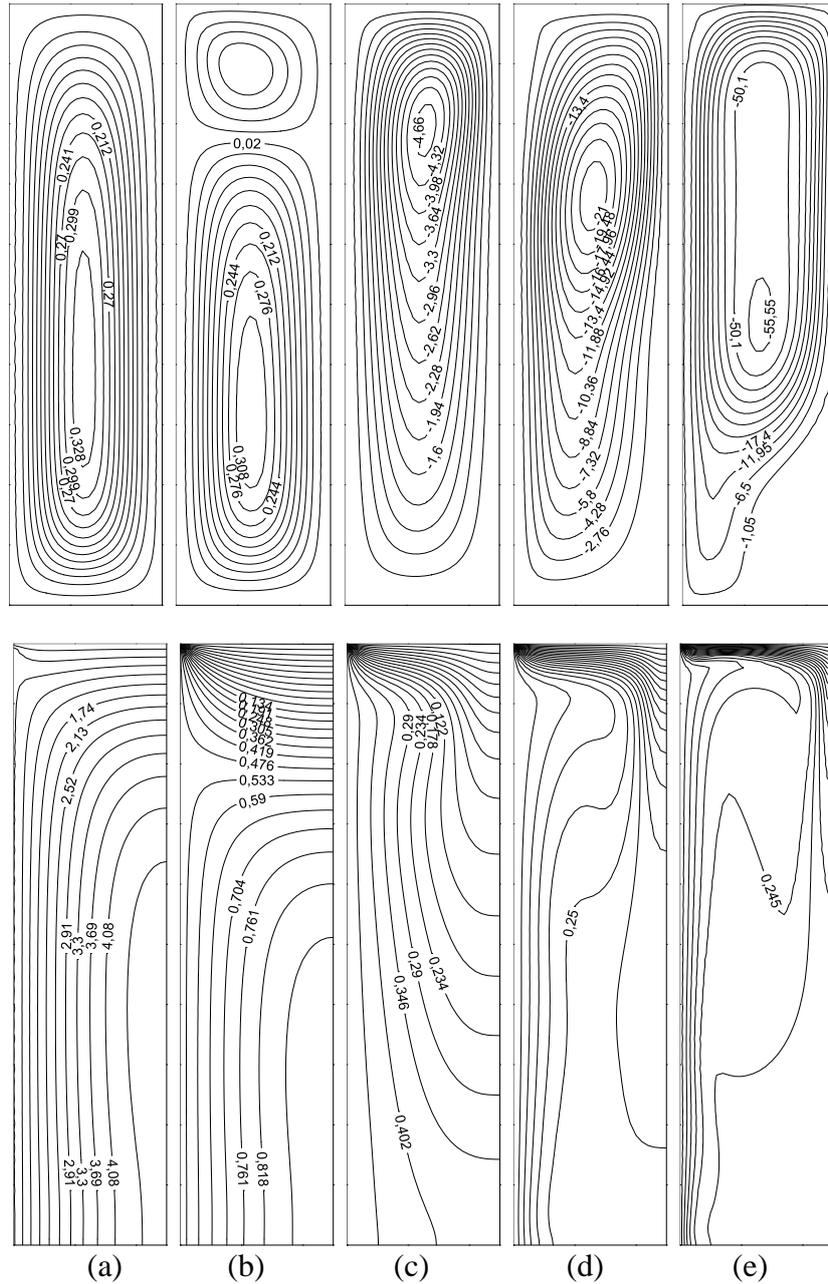


Figure 10 : Lignes de courant et isotherme pour $Ar=0.25$:
 (a) $RaE=10^3$; (b) $RaE=10^4$; (c) $RaE=10^5$; (d) $RaE=10^6$; (e) $RaE=10^7$

Pour $Ar=2$, l'écoulement montre une formation de deux cellules asymétriques pour les deux nombre de Rayleigh externe $RaE=10^3$ et $RaE=10^4$, il est observé que même si la forme des cellules ne change pas, leur intensités augmentent. La position de la cellule à côté de la surface chaude se déplace vers le coin inférieur de l'enceinte. La cellule chaude diminue tandis que la cellule froide se développe en taille avec l'augmentation du Rayleigh externe $RaE=10^4$. Au fur et à mesure que le nombre de Rayleigh augmente de 10^3 à 10^4 , en présence de la source de chaleur interne, et donc aussi la circulation entraînée par la flottabilité à l'intérieur de la cavité, il se produit un gauchissement progressif autour des centres de rotation et une compression de plus en plus prononcée des isothermes vers les surfaces limites de l'enceinte.

L'existence d'une source de chaleur interne fait augmenter la température de fluide à l'intérieur de l'enceinte et diminuer ainsi la différence de température entre la paroi chaude et le fluide ce qui nous donne une flottabilité négative qui fait descendre le fluide vers le bas, et encore augmenter la différence de température entre la paroi froide et le fluide à l'intérieur de l'enceinte, ce qui provoque une flottabilité positive conduisant à une augmentation du transfert de chaleur du fluide vers la paroi froide..

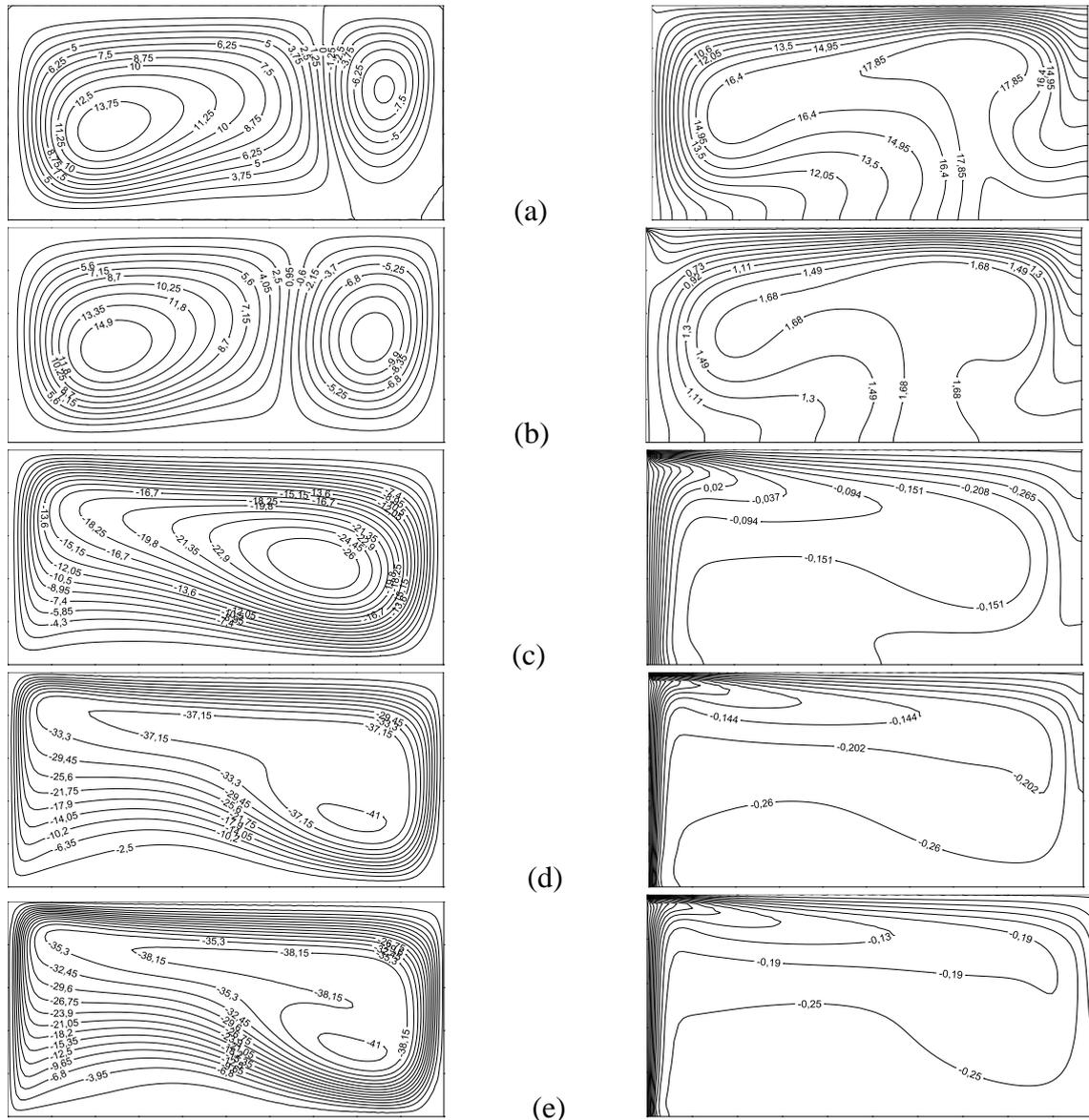


Figure 11 : Lignes de courant et isotherme pour $Ar=2$:
 (a) $RaE=10^3$; (b) $RaE=10^4$; (c) $RaE=10^5$; (d) $RaE=10^6$; (e) $RaE=10^7$

D'après les figure ci-dessus (9-10-11), on observe que pour les différents rapports de forme (0.25, 1 et 2) et le nombre de Rayleigh externe variant de 10^3 à 10^7 , l'examen visuel des champs d'écoulement et des températures ne révèle aucune différence significative entre les cas avec et sans génération de chaleur interne autre que un léger décalage sur les valeurs de la fonction de courant et l'isotherme. Par conséquent, aucune autre discussion sur les écoulements et les isothermes pour ce cas n'est présenté ici

4.2.1 Variation de nombre de Nusselt

Les valeurs du nombre de Nusselt sur la paroi chauffée Nu_{ym} pour $Ar=1$ (cavité carrée) sont résumées dans le tableau (2). On remarque une augmentation de Nusselt moyen Nu_{ym} pour $RaE=10^3$ par rapport au cas sans source de chaleur interne. Une diminution du nombre de Nusselt moyen a été remarquée de $RaE=10^3$ à $RaE=10^4$ qui a été confirmé par Acharya et Goldstein [13] et on a de même pour tous les rapports de forme. L'inégalité entre les valeurs du nombre de Nusselt de notre travail et celle d'Acharya et Goldstein [14] est causée par la différence des conditions aux limites de la géométrie considérée. D'après la figure (8), on observe une légère augmentation pour $RaE < 10^4$ ce qui signifie que l'influence de source de chaleur interne devient de plus en plus faible avec l'augmentation de RaE .

Tableau 2 : variation du nombre de Nusselt moyen pour $RaE=10^3$ à $RaE=10^4$ et rapport de forme $Ar=1$

RaE	10^3	10^4	
Nu_{ym}	61.66611	2.389432	Présent travail (cas 2)
	3.492144	3.987113	Présent travail (cas 1)
	52.67160	7.658445	Acharya et Goldstein [13]

Pour $RaI \leq RaE$, on observe une même courbe pour les trois rapports de forme que le cas sans source de chaleur interne, par conséquent le transfert de chaleur se fait directement de la paroi chaude à la paroi froide. Ainsi, donc l'influence du chauffage interne sur le nombre de Nusselt moyen Nu_{ym} est négligeable (figure 12). Un résultat semblable a été obtenu par Acharya et Goldstein [14] et Fusegi, Hyun [15]. Le nombre de Nusselt moyen Nu_{ym} est très large pour une enceinte $Ar=1$ et $Ar=2$ par rapport au $Ar=0.25$.

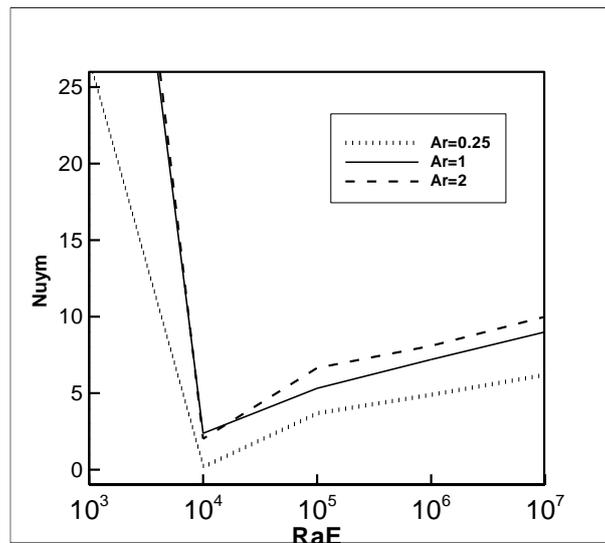


Figure 12 : la variation du nombre de Nusselt moyen Nu_{ym} en fonction de nombre de Rayleigh externe pour différents rapport de forme pour $RaI=10^5$

Conclusion

Dans cette étude, le problème du transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte rectangulaire en présence de gradient de température et une source de chaleur interne, a été résolu numériquement par la méthode de volume finis. L'influence de certains paramètres tels que, le nombre de Rayleigh interne, le nombre de Rayleigh externe et le rapport de forme sur le transfert de chaleur, les champs de température et les champs d'écoulement a été étudié. Cette étude a permis de dégager les conclusions suivantes : Les champs de température et les champs d'écoulements ne présentent aucune différence entre le cas sans source de chaleur interne ($RaI=0$) et le cas où le nombre de Rayleigh interne inférieur au nombre de Rayleigh externe ($RaI \leq RaE$), mise à part un faible changement dans les valeurs d'isotherme et la fonction de courant.

Pour $RaI=0$, le nombre de Nusselt moyen au long de la surface chauffée Nu_{ym} augmente avec le nombre de Rayleigh externe pour tous les différents rapports de forme pour atteindre sa valeur maximal à proximité de la région où se trouve la discontinuité de température au coin supérieur gauche. Cela explique que le gradient de température dans cette surface est maximum au bas et diminue de bas vers le haut donc le transfert de chaleur diminue de bas vers le haut. Concernant Le nombre de Nusselt moyen le long de la surface froide, il diminue progressivement jusqu'à atteindre une valeur minimale, puisque la différence de température entre le fluide et la paroi chaude commence à chuter de gauche à droite, ce qui engendre un flux de chaleur faible. Pour une enceinte de $Ar=1$ et $Ar=2$, le fluide froid occupe la majorité de l'enceinte, par contre celle de $Ar=0.2$, le fluide occupant est le fluide chaude.

Le système de paroi froide en haut a une meilleure efficacité de transfert de chaleur par conduction pour faible Rayleigh externe grâce à la distance la plus courte entre la paroi chaude et froide ce qui donne un grand gradient de température.

L'introduction d'une source de chaleur interne fait augmenter le transfert de chaleur à travers la paroi chaude et de diminuer le transfert de chaleur à travers la paroi froide par rapport au cas sans source de chaleur. Dans le cas d'une grande cavité ($Ar = 0.25$), la chaleur part du fluide vers l'environnement sur une grande partie de la hauteur de la paroi chauffée extérieurement, sauf dans de très petites portions près du coin supérieur. Au contraire, pour $Ar=1$ et $Ar=2$, la chaleur pénètre dans le fluide à travers la paroi chauffée sur une grande partie de la hauteur totale de l'enceinte. La chaleur sort d'une petite région en raison de la génération de chaleur interne.

Nomenclature

L	longueur de l'enceinte, m	<i>symboles grecs</i>
H	hauteur de l'enceinte, m	α Diffusivité thermique, $m^2.s^{-1}$
Ar	rapport de forme (L/H)	β Coefficient d'expansion thermique, K^{-1}
g	accélération de la pesanteur, $m.s^{-2}$	ν viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$
q	une source de chaleur interne	
k	conductivité thermique, W/mK	<i>Nombre Adimensionnels</i>
p	pression, Pa	Pr nombre de Prandtl
P*	pression adimensionnée	Nu nombre de Nusselt
Tc	température de la paroi chaude [$^{\circ}K$]	RaI nombre de Rayleigh interne
Tf	température de la paroi froide [$^{\circ}K$]	RaE nombre de Rayleigh externe
T	température dimensionnelle [$^{\circ}K$]	
U, V	composantes adimensionnelles des vitesses	
u, v	composantes des vitesses [$m.s^{-1}$]	
x, y	coordonnées cartésiennes [m]	

Références

- Atashafrooz, M., S.A.G. Nassab, and K. Lari, Coupled Thermal Radiation and Mixed Convection Step Flow of Nongray Gas. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme*, 2016. **138**(7).
- F. Wolff, C.B., R. Viskanta, Natural convection of liquid metals in vertical cavities,. *Experimental Thermal and Fluid Science*, **1**, p. 83-91, 1988.
- N.C.Markatos, K.A.P., Laminar and turbulent natural convection in an enclosed cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **27** . p. 755-772, 1984.
- G. de Vahl Davis, Laminar Natural Convection in a rectangular Cavity,. *Int.J.Heat Mass Trans*, **11** .p. 1675-1693, 1968.
- G. DE VAHL DAVIS, Natural Convection Of Air In A Square Cavity A Bench Mark Numerical Solution, . *International Journal For Numerical Methods In Fluids*, **3**. p. 249-264, 1983.
- Nasreddine Ouertatani, N.B.C. and B.B.B. , Taieb Lili, Numerical simulation of two-dimensional Rayleigh-Bénard convection in an enclosure,. *Comptes Rendus Mécanique*, **336** . p. 464-470, 2008.
- Aydin, O., Ünal, A. and Ayhan, T. , Natural convection in rectangular enclosures heated from one side and cooled from the ceiling. *international Journal of Heat and Mass Transfer*, **42** .p. 2345-2355 ,1999a.
- Orhan Aydin, A.U., Teoman Ayhan,, A Numerical Study On Buoyancy-Driven Flow In An Inclined Square Enclosure Heated And Cooled On Adjacent Walls,. *Numerical Heat Transfer,Part A: Applications: An International Journal of Computation and Methodology*, **36** .p. 585-599, 1999b.
- Wen-Jei-Yang, O.A.a., Natural convection in enclosures with localized heating from below and symmetrical cooling from sides,. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, **5** .p. 518-529, 2000.
- Valencia, A.e.F., R.L., Heat transfer in square cavities with partially active vertical walls,. *Int.J.Heat Mass Trans*, **32** .p. 1567-74, 1989.
- NANSTEEL, M.N.a.M.W., Natural convection in rectangular enclosures heated from below and cooled along one side,. *Int.J.Heat Mass Trans*, **30** .p. 2433-40, 1987.
- M. M. Ganzarolli and L. F. Milanez, Natural Convection in Rectangular Enclosures Heated from Below and Symmetrically Cooled from the Sides,. *Int. J. Heat Mass Transfer*, **38**,(1063-1073) , 1995.
- Kimura, S. and A. Bejan, Natural convection in a differentially heated corner region. *Physics of Fluids*,. **28** .p. 2980, 1985.
- Acharya, S., Goldstein, R.J., Natural convection in an externally heated square box containing internal energy sources. *J.Heat Transfer*, **107** .p. 855-866,1985.
- Fusegi, T., J.M. Hyun, and K. Kuwahara, Natural Convection in a Differentially Heated Square Cavity with Internal Heat Generation. *J.Heat Transfer*, **21** .p. 215-229,1992a.

16. Fusegi, T., Hyun, J.M., Kuwahara, K., Numerical study of natural convection in a differentially heated cavity with internal heat generation: effects of the aspect ratio. *J.Heat Transfer*, **114** .p. 773-777, 1992b.
17. Rahman, M., M.A.R, Numerical study of laminar natural convection in inclined rectangular enclosures of various aspect ratios. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, **44** .p. 355-373, 2003.
18. Hossain, M.A. and D.A.S. Rees, Natural convection flow of water near its density maximum in a rectangular enclosure having isothermal walls with heat generation. *Heat and Mass Transfer*, **41** . p. 367-374, 2004.
19. Oztop, H. and E. Bilgen, Natural convection in differentially heated and partially divided square cavities with internal heat generation. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **27** .p. 466-475, 2006.
20. Kandaswamy, P., N. Nithyadevi, and C.O. Ng, Natural convection in enclosures with partially thermally active side walls containing internal heat sources. *Physics of Fluids*, **20** .p. 097104, 2008.
21. Lee, J.-H., Goldstein, R.J., An Experimental Study on Natural Convection Heat Transfer in an Inclined Square Enclosure Containing Internal Energy Sources, . *J.Heat Transfer*, **110** .p. 345-349, 1988.
22. S.V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*,. Hemisphere, Washington.p. 67, **1980**.