

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Par :

OUBELAID Katia

ADNANI Wissam

Thème

**Etude de la convection mixte dans une cavité ventilée avec une source
de chaleur remplie d'un nanofluide**

Soutenu le 21/09/2022 devant le jury composé de :

Mr. F.MENDIL

Président

Mr. M.HAMDI

Rapporteur

Mr. A.SAHI

Examineur



Déclaration sur l'honneur
Engagement pour respecter les règles d'authenticité
scientifique dans l'élaboration d'un travail de recherche

Arrêté ministériel n° 1082 du 27 Décembre 2020(*)
fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat

Je soussigné,

Nom : OUBELAID

Prénom : K a t i a

Matricule : 161633016993

Spécialité et/ou Option : Energétique

Département: Génie Mécanique

Faculté: Sciences et Technologie

Année universitaire : 2021/2022

Et chargé de préparer un mémoire de (*Licence, Master, Autres à préciser*) : Master

Intitulé: Etude de la convection mixte dans une cavité ventilée avec une source de chaleur remplie d'un nanofluide.

déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans l'élaboration du projet de fin de cycle cité ci-dessus.

Fait à Béjaïa le

...../...../.....

Signature de l'intéressé

(*) Lu et approuvé

.....

Remerciements

*Nous tenons à remercier **le Dieu** qui nous à donner le courage pour achever ce modeste travail.*

*Nos profonds remerciements s'adressent à monsieur **HAMDI MESSAOUD** pour ses efforts ainsi que son précieux aide.*

*Nos sincères reconnaissances s'adressent également aux membres de **JURY** qui ont accepté de juger notre travail.*

*À nos chers **PARENTS** pour leur encouragement, amour et soutien.*

Enfin nous tenons à exprimer nos sincères gratitude à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Dédicaces

Avec l'aide de Dieu tout puissant, j'ai pu achever ce travail que je dédie

À ma chère famille qui ont tant attendu

Et à tous mes amis qui m'ont aidé de près et de loin

À THABINM-tiww

Katia

Dédicaces

Avec l'aide de Dieu tout puissant, j'ai pu achever ce travail que je dédie

À mes chers parents qui ont tant attendu

À tous mes amis,

À ma binôme Katia

Wissam

Sommaire

Remerciements	i
Dédicaces	ii
Sommaire	iv
Liste des figures	vi
Liste des tableaux	viii
NOMENCLATURE	ix
Introduction Générale	- 1 -
Généralité et recherche bibliographique	3
I.1. Introduction	3
I.2. Notions sur le transfert de chaleur.....	3
I.2.1 Modes de transfert de chaleur	3
I.3. Définition des nanofluides	6
I.3.1. Propriétés thermo-physiques des nanofluides	7
I.4. Recherche bibliographique.....	9
I.5. Conclusion.....	19
II.1. Introduction.....	20
II.2. Position du problème	20
II.2.1. Hypothèses simplificatrices	20
II.3. Propriétés thermo-physiques des nanofluides.....	21
II.4. Equations dimensionnels de problème	22
II.5. Équations sous forme adimensionnelles de problème	23
II.6. Nombres adimensionnels	25
II.7. Méthode numérique	26
II.8. Conclusion	27
Résultats et Discussion	30
III. 1. Introduction	30
III.2. choix du maillage	30
III.3. Validation des résultats	31
III.4.1 : Effet de la fraction volumique des nanoparticules	34
III.4.2 : Effet du nombre de Reynolds.....	37
III.4.3 : Effet du nombre de Grashof	39
III.4.4 : Effet de la longueur de la paroi chaude.....	42

III.4.5 : Effet de l'emplacement de la paroi chaude	45
III.4. Conclusion	48
Conclusion Générale	49
Références Bibliographiques	50
Résumé	53

Liste des figures

Figure I.1: Schéma présentatif de transfert convectif	4
Figure I.2 : Illustration du phénomène de convection naturelle	4
Figure I.3 : Illustration du phénomène de convection forcée.....	5
Figure I.4 : Illustration du phénomène de convection mixte.	6
Figure I.5: schéma de la cavité muni d'une source chaude triangulaire [6].....	10
Figure I.6 : Schématisation du problème [7]	10
Figure I.7 : Schéma d'une cavité avec des orifices d'entrée et de sortie. [8].....	11
Figure I.8 : Schéma de la géométrie étudiée. [9]	12
Figure I.9 : Schéma d'une cavité carrée partiellement chauffée. [10]	12
Figure I.10 : schématisation de problème [11]	13
Figure I.11: Géométrie d'une cavité ventilée [12]	14
Figure I.12: Schématisation d'une cavité carrée soumise à un flux de chaleur constant à la paroi inférieur [13]	14
Figure I.13 : Géométrie et conditions aux limites de la cavité étudiée [14]	15
Figure I.14 : Schéma physique étudié [15]	16
Figure I.15: Schéma de la géométrie étudiée [16]	16
Figure I.16: Domaine physique étudié par [17].	17
Figure I.17: Schématisation de problème [18].....	18
Figure I.18 : Géométrie du problème. [19]	18
figure II.1 : Schéma de la géométrie du problème	20
Figure III.1. : L'influence de la taille du maillage sur le Nu moyen pour un nanofluide $Re=100$, $Gr=10^5$ et $\varphi = 0.06$	31
Figure III.4. : Variation du nombre Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique pour $Re=100$, $Gr=10^4$	34
Figure III.5. : Contour des isothermes pour différents fraction volumiques $Re=100$, $Gr=10^4$	35
Figure III.6. : Contour des isothermes pour différents fraction volumiques $Re=100$, $Gr=10^4$	36
Figure III.7 : Les lignes de courants pour différents nombre de Reynolds $Gr=10^4$	37
Figure III.8. : Les lignes d'isotherme pour différents nombre de Reynolds a $Gr=10^4$, $\varphi=0.06$	38
Figure III.9. : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du la fraction volumique pour différentes valeurs de nombre de Reynolds	39
Figure III.10. : Les lignes de courants pour différents nombre de Grashof à $Re=100$, $\varphi = 0.06$	40
Figure III.11. : Les lignes d'isotherme pour différents nombre de Grashof à $Re=100$, $\varphi = 0.06$	41
Figure III.12. : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du la fraction (φ) à différent Gr	42
Figure III.13. : Contour des fonctions de courant pour différent rapport de forme l/H $Gr=10^4$, $Re=100$, $\varphi=0.06$	43
Figure III.14. : Contour des fonctions d'isotherme pour différent rapport de forme l/H $Gr=10^4$, $Re=100$, $\varphi =0.06$	44
Figure III. 15 : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de rapport l/H pour $Gr=10^4$, $Re=100$, $\varphi =0.06$	45
Figure III. 16. : Schéma des différents emplacements de la paroi chaude	45
Figure III.17. : Les lignes de courant pour différent emplacement de la paroi chaude	46

Figure III.18. : Les lignes des isothermes pour différent emplacement de la paroi chaude
pour $Gr=10^4$, $Re=100$, $\varphi =0.06$ 47

Liste des tableaux

Tableau II.1: Propriétés physiques de l'eau et des nanoparticules données à $T = 40^\circ C$	21
Tableau II. 2 : Conditions aux limites sous forme adimensionnelle.	24
Tableau III.1 : effet du maillage sur les valeurs de Nu , $Re=100$, $Gr=10^5$ et $\varphi = 0.06$	30
Tableau III.2: Les valeurs du Nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction pour différents emplacement de la paroi chaude	47

NOMENCLATURE

Symboles	Définition	Unité (SI)
a	: Rapport de forme : $a = l/H_1$	-
l	: longueur de la paroi chaude	m
H	: longueur de la cavité	m
C_P	: Chaleur spécifique	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
g	: Accélération de la pesanteur	$m\ s^{-2}$
k	: Conductivité thermique	$W\ m^{-1}\ K^{-1}$
p	: Pression	Pa
Pr	: Nombre de Prandtl,	-
Ra	: Nombre de Rayleigh,	-
Re	: Nombre de Reynolds	-
Gr	: Nombre de Grashof	-
Nu	: Nombre de Nusselt	-
n	: Facteur de forme des nanoparticules	-
T_H	: Température chaude	-
U, V	: Composantes adimensionnelles du vecteur vitesse	-
u, v	: Composantes dimensionnelles du vecteur vitesse	$(m\ s^{-1})$
X, Y	: Cordonnées cartésiennes adimensionnelles	-
x, y	: Cordonnées cartésiennes	(m)
ΔT	: Différences de température	(K)

Symboles grecs

α	: Diffusivité thermique	$(m^2\ s^{-1})$
β	: Coefficient de dilatation	(K^{-1})
φ	: Fraction volumique des nanofluides	-
μ	: Viscosité dynamique	$Kg\ m^{-1}\ s^{-1}$
ν	: Viscosité cinématique	$m^2\ s^{-1}$
ρ	: Masse volumique	$kg\ m^{-3}$
σ	: Constante de Stefan-Boltzmann	$W.m^{-2}.K^{-4}$

θ : Température adimensionnelles -

Indices

f : Fluide de base.

nf : Nanofluide

s : Particules solide

Introduction Générale

Introduction Générale

Le transfert de chaleur en général, est le processus par lequel l'énergie est échangée sous forme de chaleur entre des corps ou des milieux aux températures différentes. Bien qu'il se manifeste sous diverses formes (rayonnement, conduction et convection), cette dernière et la plus visée dans certains domaines spécifiquement dans le refroidissement des processeurs et du composant électronique.

L'amélioration du transfert de chaleur par convection est l'objet principal de plusieurs travaux, et pour se faire, un grand nombre de chercheurs ont mené une multitude d'essais numériques et expérimentaux portant sur la description des phénomènes géométriques gérant la convection, l'effet de la nature des systèmes dans lesquels elle a lieu (géométrie spécialement), et les propriétés des fluides impliqués (propriétés physico-chimiques). Chronologiquement, bien que les idées d'amélioration aient touché surtout la géométrie des systèmes, et la nature physicochimique des milieux convectifs.

C'est dans ce contexte, et dans le cadre complémentaire que nous allons mener notre étude. Le travail que nous développons dans ce manuscrit porté sur l'étude numérique d'un écoulement laminaire-nanofluide en convection mixte dans une cavité ventilée avec une source de chaleur remplie d'un nanofluide.

L'objectif de notre étude est d'examiner l'effet de l'ajout des nanoparticules au fluide de base sur la structure de l'écoulement et les échanges au sein du fluide dans une cavité ventilée avec une source de chaleur. Pour cela, notre travail est composé en trois chapitres structurés comme suit :

Dans le premier chapitre nous présenterons des généralités sur les différents modes de transfert de chaleur et les nanofluides, et leurs classements ainsi que leurs procédures de fabrication, et une synthèse bibliographique concernant quelque travail réalisé sur la convection mixte avec une source de chaleur en présence d'un nanofluide.

Dans le second chapitre consiste à la présentation de la configuration géométrique, et les différentes équations qui gouvernent sous forme dimensionnelles et adimensionnelles, et les hypothèses simplificatrices ainsi que les conditions aux limites appropriées, et les nombres adimensionnels, et la description de la méthode des volumes finis.

Le troisième chapitre est consacré à la présentation des résultats obtenus en configuration 2D, dans la première étape nous avons validé nos résultats ainsi que leurs interprétations et leurs analyse, pour finalise noter étude une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.

Chapitre I

Généralité et recherche bibliographique

Généralité et recherche bibliographique

I.1. Introduction

Ce chapitre a pour but de présenter une vue générale sur le transfert thermique, les nanofluides et leur application éventuelle afin d'introduire le lectorat aux notions de base de notre travail.

La partie synthèse bibliographique sera consacrée à l'étude numérique et expérimentale de la convection mixte dans les enceintes et en particulier avec présence des nanoparticules.

I.2. Notions sur le transfert de chaleur

Le transfert de chaleur est le processus par lequel de l'énergie est échangée sous forme de chaleur entre des corps ou des milieux aux températures différentes. La chaleur peut être transmise par conduction, convection ou rayonnement. Bien que les trois processus puissent avoir lieu simultanément, l'un des mécanismes est généralement prépondérant. Par exemple, la chaleur est principalement transmise par conduction à travers les murs en brique d'une maison ; l'eau dans une casserole placée sur une cuisinière est surtout chauffée par convection ; la Terre reçoit sa chaleur du Soleil en grande partie par rayonnement. [1]

I.2.1 Modes de transfert de chaleur

Lorsqu'on met en présence deux corps de températures différentes, ils échangent de l'énergie sous forme de chaleur jusqu'à atteindre un état d'équilibre qui se traduit par l'uniformisation de leurs températures. Ces échanges thermiques sont de trois types :

- ✓ Conduction ;
- ✓ Rayonnement ;
- ✓ Convection (naturel ou forcé ou mixte).

Transfert de chaleur par Convection

La convection désigne un mode de transfert thermique dû au mouvement d'une des molécules d'un fluide, et il est souvent accompagné de transfert de masse. Il s'agit du mécanisme de transfert d'énergie le plus prépondérant entre un solide et un fluide par l'action combinée de la conduction, de l'advection. Le transport d'énergie est effectué dans ce cas sous l'effet du gradient de température entre les deux milieux suivant trois étapes essentielles : [2]

- La chaleur s'écoule par conduction de la surface aux particules du fluide adjacent.
- L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces particules.
- Les particules vont se mélanger avec d'autres particules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie.

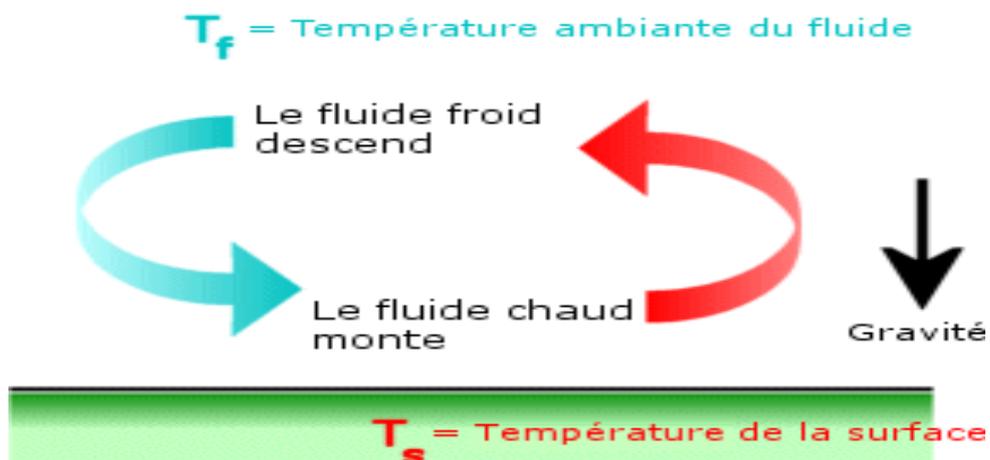


Figure I.1: Schéma présentatif de transfert convectif.

Nous distinguons trois types d'écoulements convectifs :

Convection libre (Naturelle)

Le fluide est mis en mouvement sous le seul effet des différences des masses volumiques résultant des différences de température en présence d'un champ de force extérieure (la pesanteur)

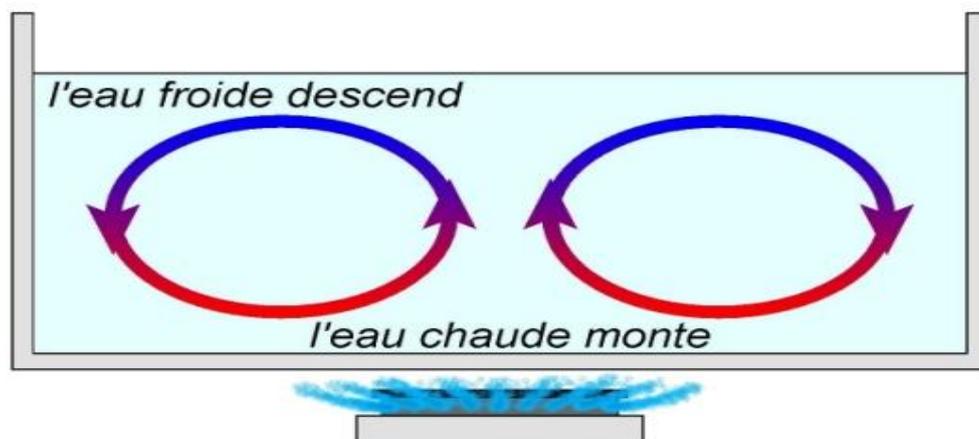


Figure I.2 : Illustration du phénomène de convection naturelle.

Convection forcée

Le mouvement du fluide se produit par une cause indépendante des différences de températures qui peuvent être une pompe, ou un ventilateur.

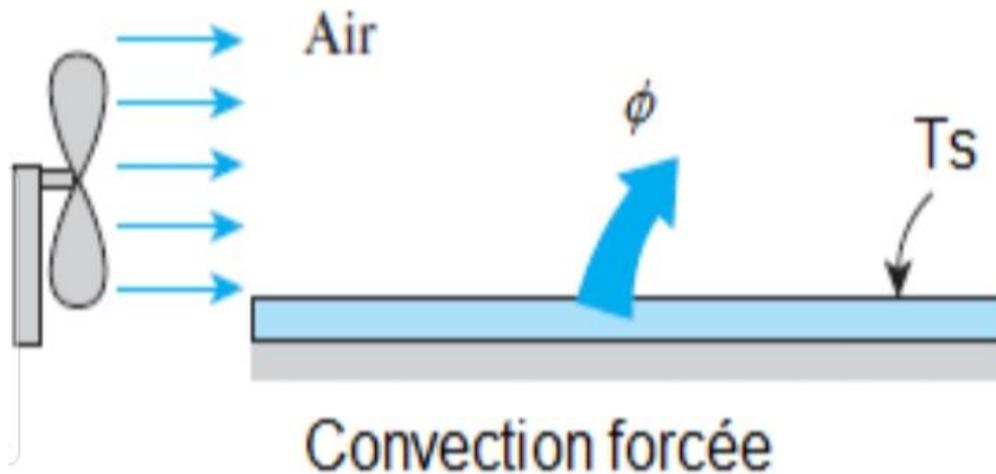


Figure I.3 : Illustration du phénomène de convection forcée

convection mixte

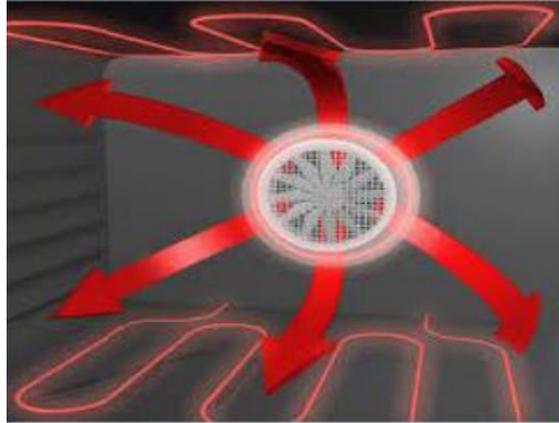
Elle correspond au couplage des deux phénomènes précédents, les vitesses d'écoulements dues aux types de convection sont considérées séparément du même ordre de grandeur. Le nombre adimensionnel qui détermine laquelle de ces convections est dominante est le nombre de Richardson (Ri), qui est le rapport du nombre de Grashof (Gr) sur le carré du nombre de Reynolds :

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2}$$

$Ri < 0.1$ c'est la convection forcée qui domine.

$Ri = 10$ c'est la convection naturelle qui domine.

$0.1 < Ri < 10$ c'est le domaine de la convection mixte.



FigureI.4 : Illustration du phénomène de convection mixte.

La convection mixte peut être aidée (favorable) lorsque les effets de la convection naturelle et de la convection forcée sont dans la même direction. Elle est dite défavorable quand ces derniers effets sont de sens opposés. En général, les problèmes de la convection thermique s'intéressent à la détermination du taux de transfert thermique et/ou la température de surface. Ces facteurs importants d'ingénierie sont établis une fois la distribution de température dans le fluide en mouvement est déterminée. Le point focal dans le transfert thermique par convection est la détermination de la distribution de la température dans un fluide mobile.

I.3. Définition des nanofluides

Un nanofluide est un fluide contenant des particules de taille nanométrique, appelées nanoparticules. Ces fluides sont des suspensions colloïdales artificielles de nanoparticules dans un fluide de base. Ce terme « **nanofluide** » a été introduit par Choi [3], en 1995. Pour désigner la suspension des nanoparticules solides dans un liquide de base. [1]

Les nanoparticules les plus utilisées pour obtenir des nanofluides peuvent être :

- Métalliques : Al, Cu, Au, etc...
- Oxydes : Al_2O_3 , Ti_2O_3 , SiO_2
- Nanotubes de carbone (CNT)

Les fluides de base courants comprennent

- L'eau ;
- L'éthylène-glycol (EG) ;
- Les huiles ;
- Le Toluène.

I.3.1. Propriétés thermo-physiques des nanofluides

De nombreuses recherches théoriques et expérimentales ont été menées lors de ces dernières décennies en vue de mieux caractériser les propriétés thermo-physiques des nanofluides mais cette caractérisation est encore loin d'être satisfaisante. Dans ce qui suit nous donnerons un petit aperçu sur les différents modèles utilisés pour le calcul de la viscosité dynamique et la conductivité thermique d'un nanofluide. [4]

L'introduction des nanoparticules dans un fluide modifie ses propriétés physiques (masse volumique, chaleur spécifique, conductivité thermique, viscosité dynamique, etc.).

- **fraction volumique**

Fraction volumique est le rapport entre le volume de solide (nanoparticules) et le volume total (nanoparticules plus fluides de base) sa valeur entre 0 et 1. [4]

$$\varphi = \frac{\text{volume solide}}{\text{volume totale d'un nanofluide}} = \frac{V_s}{V_s + V_f} \quad (\text{I.1})$$

- **Masses volumiques**

Nous revenons à la définition de la masse volumique de mélange.

$$\rho = \left(\frac{m}{V} \right)_n = \frac{m_f + m_s}{V_f + V_s} = \frac{\rho_f V_f + \rho_s V_s}{V_f + V_s} \quad (\text{I.2})$$

On en déduit alors la masse volumique du nanofluide pour une température donnée qui s'écrit :

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi) \rho_f + \varphi \rho_s \quad (\text{I.3})$$

Où :

ρ_{nf} : La masse volumique du nanofluide ;

ρ_f : La masse volumique de fluide de base ;

ρ_s : La masse volumique des nanoparticules solides.

- **Chaleur spécifique**

La chaleur spécifique est la capacité calorifique par unité de masse d'une substance ou d'un système homogène $C_P = \frac{dQ}{m dT}$; Pour la détermination de la chaleur spécifique d'un nanofluide, on peut utiliser l'une des relations suivantes.

De nombreux auteurs dont Pak et Cho ont utilisé :

$$(C_p)_{nf} = (1-\varphi)(C_p)_f + \varphi(C_p)_s \quad (\text{I.4})$$

Certains autres dont Xuan et Roetzel ont utilisé :

$$(\rho C_p)_{nf} = (1-\varphi)(\rho C_p)_f + \varphi(\rho C_p)_s \quad (\text{II.5})$$

- **Conductivité thermique**

La conductivité thermique est une propriété très importante dans notre étude parce qu'elle joue un rôle essentiel dans le phénomène de transfert de chaleur, elle dépend de la température et aussi elle varie en fonction de la volumique. On peut calculer la conductivité thermique avec deux modèles différents (modèle de **Maxwell** et de **Hamilton-Crosser**). Le plus utilisé dans le cas de nanofluides. [5]

- **Modèle de Maxwell**

La formule de Maxwell se présente sous la forme :

$$\frac{\lambda_{nf}}{\lambda_f} = \frac{\lambda_s + 2\lambda_f + 2(\lambda_s - \lambda_f)\varphi}{\lambda_s + 2\lambda_f - (\lambda_s - \lambda_f)\varphi} \quad (\text{I.6})$$

Ce modèle est valable uniquement dans le cas des nanofluides qui contiennent des nanoparticules sphériques

Où λ_{nf} , λ_s , λ_f désignent respectivement les conductivités thermiques du nanofluides, du fluide de base et des particules solides alors que φ représente la concentration volumique des nanoparticules.

- **Viscosité dynamique des nanofluides**

La viscosité caractérise l'aptitude d'un fluide à s'écouler. Sa connaissance est fondamentale pour toutes les applications impliquant le transport de fluides. L'ajout des nanoparticules permet d'augmenter et améliorer la conductivité thermique du nanofluides mais cela peut aussi conduire à une augmentation défavorable de la viscosité dynamique. Ainsi, ces deux propriétés sont étroitement corrélées, et doivent être maîtrisées en vue d'une exploitation de ce type de fluides. Plusieurs modèles théoriques ont été développés pour prédire l'évolution de la viscosité dynamique des suspensions sous certaines conditions. Dans cette partie, nous nous intéresserons aux modèles les plus utilisés dans le cas des nanofluides. [1]

La viscosité dynamique d'un nanofluides donné par Einstein pour un mélange contenant des suspensions diluées de particules fines sphériques et rigides est la suivante :

$$\mu_{nf} = \mu_f(1 + 2.5\varphi) \quad (I.7)$$

Par contre, **Brinkman** a étendu la formule d'Einstein pour couvrir un large de concentrations volumique :

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_f} = \frac{\mu_f}{(1-\varphi)^{2.5}} \quad (III.8)$$

- **Coefficient d'expansion thermique**

La variation de masse volumique sous l'action de la température est caractérisée par le coefficient d'expansion thermique appelé également coefficient de dilatation Isobare

$$\beta = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \quad (I.9)$$

I.4. Recherche bibliographique

Plusieurs études ont été réalisées ces dernières décennies dans le but d'améliorer le transfert thermique par convection mixte. Afin d'offrir une large vision sur notre investigation, nous avons présenté une synthèse bibliographique comportant plusieurs étude numérique et expérimentale, qui décrit le phénomène du transfert de chaleur par convection mixte.

Mohammad et al [6] qui ont traité de la solution numérique d'un écoulement de convection mixte laminaire stable dans une cavité carrée entraînée par un couvercle avec une source de chaleur triangulaire et remplie de nanofluide à base d'eau, la paroi gauche et inférieure sont isolées et les parois supérieure et droite sont maintenues à une température constante froide T_c dont la paroi supérieur se déplace à une vitesse constante U_0 , la méthode des volumes finis est utilisé pour résoudre les équations agissant dans ce problème, ils ont observé le nombre de Nusselt moyen et local pour une fraction volumique [1% à 5%] et la taille des nanoparticules entre 10nm et 100nm et le nombre de Richardson (1, 0, 1,4) et pour différents types de nano particules (Al_2O_3 , TiO_2 , CuO , Ag) ils ont obtenu que le nombre de Nusselt et proportionnel a la fraction volumique et inversement proportionnel a la taille des nanoparticules les meilleurs résultats sont observé pour la nanoparticules (Ag) tandis que les plus bas sont pour les particules de (TiO_2), et plus ils diminue la hauteur de la source de chaleur le Nusselt augmente c'est due que la convection forcée et moins effectif tandis que les grandes valeurs du nombre Reynolds favorise la convection forcée.

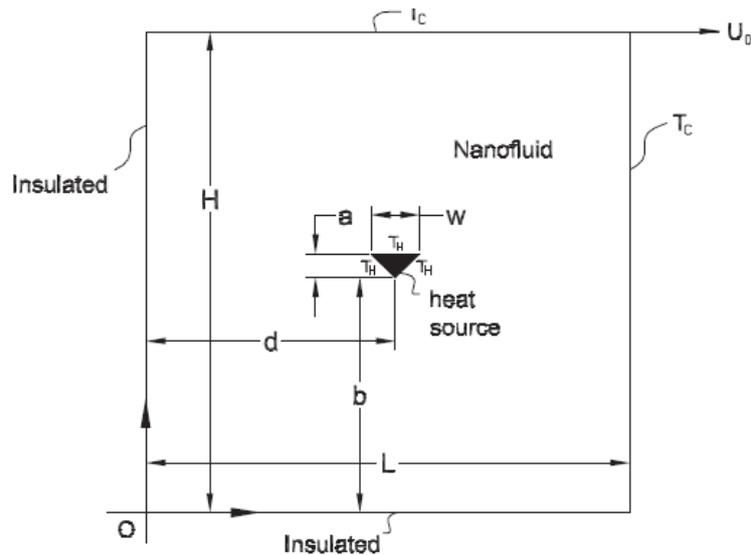


Figure I.5: schéma de la cavité muni d'une source chaude triangulaire [6].

Rahman et al [7] on fait une étude numérique pour analyser l'effet de nombre de Reynolds et Prandtl, pour le cas de la convection mixte dans une cavité ventilée munie d'une source de chaleur circulaire au milieu, l'entrée placée en bas de la paroi gauche et la sortie en haut de la paroi droite, toutes les parois de la cavité sont adiabatiques, pour différents paramètres ; Les résultats obtenus pour $50 \leq Re \leq 200$; $0 \leq Ri \leq 5$ et $0.71 \leq Pr \leq 7.1$, le paramètre de convection forcée Re à un effet significatif sur les champs d'écoulement et de température ; le transfert de chaleur augment avec l'augmentation de Re aussi la force de trainée s'amplifie au cas de convection naturel contrairement qu'à la convection forcée.

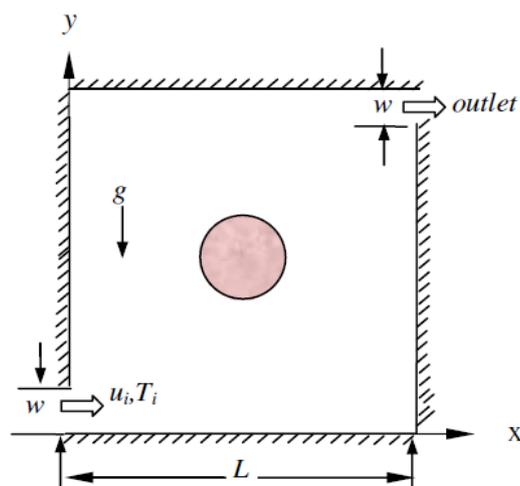


Figure I.6 : Schématisation du problème [7]

En 2014 **Sourtiji et al** [8] ont fait une étude numérique d'un écoulement laminaire par convection mixte à l'intérieure d'une cavité carrée pour une position fixe de l'orifice d'entrée, l'emplacement de l'orifice de sortie et de modifier le long des 4 parois afin de déterminer la meilleure configuration du système correspondant à un taux de transfert de chaleur maximal. Les résultats montrent une amélioration du transfert de chaleur est de chute de pression en ajoutant les nanoparticules au fluide de base et que le nombre moyen de Nusselt augmente avec l'augmentation de nombres de Reynolds et de Richardson.

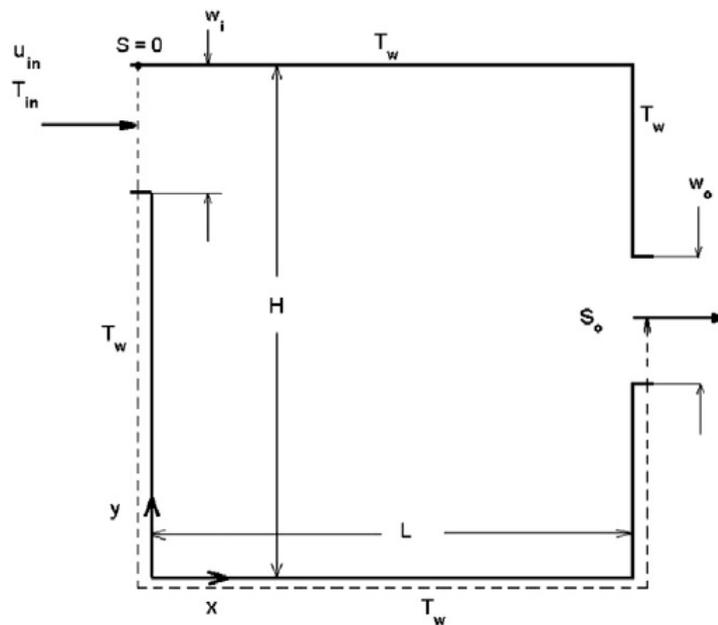


Figure I.7 : Schéma d'une cavité avec des orifices d'entrée et de sortie [8].

Dans une étude numérique similaire, portant sur la convection mixte **Mehrzi et al** [9] ont étudié l'effet des différentes nanoparticules et l'effet de la position de la sortie sur le taux de transfert de chaleur dans une cavité carrée avec une entrée et une sortie, où un obstacle chaud isotherme est placé au centre (figure 1.6). L'étude a été effectuée pour $0.1 \leq Ri < 10$, pour $Gr=10^3$ et une fraction volumique variant de 0 à 0.03. Les résultats indiquent un maximum de taux de transfert de chaleur lorsque la sortie est située à P2 pour $Ri = 0.1$ et à P1 pour $Ri = 1$ et $Ri = 10$, respectivement. Il augmente aussi en augmentant la concentration volumique des nanoparticules à différents nombres de Richardson et positions de sortie.

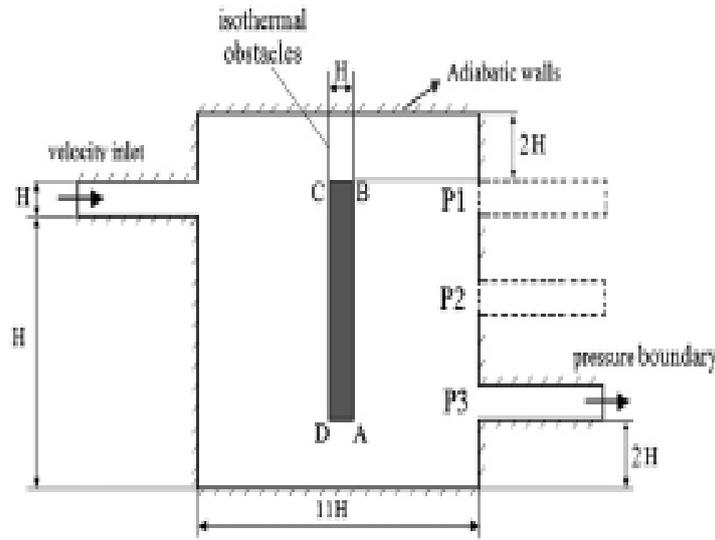


Figure I.8 : Schéma de la géométrie étudiée. [9]

Mansour et Mohamed [10] ont fait une étude numérique de la convection mixte dans une cavité carrée partiellement chauffée du bas par une source de chaleur (figure 1.11). Les effets de la variation du nanofluid (eau-Cu, eau-Ag, eau- Al_2O_3 , eau- TiO_2), du nombre de Reynolds, de la volumique, de la longueur et de l'emplacement de la source de chaleur ont été étudiés. Ils ont constaté que : le nombre de Nusselt moyen augmente en augmentant la fraction volumique, par conséquent une amélioration du transfert de chaleur. A mesure que la longueur de la source de chaleur augmente la température du nanofluid augmente. En ajoutant des particules d'alumine (Al_2O_3) au fluide de base, le nombre de Nusselt augmente. Par contre, il diminue en ajoutant des nanoparticules d'oxyde de titane (TiO_2).

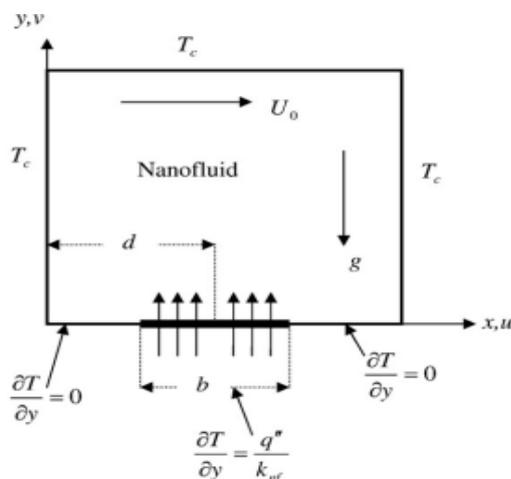


Figure I.9 : Schéma d'une cavité carrée partiellement chauffée [10].

A-Alhussain [11] a traité les différents phénomènes convectifs, se produisant dans une cavité carrée ventilée à orifices multiples avec un effet de chicane adiabatique placé dans différentes positions. Le chauffage partiel est placé dans la partie supérieure et inférieure de la cavité. En utilisant la méthode des volumes finis, les résultats ont été discutés en termes de lignes de courants, d'isothermes et de taux de transfert de chaleur. Ils ont trouvé que lorsque le nombre de Prandtl est très faible, les effets de convection naturelle dominent le taux de transfert de chaleur et augmente lorsque la valeur de Rayleigh augmente pour les différents nombres de Prandtl.

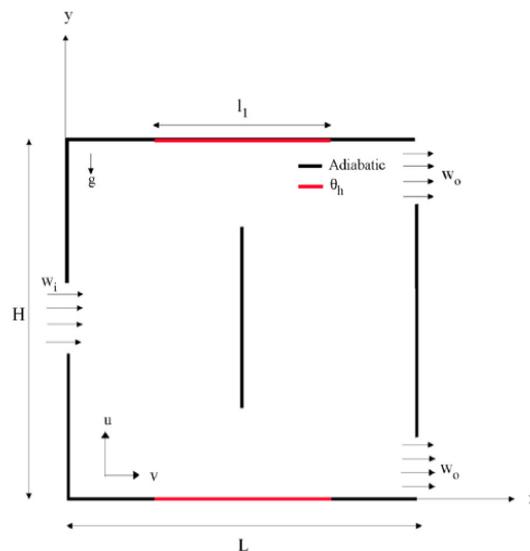


Figure I.10 : schématisation de problème [11].

Une autre étude présentée par **Alaie et al** [12], ont traité l'effet de l'ajout des nanoparticules (Cu) au fluide de base (eau) sur le transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité carrée ventilée la paroi supérieure de la cavité présentée est maintenue à température constante et la paroi inférieure est à flux thermique constant. Les parois droites et gauches sont adiabatiques, un écoulement externe entre dans la cavité par un orifice situé dans la paroi verticale gauche et sortant par un orifice situé dans la paroi verticale droite. Les équations de base ont été discrétisée par la méthode de volume finis et résolues avec un algorithme Simple. Dans cette étude, ils ont examiné les effets de deux paramètres constitués par le nombre de Richardson et la fraction volumique de la particule de Cu. Les résultats obtenus ont montré que le taux de transfert de chaleur augmente avec la fraction volumique de la particule de Cu.

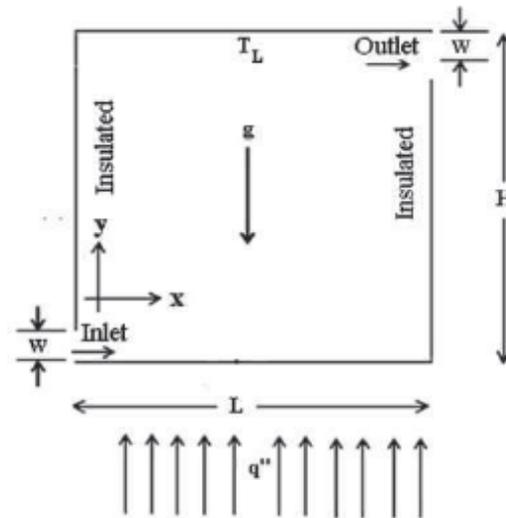


Figure I.11: Géométrie d'une cavité ventilée [12].

En 2010 **Mahmoudi et al** [13] ont traité le cas de convection mixte dans une cavité rectangulaire ventilée dont la paroi inférieure est chauffée par une source de chaleur constante et les autres parois sont adiabatiques, ils ont étudié l'effet du placement de l'entrée et de la sortie sur le transfert de chaleur pour un nombre de Reynolds $50 \leq Re \leq 1000$ et un nombre de Richardson $0 \leq Ri \leq 10$ et une fraction volumique $0 \leq \phi \leq 0,05$. Ils ont observé que l'augmentation du Re et Ri obtient des meilleures valeurs de nombre de Nusselte et il est plus prononcé en présence des nanoparticules, les meilleurs résultats sont obtenus pour la configuration (b).

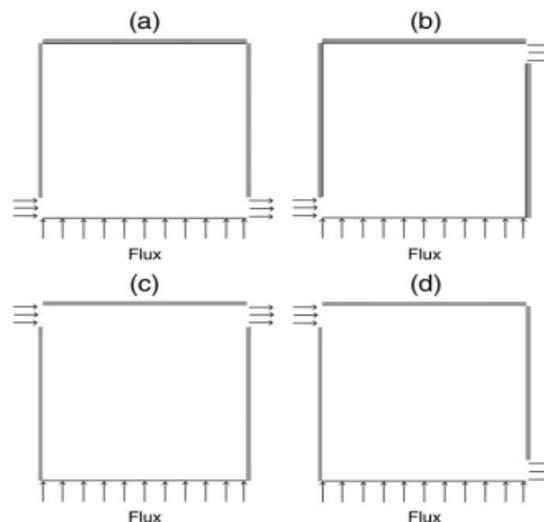


Figure I.12: Schématisation d'une cavité carrée soumise à un flux de chaleur constant à la paroi inférieure [13].

Fatih et al [14] ont mené une étude numérique sur la convection mixte dans une cavité carrée ventilée remplie de nanofluide munie d'un cylindre en rotation supposé adiabatique, ils ont observé l'effet du nombre de Grashof, le nombre de Reynolds, la fraction volumique des nanoparticules et l'angle de rotation du cylindre. Dans leur étude lorsqu'ils augmentent le nombre de Reynolds et le nombre de Grashof. La rotation du cylindre dans le sens de l'horloge accélère l'écoulement de l'entrée vers la sortie ce qui renforce encore plus la convection, contrairement au cas de la rotation contre le sens de l'horloge ; la présence des nanoparticules donne des meilleurs résultats de transfert de chaleur

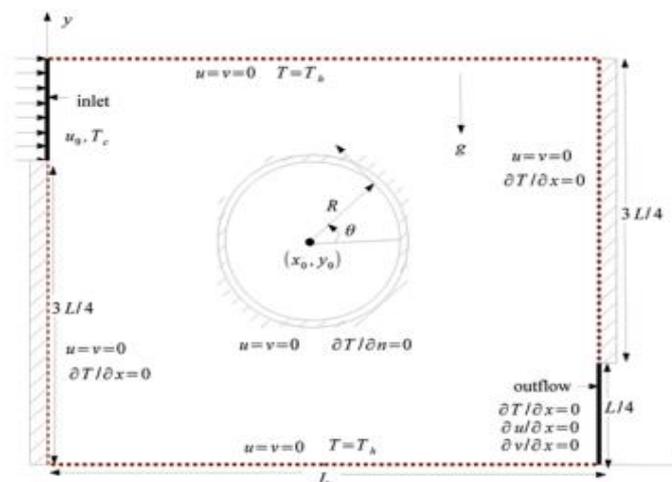


Figure I.13 : Géométrie et conditions aux limites de la cavité étudiée [14].

Une étude numérique a été réalisée par **Mohammad et al [15]** sur la convection mixte dans une cavité carrée remplie de nanofluides Cu-eau, en prenant compte des différents paramètres tel-que le Richardson et la fraction volumique, leur étude a permis de déduire que le nombre de Richardson à un rapport direct sur le type de convection est son augmentation. Aussi leur étude montre que la distribution des lignes de courant, d'isothermes est très sensible à la variation du nombre de Richardson

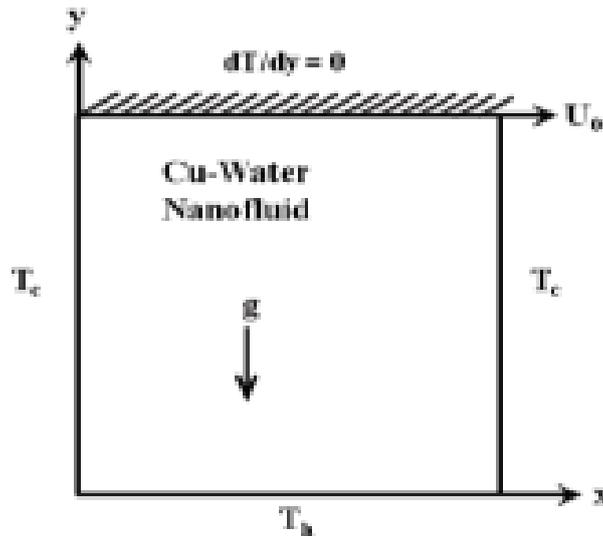


Figure I.14 : Schéma physique étudié [15].

Ali et al [16] ont étudié numériquement le problème de la convection mixte dans une cavité carrée entraînée remplie de nanofluid et soumise à un champ magnétique externe, par la méthode des éléments finis. Une plaque plane tournant dans le sens inverse des aiguilles est placée au centre de la cavité. Le meilleur transfert de chaleur est assuré lorsque la direction de la plaque rotative est la même que celle de la paroi supérieure entraînée. De plus, une performance optimale de transfert de chaleur est obtenue jusqu'à une concentration de 5 % de nanoparticules, ce qui représente 123,02 % de plus que le fluide de base. Une intensité de champ magnétique plus élevée atténue le mouvement du fluide et donc le taux de transfert de chaleur d'une manière significative.

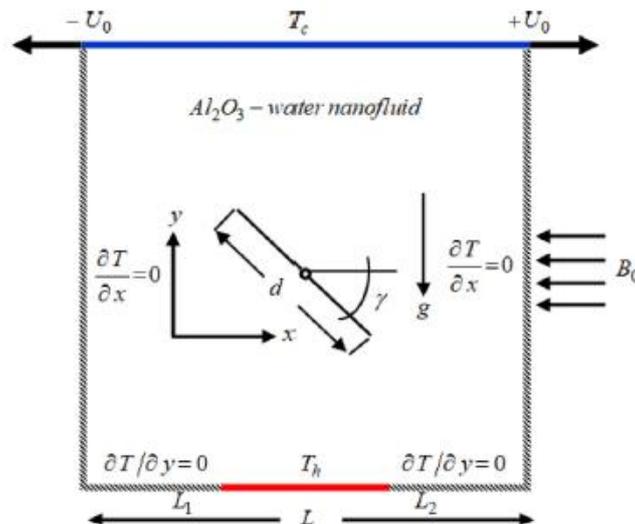


Figure I.15: Schéma de la géométrie étudiée [16].

Brahim et al [17] ils ont étudié numériquement le problème de la convection mixte MHD d'un nanofluide (eau - Cu) confiné dans une cavité ouverte munie de deux sources de chaleur. Le modèle de Buongiorno est utilisé pour décrire l'écoulement de nanofluide en tenant compte du mouvement Brownien. Les équations gouvernantes avec les conditions aux limites associées sont résolues par la méthode des volumes finis. Les résultats révèlent un transfert de chaleur accru avec l'augmentation du rapport d'ouverture (R) et du nombre de Hartmann (Ha).

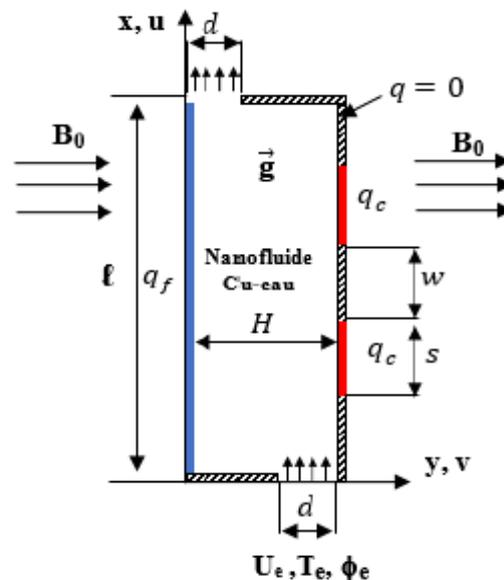


Figure I.16: Domaine physique étudié par [17].

Une simulation bidimensionnelle, basée sur la méthode des différences finies, de la convection naturelle laminaire à l'intérieur d'une cavité ouverte carrée contenant des éléments chauffants diagonaux et un bloc central carré adiabatique a été présenté par **kalidasan et al [18]**, Les variables considérées sont le nombre de Rayleigh (10^4 à 10^6) et la fraction volumétrique des particules de nanodiamant - oxyde de cobalt (0 à 6 %). Les résultats d'écoulement de fluide avec un modèle monophasé sont élucidés avec des lignes de courant, des isothermes et un nombre moyen de Nusselt. La force du vortex primaire s'est dépréciée avec l'augmentation du pourcentage de nanocomposites pour tous les nombres de Rayleigh.

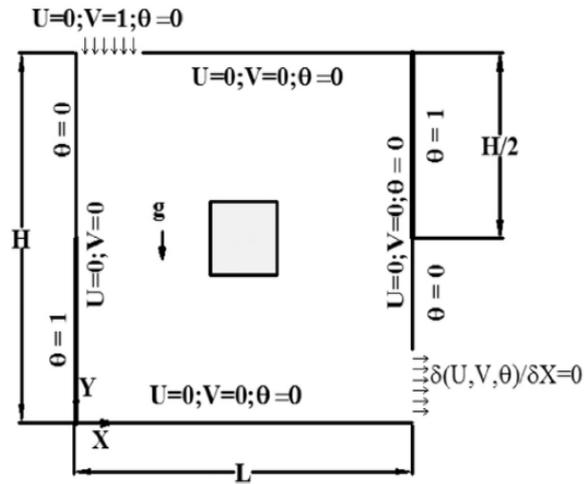


Figure I.17: Schématisation de problème [18].

Farhad Talebi et al [19], Une étude numérique des flux de convection mixte laminaire à travers un nanofluide cuivre-eau dans une cavité à couvercle carré a été réalisée. Dans la présente étude, les parois horizontales supérieure et inférieure sont isolées tandis que les parois verticales sont maintenues à des températures constantes mais différentes. L'étude a été réalisée pour le nombre de Rayleigh 10^4 à 10^6 , le nombre de Reynolds de 1 à 100 et la fraction volumique solide 0 à 0.05. La conductivité thermique et la viscosité effective du nanofluide ont été calculées respectivement par les modèles Patel et Brinkman. Les effets de la fraction volumique solide des nanofluides sur les caractéristiques hydrodynamiques et thermiques ont été étudiés et discutés. On constate qu'au nombre de Reynolds fixe, la concentration solide affecte le schéma d'écoulement et le comportement thermique en particulier pour un nombre de Rayleigh plus élevé. De plus on observe que l'effet de la concentration solide diminue par l'augmentation du nombre de Reynolds.

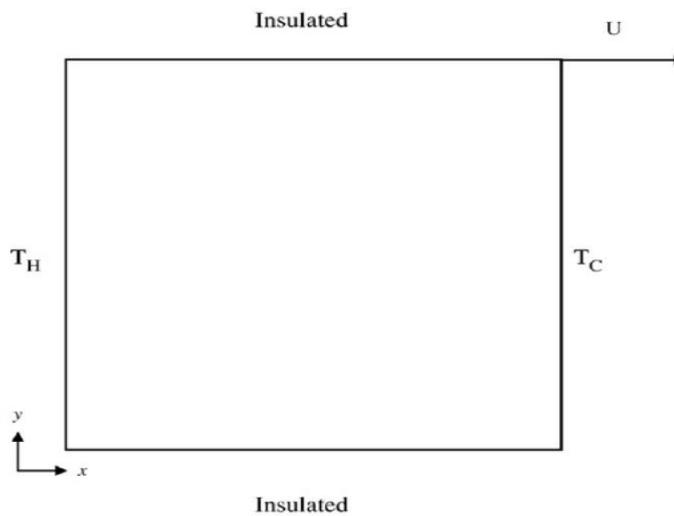


Figure I.18 : Géométrie du problème [19]

I.5. Conclusion

Tout au long de ce chapitre nous avons présenté des généralités sur le transfert de chaleur et les nanofluides. Pour finaliser ce chapitre, une synthèse bibliographique est nécessaire pour commencer le travail de modélisation et de simulation numérique de la convection mixte en présence de nanofluides.

Chapitre II

Position de problème et formulation mathématique

II.1. Introduction

Dans ce chapitre nous présentons une modélisation physique mathématique de l'écoulement étudié et les différentes équations qui gouvernent le phénomène de la convection mixte au sein d'une cavité carrée en présence d'un nanofluide. Ainsi les hypothèses simplificatrices et le code de calcul utilisé.

L'objectif visé étant la détermination de la distribution de la température, de la pression et des vitesses dans le système considéré dans des conditions aux limites bien précises.

II.2. Position du problème

La géométrie du problème considéré est schématisée par la figure II.1. C'est une cavité carrée ventilée munie d'une source de chaleur placée dans la paroi verticale droite, et remplie de nanofluide à base d'eau. L'entrée est placée en bas de la paroi gauche et la sortie est haut de la paroi droite tous les murs de la cavité sont adiabatiques (comme on le voit sur la vue schématisée). Nous avons supposé que l'approximation de Boussinesq est valable pour la force de flottabilité, et que l'accélération gravitationnelle agit dans la direction y négative.

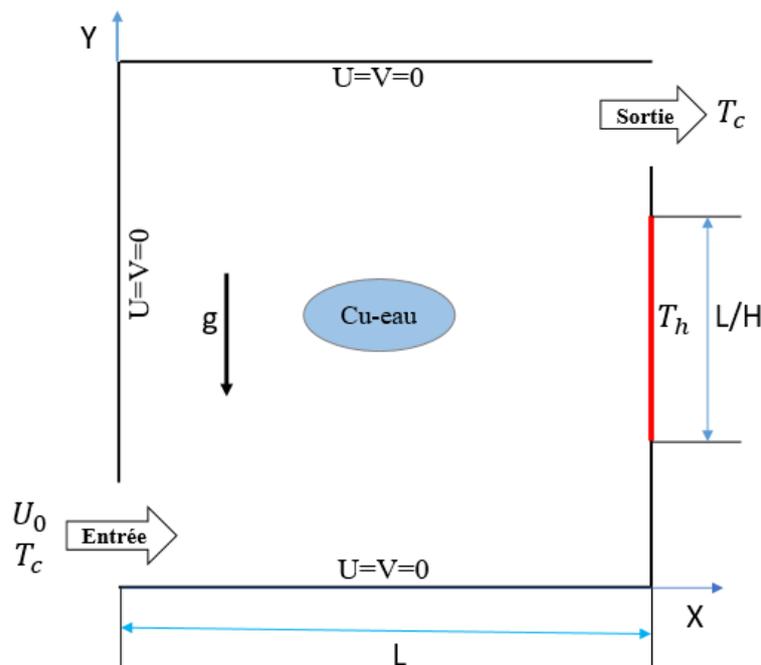


Figure II.1 : Schéma de la géométrie du problème

II.2.1. Hypothèses simplificatrices

Les hypothèses simplificatrices retenues dans notre étude sont les suivantes :

- Le fluide considéré est un fluide newtonien, incompressible en régime stationnaire ;
- Les caractéristiques thermophysiques du nanofluide sont constantes lorsque la différence de température $\Delta T = T_c - T_f$ reste suffisamment faible pour que l'approximation de Boussinesq reste applicable ;
- L'écoulement est de type mixte « convection naturelle et forcée » et reste laminaire ;
- Écoulement bidimensionnel (suivant les coordonnées cartésiennes x et y) ;
- La dissipation de la chaleur par effet de viscosité est négligeable ;
- Les propriétés thermophysiques prises en considération sont constantes pour le nanofluide, à l'exception de la variation de densité dans les forces de flottabilité (ρg) qui est déterminée par l'approximation de Boussinesq. Elle considère que les variations de masse volumique sont négligeables au niveau de tous les termes des équations de quantité de mouvement ($\rho = \rho_0$), sauf au niveau du terme de gravité. La variation de ρ en fonction de la température est donnée comme suit :

$$\rho = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)] \quad (\text{II.1})$$

Avec :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (\text{II.2})$$

II.3. Propriétés thermo-physiques des nanofluides

L'introduction de nanoparticules solides dans un fluide modifie ses propriétés physiques, particulièrement sa conductivité et sa viscosité. Le tableau qui suit (Tableau II.1) résume les propriétés thermo-physiques du fluide de base (l'eau) ainsi que celle des nanoparticules adoptées (cuivre).

Propriétés thermo-physique	Fluide de base (eau)	Cu
C_p (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	4179	385
ρ (kg.m ⁻³)	997,1	8933
K (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	0,613	401
β (K)	0.000207	0.0000167
α (m ² .s ⁻¹)10 ⁶	0.14711	/

Tableau II.1: Propriétés physiques de l'eau et des nanoparticules données à $T = 40^\circ \text{C}$

Les propriétés du nanofluide dans notre étude, formées par l'eau et le cuivre, peuvent être évaluées en utilisant des données expérimentales ou les relations théoriques notée dans le premier chapitre.

II.4. Equations dimensionnels de problème

La formulation mathématique des phénomènes de convection repose sur les équations liant les différents paramètres à savoir: la vitesse, la pression et la température. Les équations régissant l'écoulement sont celles de continuité de Navier-Stokes et l'équation d'énergie, qui expriment respectivement, la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Ces équations se résument pour le cas étudié comme suit :

Equation de continuité

L'équation de continuité est traduite par la loi de conservation de masse, qui est donnée, en coordonnées cartésiennes, comme suit :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.3})$$

Equation de la quantité de mouvement

Dans le cas, les équations de quantité de mouvement sont écrites sous la forme suivante :

- Equation de quantité de mouvement suivant x :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.4})$$

- Equation de quantité de mouvement suivant y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \frac{(\rho\beta)_{nf}}{\rho_{nf}} g (T - T_c) \quad (\text{II.5})$$

Equation d'énergie

L'équation d'énergie est obtenue par l'application de premier principe de la thermodynamique, elle s'écrit sous la forme suivante :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_{nf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.6})$$

II.5. Équations sous forme adimensionnelles de problème

L'utilisation des équations sous forme adimensionnelle, permet de généraliser les phénomènes physiques, car leurs existences et leurs évolutions sont indépendantes du système d'unité de mesure utilisé pour les étudier. Autrement dit, elles permettent d'obtenir des informations plus générales, et jouent un rôle important dans la similitude. Afin de faire apparaître les paramètres de contrôle, il est nécessaire de définir, moyennant des grandeurs caractéristiques du problème :

- $L = H$: longueur caractéristique.
- $\rho_0 U_0^2$: pression caractéristique.
- $T_H - T_C$: température caractéristique.
- U_0 : vitesse caractéristique.

Et avec les variables sans dimension suivantes :

$$X = \frac{x}{H}; \quad Y = \frac{y}{H}; \quad U = \frac{u}{U_0}; \quad V = \frac{v}{U_0}; \quad \theta = \frac{T - T_c}{T_H - T_c}; \quad P = \frac{p}{\rho U_0^2}$$

En introduisant ces grandeurs sans dimensions dans les équations précédentes, nous obtenons :

Equation de continuité

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II.7})$$

Equations de la quantité de mouvement :

Suivant x :

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\mu_{nf} \rho_f}{\mu_f \rho_{nf}} \right) \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.8})$$

Suivant y :

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\mu_{nf} \rho_f}{\mu_f \rho_{nf}} \right) \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \left(\frac{\rho \beta}{\rho_{nf} \beta_f} \right) \frac{Gr}{\text{Re}^2} \theta \quad (\text{II.9})$$

➤ **Équations de l'énergie :**

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\alpha_{nf}}{\alpha_f} \left(\frac{1}{\text{Re Pr}} \right) \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.10})$$

Avec :

$$\alpha_{nf} = \frac{\lambda_{nf}}{(\rho C_p)_{nf}} \quad (\text{II.11})$$

Conditions aux limites

Les conditions aux limites sous forme adimensionnelle sont résumées dans le tableau ci-après:

	X	Y	Conditions	
			Dynamique	Thermique
Entrée	X=0	0 ≤ Y ≤ 0.1	U=1 ; V=0	θ=0
Sortie	X=1	0.9 ≤ Y ≤ 1	$\frac{\partial U}{\partial x} = \frac{\partial V}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$
Parois sup	0 ≤ X ≤ 1	Y=1	U=0 ; V=0	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$
Parois inf	0 ≤ X ≤ 1	Y=0	U=0 ; V=0	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$
Parois droite	X=1	0 ≤ Y ≤ 1	U=0 ; V=0	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$
Parois gauche	X=0	0 ≤ Y ≤ 1	U=0 ; V=0	$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$
Paroi chaud	X=1	0.25 ≤ Y ≤ 0.75	U=0 ; V=0	θ = 1

Tableau II. 2 : Conditions aux limites sous forme adimensionnelle.

II.6. Nombres adimensionnels

Les équations de conservation ont permis d'obtenir les nombres adimensionnels, qui caractérisent l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur à l'intérieur de la cavité.

- **Nombre de Reynolds**

Le nombre de Reynolds représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. Il caractérise un écoulement, en particulier la nature de son régime (laminaire, transitoire, turbulent).

$$\text{Re} = \frac{UH}{\nu_f} \quad (\text{II.12})$$

- **Nombre de Grashof**

Il caractérise la convection naturelle et mesure le rapport des forces de gravité sur les forces de viscosité agissant sur le fluide.

$$\text{Gr} = \frac{\beta(\Delta T_{\text{ref}})gH^3}{\nu^2} \quad (\text{II.13})$$

- **Nombre de Richardson**

Ce nombre a été mis en évidence par Lewis Fry Richardson (1881-1953). Il exprime le rapport du nombre de Grashof sur le carré du nombre de Reynolds. Il indique le mode de convection (naturelle, forcée ou mixte).

$$\text{Ri} = \frac{\text{Gr}}{\text{Re}^2} \quad (\text{II.14})$$

- **Nombre de Prandtl**

Le nombre de Prandtl caractérise l'importance relative de deux mécanismes qui pilotent la convection du fluide qui sont : la diffusion de quantité de mouvement (viscosité cinématique, ν) et la diffusion de chaleur (thermique, a)

$$P_r = \frac{\text{la diffusivité de la matière}}{\text{la diffusivité thermique}} = \frac{\nu}{a} \quad (\text{II.15})$$

Les valeurs du nombre de Prandtl nous renseignent sur les caractéristiques thermophysiques du fluide choisi.

▪ Nombre de Nusselt

Le critère retenu dans ce travail d'analyse de la convection thermique, l'estimation du taux de transfert thermique à travers le calcul des valeurs du nombre de Nusselt, est le moyen évalué sur la paroi chauffée. La distribution du nombre de Nusselt local le long de la plaque chauffée est obtenue au moyen de l'expression suivante :

$$Nu_l(X) = -\frac{\lambda_{nf}}{\lambda_f} \left(\frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)_{\text{plaque chaude}} \quad (\text{II.16})$$

L'intégration du nombre de Nusselt local sur la paroi correspondante, rapporté à la longueur utile de l'enceinte, nous conduit à l'expression du nombre de Nusselt moyen :

$$Nu_{\text{moy}} = \frac{1}{H} \int_0^H Nu_l dX \quad (\text{II.17})$$

II.7. Méthode numérique

Pour obtenir une solution numérique au problème étudié, on doit transformer les équations différentielles du modèle mathématique par le biais d'un processus de discrétisation en un format facile pour le processus numérique. Ce format n'est autre que le système d'équations algébriques obtenu après la discrétisation.

Il existe plusieurs méthodes numériques de discrétisation des équations différentielles aux dérivées partielles, à savoir :

- La méthode des éléments finis.
- La méthode des différences finies.
- La méthode des volumes finis.

Dans la présente étude, nous utiliserons la méthode des volumes finis. Le schéma de discrétisation employé est de type polynomial ainsi que le couplage vitesse-pression est calculé selon l'algorithme simple, un algorithme développé par **Patankar** (1980) dit

- **Algorithme SIMPLE.**

La résolution d'un problème précédemment cité, par la méthode des volumes finis, passe par les étapes suivantes :

- Maillage du domaine physique du calcul (distribution des volumes de contrôle) ;

- Discrétisation des différentes équations régissant le phénomène considéré ;

Choix d'un algorithme de résolution des systèmes d'équations obtenues après discrétisation

II.8. Conclusion

Dans ce chapitre nous décrivons et formulons le modèle physique et mathématique qui il s'agit d'un système d'équation complexe, qui pose un problème a résoudre par la méthode des volumes finis.

Nous allons décrire la méthode numérique utilisée pour résoudre les équations de base formelles dans le chapitre qui suit.

Chapitre III

Résultats et Discussion

Résultats et Discussion

III. 1. Introduction

Ce chapitre dédié à la présentation et de l'interprétation des différents résultats apparus de l'étude numérique de la convection Mixte dans une cavité carré ventilé rempli de nanofluide. Après réalisation de notre géométrie, une étude de la sensibilité au maillage adéquat sera adoptée. En utilisant la méthode des volumes finis. La première étape consiste à faire une validation comparant nos résultats à celle de la référence [19]. Dans la seconde étape, on étudiera et examinera l'influence de la variation de certains paramètres tels que l'effet du nombre de Reynolds, Grashof et de la fraction volumique. Sur le comportement thermique de l'écoulement et l'amélioration de transfert de chaleur. Celle-ci sera illustrée et présentée en termes de ligne de courant, d'isothermes et du nombre de Nusselt moyenne.

III.2. choix du maillage :

L'influence du maillage sur la solution numérique a été examinée avant de passer aux calculs de notre étude. Nous avons considéré le cas de la convection mixte, pour un nanofluide (Cu-eau) dont $Re=100$; $Gr=10^5$ et $\phi = 0.06$, nous avons pris en compte huit (8) différents maillages ($M_1=40 \times 40$; $M_2=60 \times 60$; $M_3=80 \times 80$; $M_4=100 \times 100$; $M_5=120 \times 120$; $M_6=140 \times 140$; $M_7=160 \times 160$; $M_8=180 \times 180$) nœuds.

Grille	M ₁	M ₂	M ₃	M ₄	M ₅	M ₆	M ₇
Nu	20.0825	19.3741	19.1334	19.0282	18.9748	18.9434	18.9221

Tableau III.1 : Effet du maillage sur les valeurs de Nu, $Re=100$, $Gr=10^5$ et $\phi = 0.06$

Les résultats des valeurs du nombre de Nusselt moyen sont présentés dans le tableau (III.1) ainsi que de la figure (III.1), qui représente la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de différents maillages, on constate que la variation du nombre de Nusselt moyen reste presque constante à compter du maillage (M_5, M_6, M_7, M_8) nœuds, pour faire le compromis entre la précision et le temps de calcul, nous avons opté pour la grille ($M_5=120 \times 120$ nœuds).

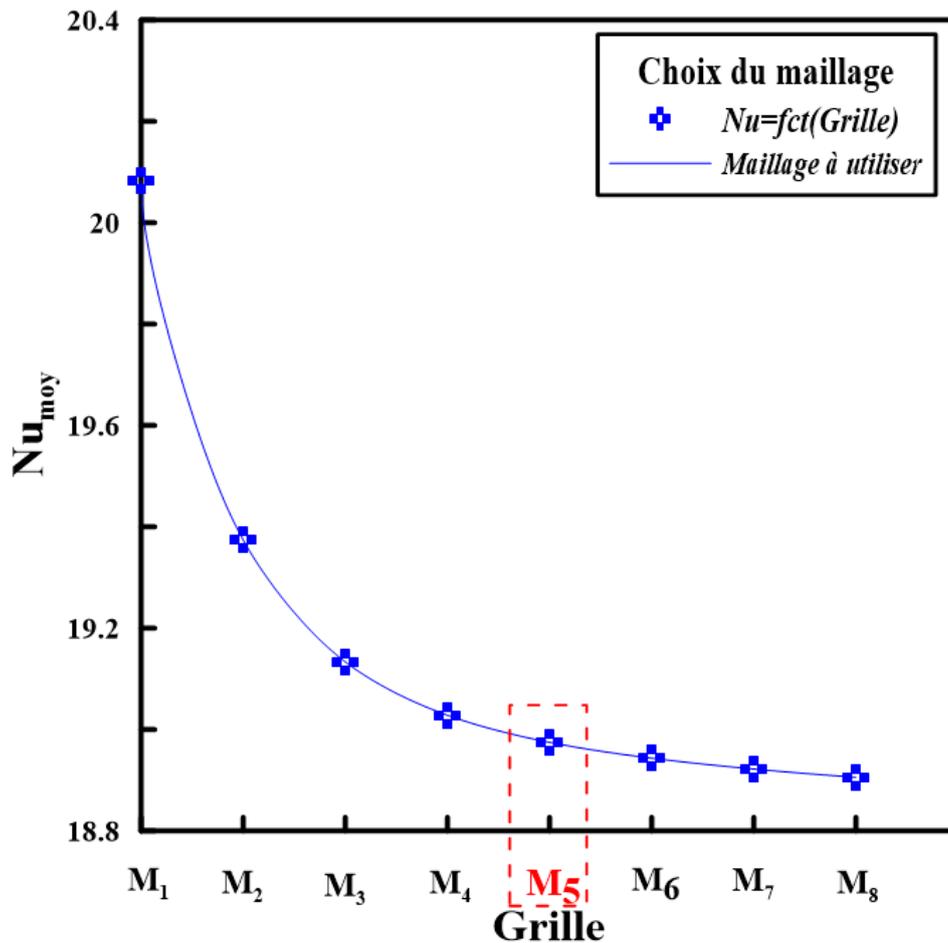


Figure III.1. : L'influence de la taille du maillage sur le Nu moyen pour un nanofluide $Re=100$, $Gr=10^5$ et $\phi = 0.06$

III.3. Validation des résultats :

A fine de donner plus de crédibilité au présent travail, il est nécessaire de procéder à une validation du code de calcul, cela en comparant les résultats obtenus à celles d'une étude antérieurs.

Pour cela on a opté pour une étude qui a été fait par Farhad Talbi [19] qui ont étudié la convection mixte laminaire à travers un nanofluide dans une cavité à couvercle carrée. En utilisant un nanofluide (cuivre-eau) pour un nombre de Rayleigh $10^4, 10^5, 10^6$, le nombre de Reynolds 1, 10, 100 et à une fraction volumique $\phi = 0.05$.

Les résultats de la comparaison sont présentés par les figures ci-dessous .concerne les isothermes et iso-courant.

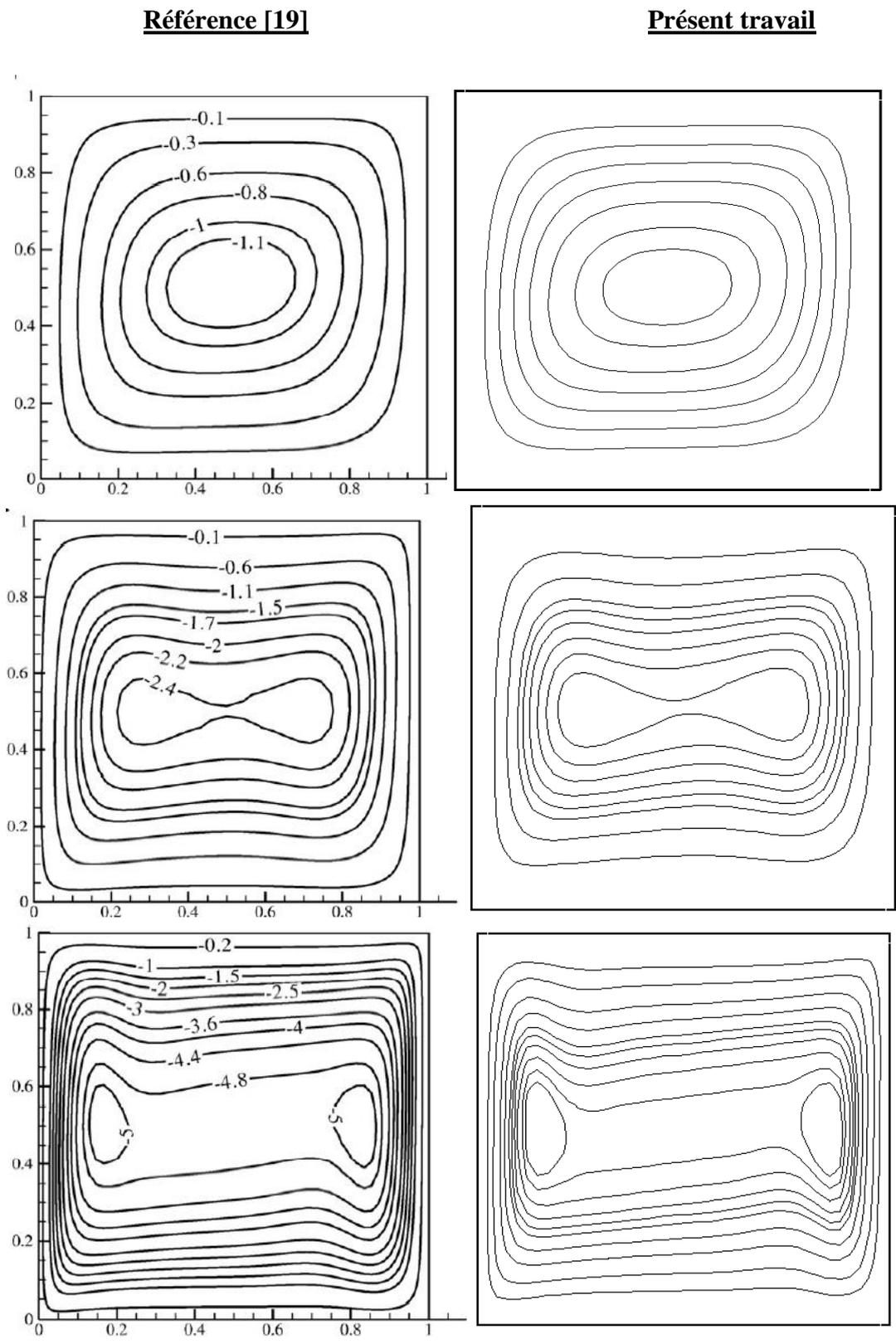


Figure III.2. : Comparaison des lignes de courants entre nos résultats et celle de la référence [19] pour $Ra= 1.47 \cdot 10^4$, $Ra= 1.47 \cdot 10^5$ et $Ra= 1.47 \cdot 10^6$ représente on ordre sur la figure au-dessus.

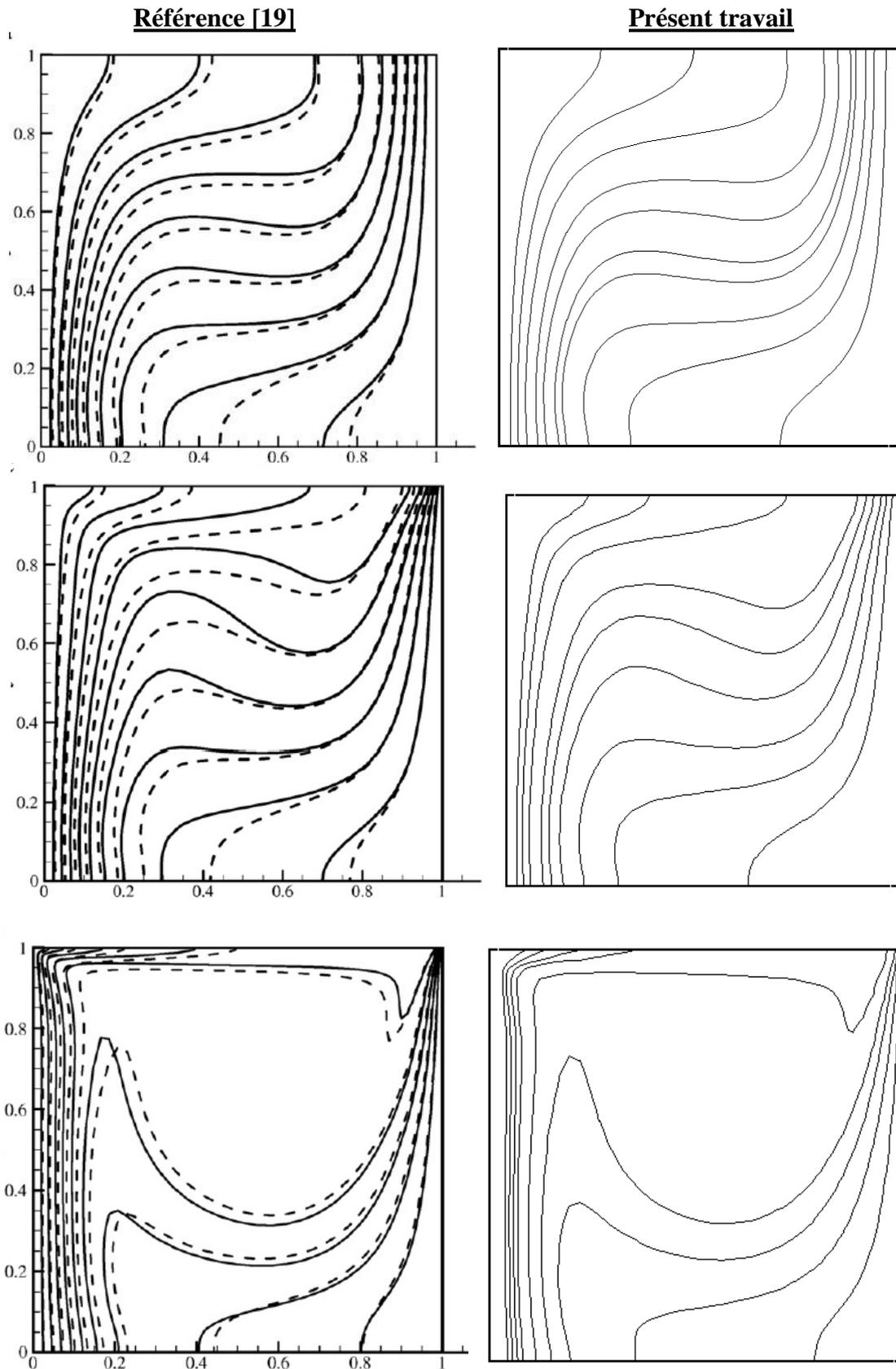


Figure III.3. : Comparaison des lignes d'isotherme entre nos résultats et celle de la référence [19] pour $Ra= 1.47 \ 104$, $Ra= 1.47 \ 105$ et $Ra= 1.47 \ 106$ représenté on ordre sur la figure au-dessus.

D'après nos résultats obtenus à travers des différentes simulations réalisées, montrent une bonne concordance quantitative avec ceux obtenus par Farhad Talebi [19].

Ce qui permet de valider notre code de calcul et donner plus de crédibilité à nos résultats numériques.

III.4.1 : Effet de la fraction volumique des nanoparticules

Dans cette Section, on étudier l'influence de la fraction volumique (ϕ) des nanoparticules sur les champs dynamique et thermique.

Une analyse bidimensionnelle a été conduite sur le comportement du nanofluide au sein d'une cavité ventilée munie d'une source de chaleur avec un rapport de $Re=100$; $Gr=10^4$ à différentes fractions volumique des nanoparticules de (Cu) sont (0%, 2%, 4%, 6%) ceci, est représenté par les figures (III.5.) (III.6.), donnant les lignes de courant et contours d'isothermes.

La figure (III.4.) présente la variation de nombre de Nusselt moyen pour différentes fraction volumiques (ϕ) on remarque que le nombre de Nusselt augment avec l'accroissement de la fraction volumique (ϕ) a $Re=100$ et $Gr=10^4$; cela est dû à l'augmentation taux de transfert de chaleur d'une manière générale, l'augmentation de la conductivité thermique de fluide.

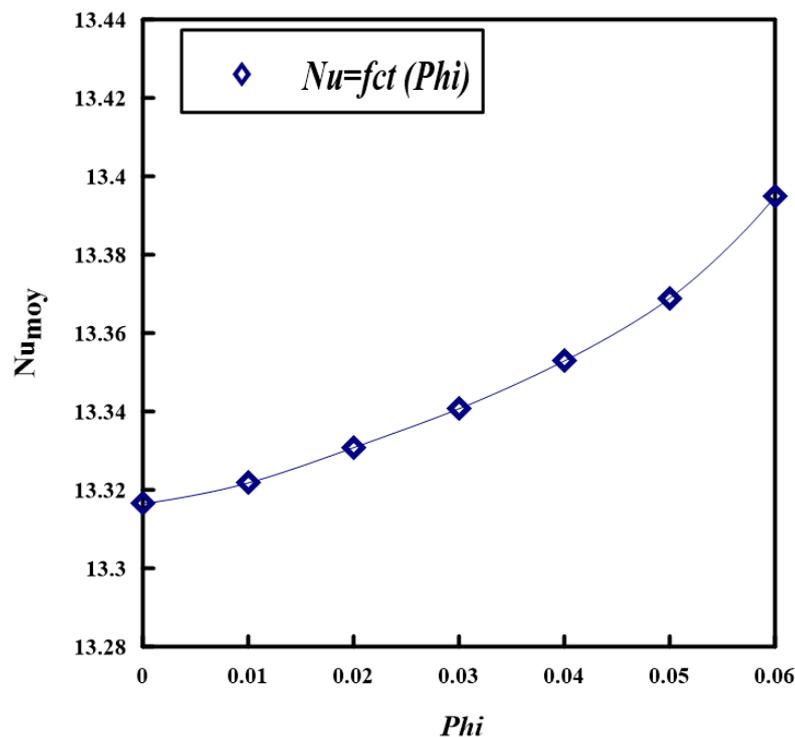


Figure III.4. : Variation du nombre Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique pour $Re=100$, $Gr=10^4$

La variation de la concentration porte une influence considérable sur le transfert thermique.

La figure (III.5.) montre que l'augmentation de la fraction volumique n'a pas un grand effet sur le changement de la structure de l'écoulement mis à part un léger éloignement, des lignes de courant entre les nanofluides (Cu-eau) et le fluide de base (eau). tel que la présence des nanoparticules favorise l'élévation des températures de nanofluides sans aucune modification de la structure hydrodynamique.

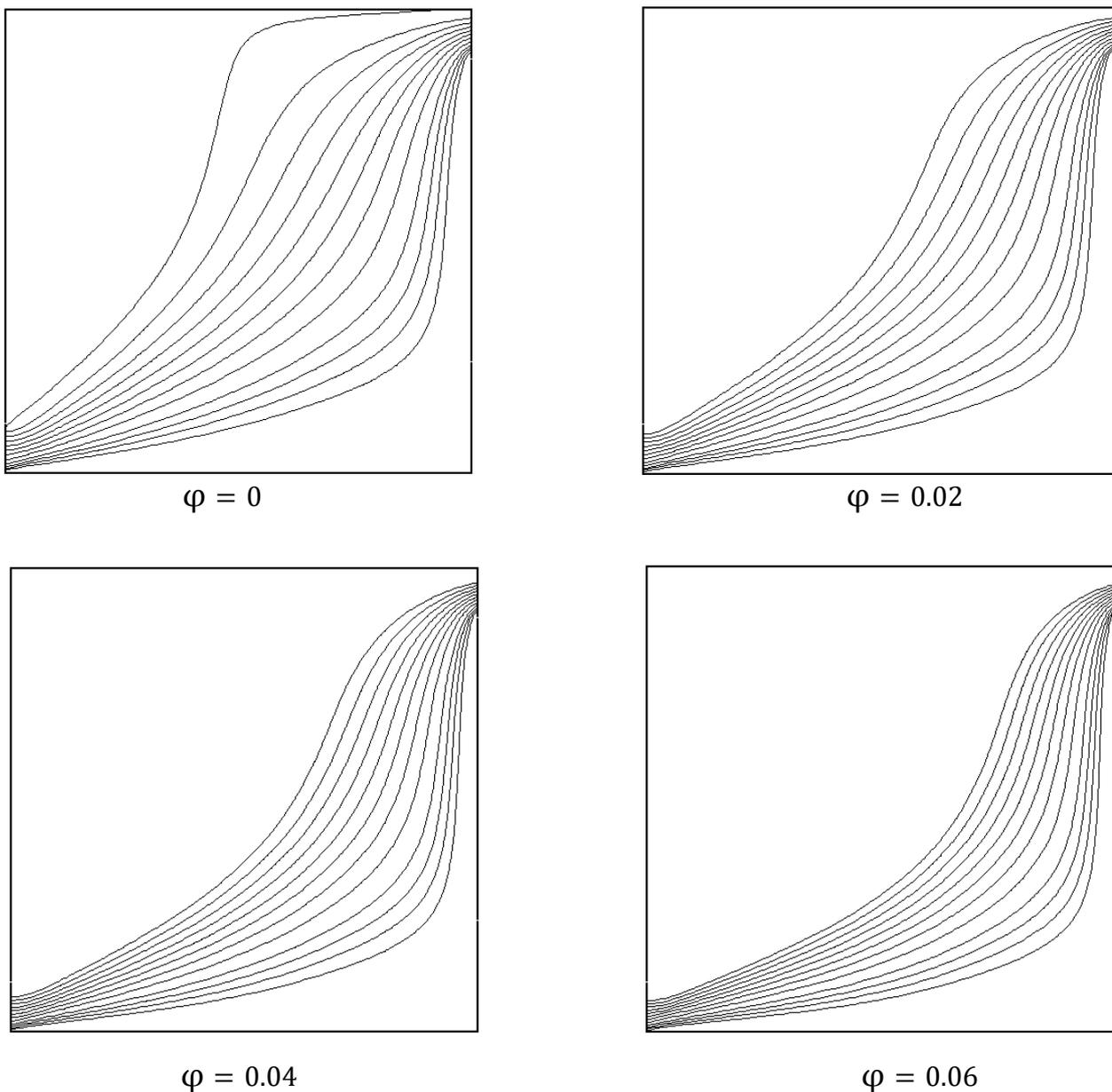


Figure III.5. : Contour des isothermes pour différents fraction volumiques $Re=100$, $Gr=10^4$

Au même titre, On observe que l'augmentation de la fraction volumique entraine une concentration des lignes d'isothermes au niveau des parois chaude comme le montré la figure (III.6.).

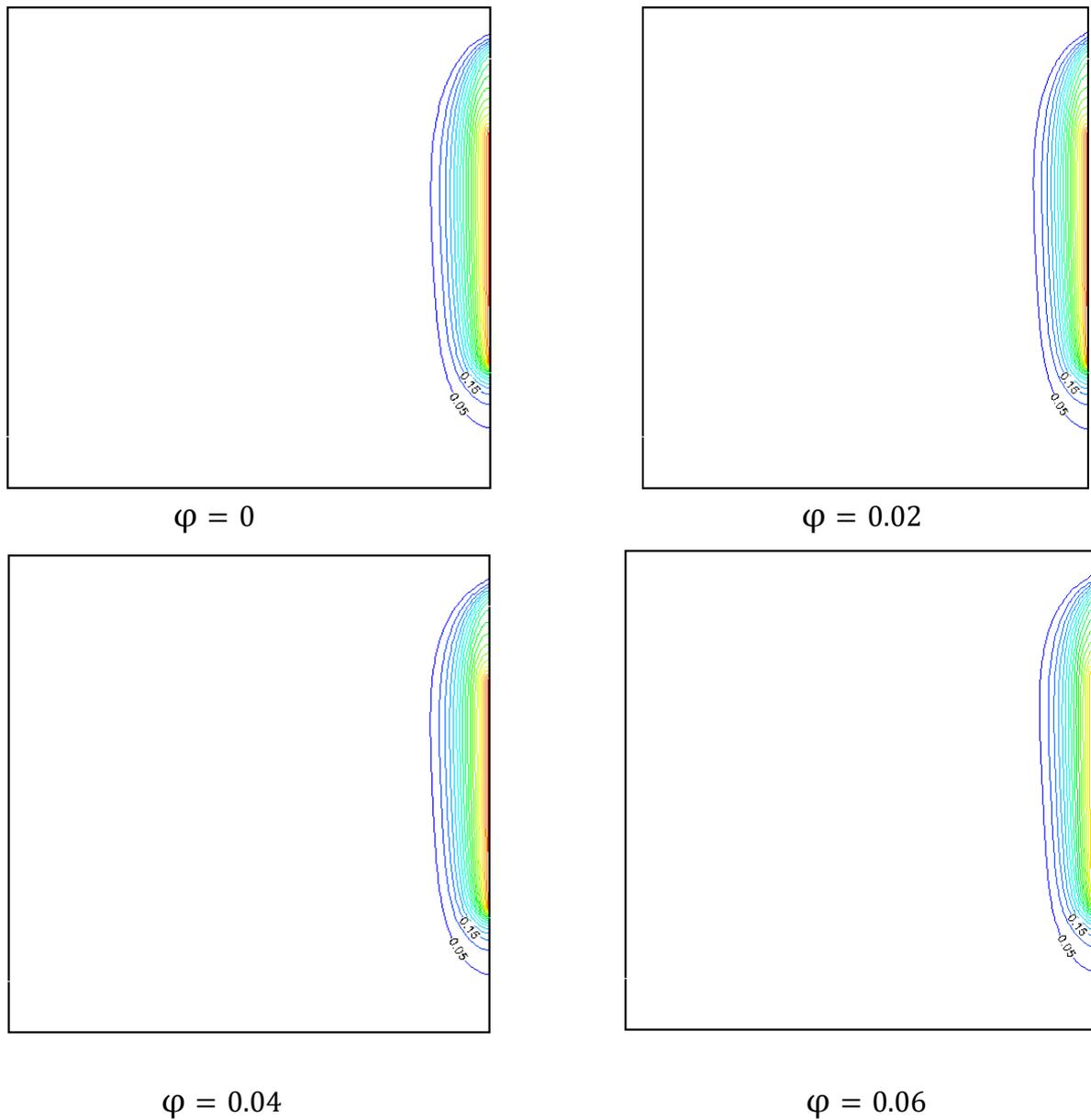


Figure III.6. : Contour des isothermes pour différents fraction volumiques $Re=100$, $Gr=10^4$

III.4.2 : Effet du nombre de Reynolds

En vue d'analyser l'effet du nombre de Reynolds sur le champ d'écoulement et le transfert de chaleur ; nos simulation ont été faites pour un nombre de Grashof ($Gr= 10^4$), $\varphi = 0.06$ et différentes valeurs du nombre de ($Re=1, 10, 100, 10000$)

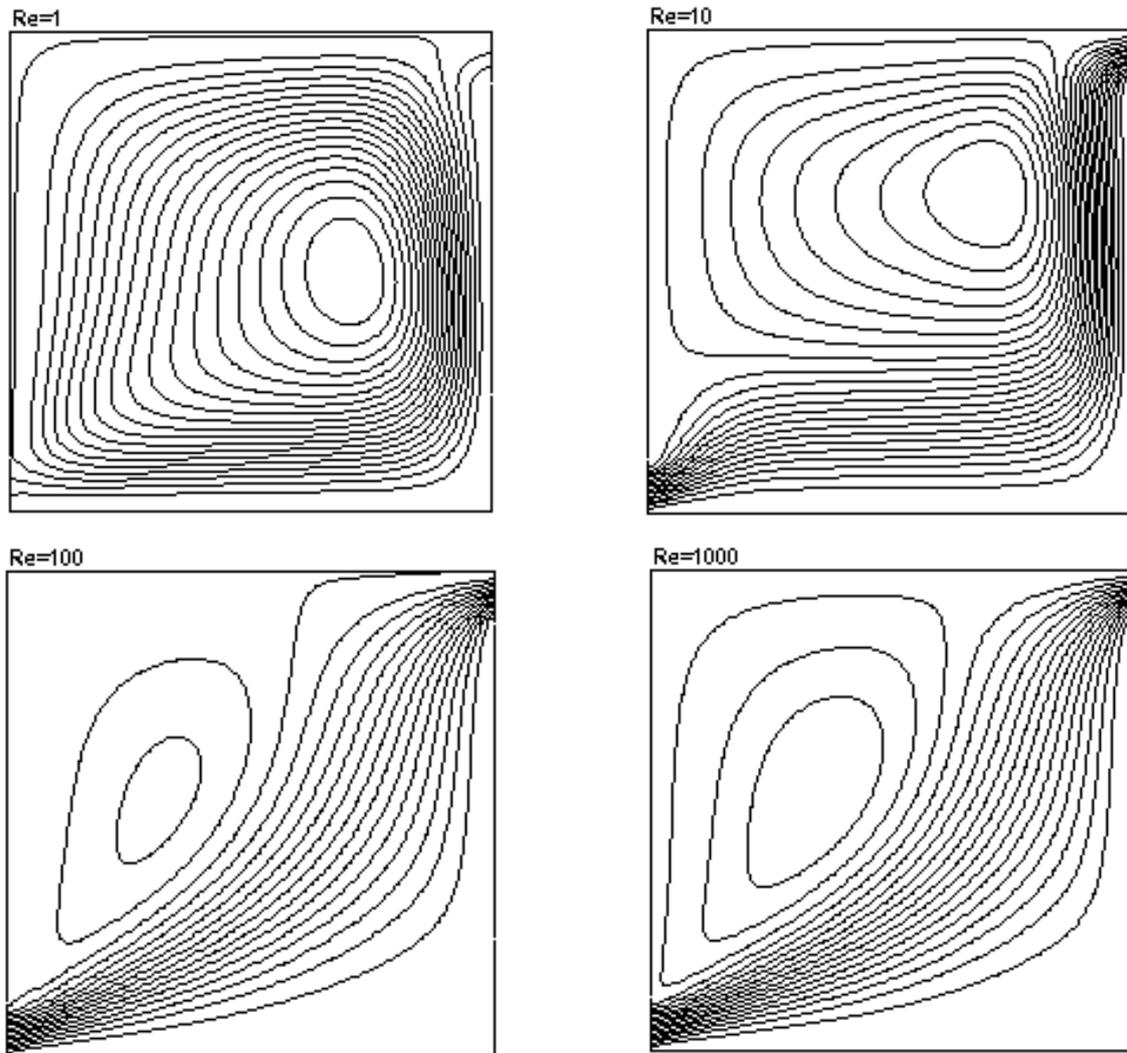


Figure III.7 : Les lignes de courants pour différents nombre de Reynolds $Gr=10^4$

La figure (III.7.) montre le comportement hydrodynamique (ligne de courant) à différentes valeurs du nombre de Reynolds a $Gr=10^4$ et $\varphi =0.06$. On constate que l'écoulement dans la cavité carrée, est caractérisé par une structure Cellulaire, on observe une grandes cellules de recirculation en haut à gauche occupent presque toute la cavité pour $Re=1$ l'écoulement est dominé par la convection naturel, en augmentant le nombre de Reynolds $Re=10$ jusqu'à $Re=1000$ l'écoulement est toujours cellulaire, on remarque que la taille de ces cellules est réduite avec l'augmentation de la force de d'inertie, le fluide est plus rapidement évacué vers la sortie, tandis qu'une partie de la masse fluide restée piégée dans la cavité, se met en

mouvement par l'écoulement forcé qui la contourne pour occuper le reste de l'enceinte, dans ce cas l'écoulement est dominé par la convection forcé.

Le champ thermique de l'écoulement est présenté par les contours des isotherme illustrées sur la figure (III.8.) pour faible nombre de $Re(1,10)$ la force d'inertie en raison du déplacement forcé du fluide n'ont aucun effet significatif et la force de flottabilité domine, les isotherme sont beaucoup plus incurvées lorsque le nombre Reynolds prend les valeurs de 100 et 1000 nous constatant que les isotherme sont parfaitement superposée et se rapproche de la paroi chaude, tel que les forts gradients de température sont observés au niveau de cette paroi chaude.

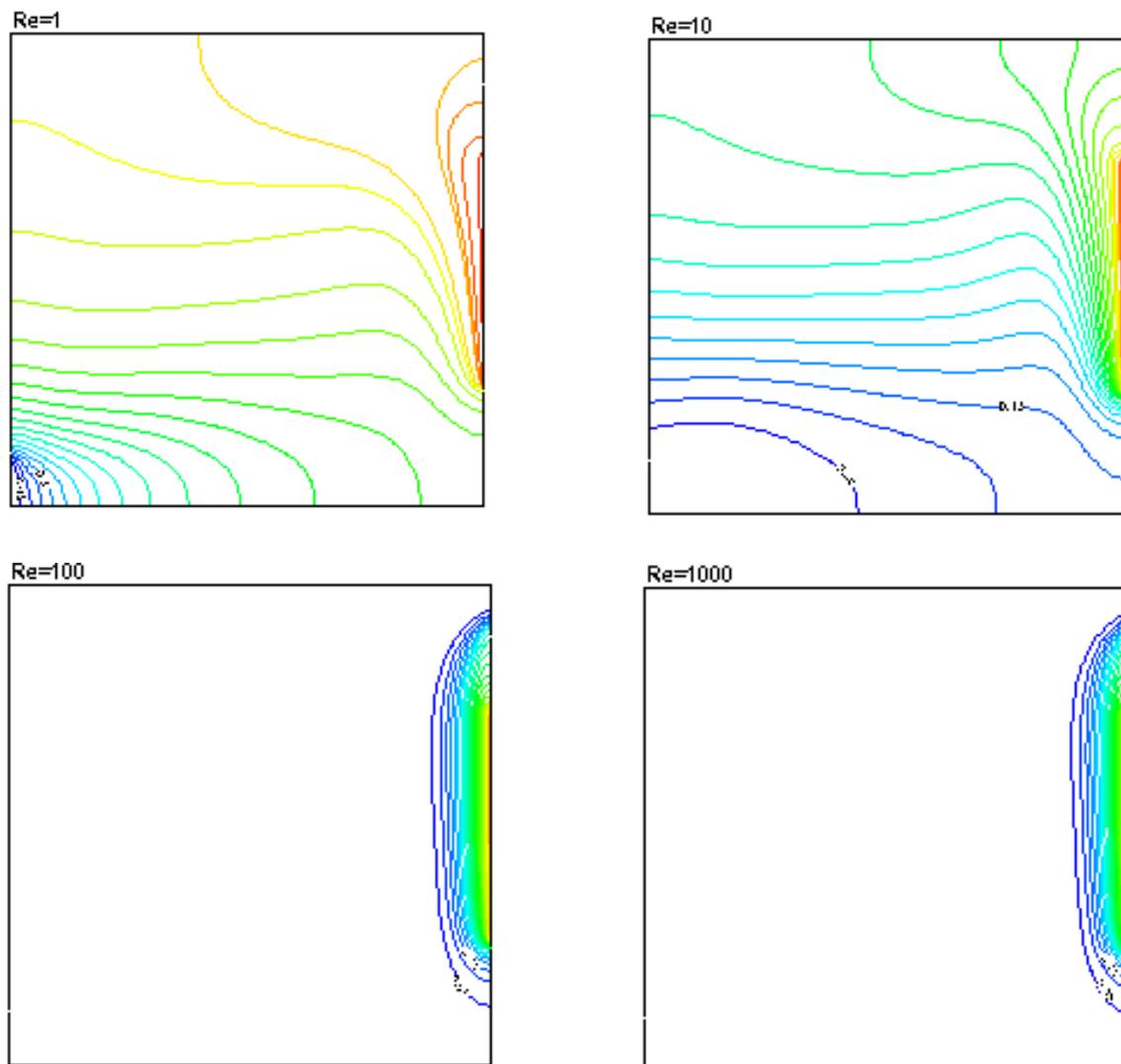


Figure III.8. : Les lignes d'isotherme pour différents nombre de Reynolds a $Gr=10^4$, $\phi=0.06$

La figure (III.9.) représente l'effet de fraction volumique des nanoparticules ϕ sur le nombre de du Nusselt moyen, pour différents nombre de Reynolds Re , on observe tout d'abord, que le

nombre Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de Reynolds pour tous les valeurs de φ il est noté également que le nombre de Nusselt moyen augmente d'une façon linéaire avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules pour tous les valeurs du nombre de Reynolds, et le transfert dans la cavité notamment sur la source de chaleur.

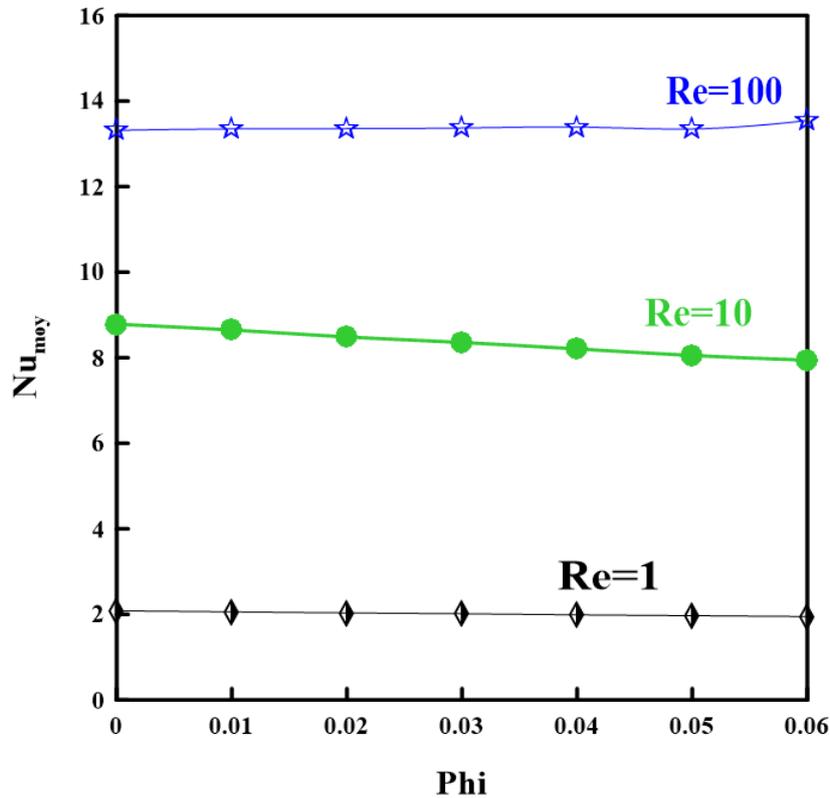


Figure III.9. : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique pour différentes valeurs de nombre de Reynolds

III.4.3 : Effet du nombre de Grashof

Dans cette partie, nous allons étudier l'effet du nombre de Grashof sur l'écoulement et le transfert de chaleur. Des simulations numériques ont été faites pour différentes valeurs du nombre de Gr, en fixant $Re=100$ et la fraction volumique de nanoparticule $\varphi = 0.06$

La figure (III.10.) représente les différentes distributions du comportement hydrodynamique (lignes de courant) Pour $Gr=10^3, 10^4, 10^5$, l'écoulement est caractérisé par un tube de courant reliant l'entrée et la sortie avec la présence d'une cellule de recirculation en haut à gauche de l'entrée, tel que la taille de ceci augmente avec l'augmentation de Gr, on remarque une déformation totale des lignes de courant pour $Gr=10^6$, et la cellule démunie et rapproche à la sortie de la cavité, à cause de la force de flottabilité.

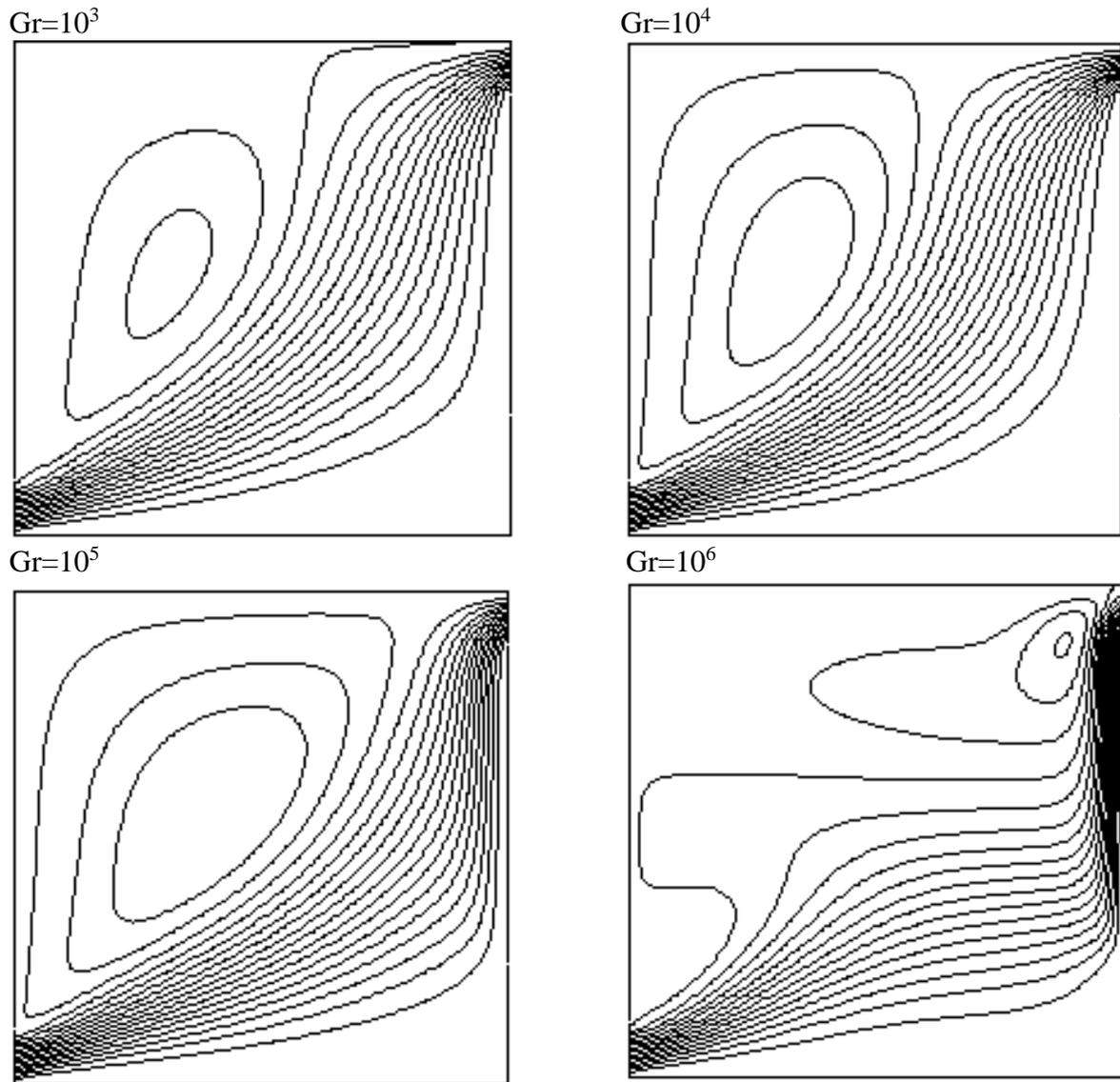


Figure III.10. : Les lignes de courants pour différents nombre de Grashof à $Re=100$,
 $\varphi = 0.06$

Pour les isothermes, nous remarquons que les températures élevées sont localisées condensées autour de la paroi chaude, et le fluide froid occupe considérablement tout la cavité. Ces résultats sont illustré sur la figure (IV.11.) dans ce cas l'écoulement est dominé par la convection forcé

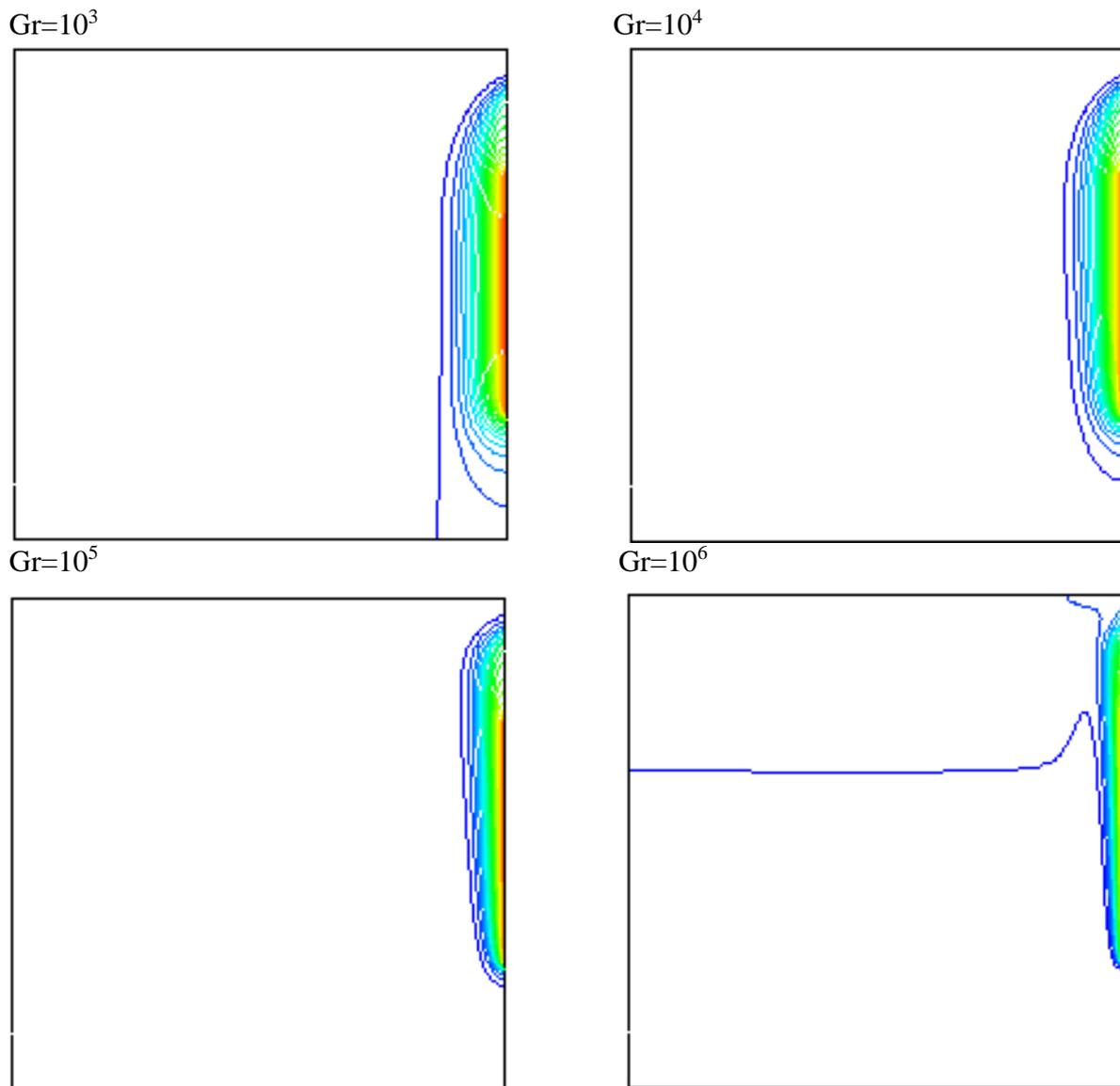


Figure III.11. : Les lignes d'isotherme pour différents nombre de Grashof à $Re=100$, $\varphi = 0.06$

L'impact de la variation du nombre de Grashof sur le transfert thermique dans la cavité est présent sur la figure (III.12.) à l'évolution du nombre de Nusselt moyen estimé sur la source chaude en fonction de nombre de Grashof à $Re=100$, $\varphi = 0.06$, Nous constatons que pour les valeurs élevées du nombre de Grashof quelle que soit la fraction volumique, le nombre du Nusselt, ces valeurs subit une croissance importante.

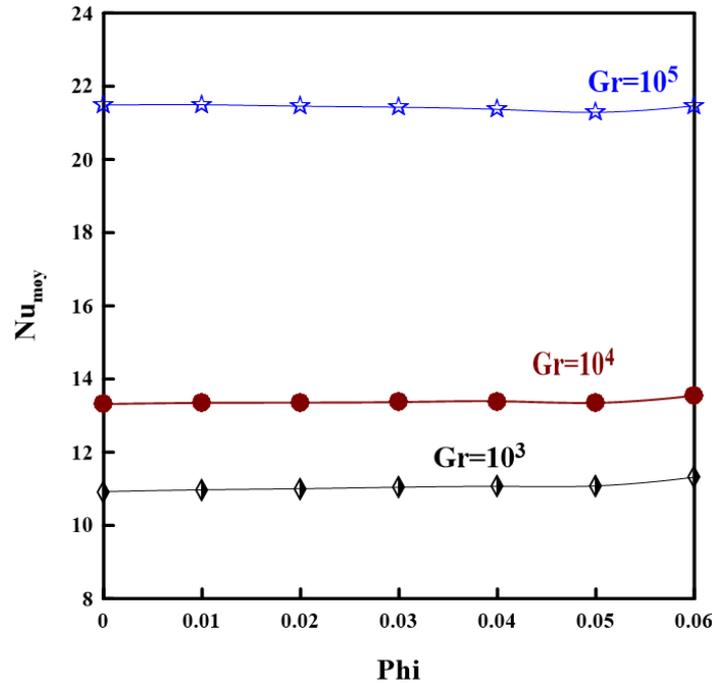


Figure III.12. : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction (φ) pour différents nombre de Grashof.

III.4.4 : Effet de la longueur de la paroi chaude

Les résultats qui suivent illustrent l'effet du rapport de forme (longueur de la paroi chaude de la cavité) qui est défini comme le rapport entre la longueur de la paroi chaude (l) sur la hauteur de la cavité (H). Nous avons considéré quatre valeurs de ce rapport de longueur à suivre : $l/H=0.1, 0.25, 0.5, 0.75$.

Les figures (III.13.) (III.14.), représentent la variation des lignes du courant et les isothermes pour différentes valeurs de l/H . pour $Re=100$ et $Gr=10^4$ $\varphi=0.06$.

On remarque clairement que le profil des lignes de courant diffère. Pour un rapport de forme qui égale à 0.1, les forces de flottabilité n'ont aucun effet notable, et les isothermes sont sous forme d'hyperbole superposée depuis la paroi chaude, l'écoulement est dominé par la convection forcée. Et pour $l/H=0.25 ; 0.5 ; 0.75$. on remarque l'apparition d'une zone de recirculation dans les lignes de courant qui augmente en intensité avec l'augmentation de ce rapport, et les lignes d'isotherme se penchent vers la droite de la cavité, l'écoulement est dominé par la convection mixte.

Ce qui influe considérablement sur le transfert comme le montre la figure (III.14.), qui représente la variation de nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction de rapport de forme l/H pour $Re=100$ $Gr=10^4$ $\varphi=0.06$.

On remarque une croissance importante du nombre de Nusselt pour des valeurs élevées de rapport de forme. Constatent que le rapport $l/H=0.75$ nous donne un meilleur refroidissement par rapport aux autres configurations.

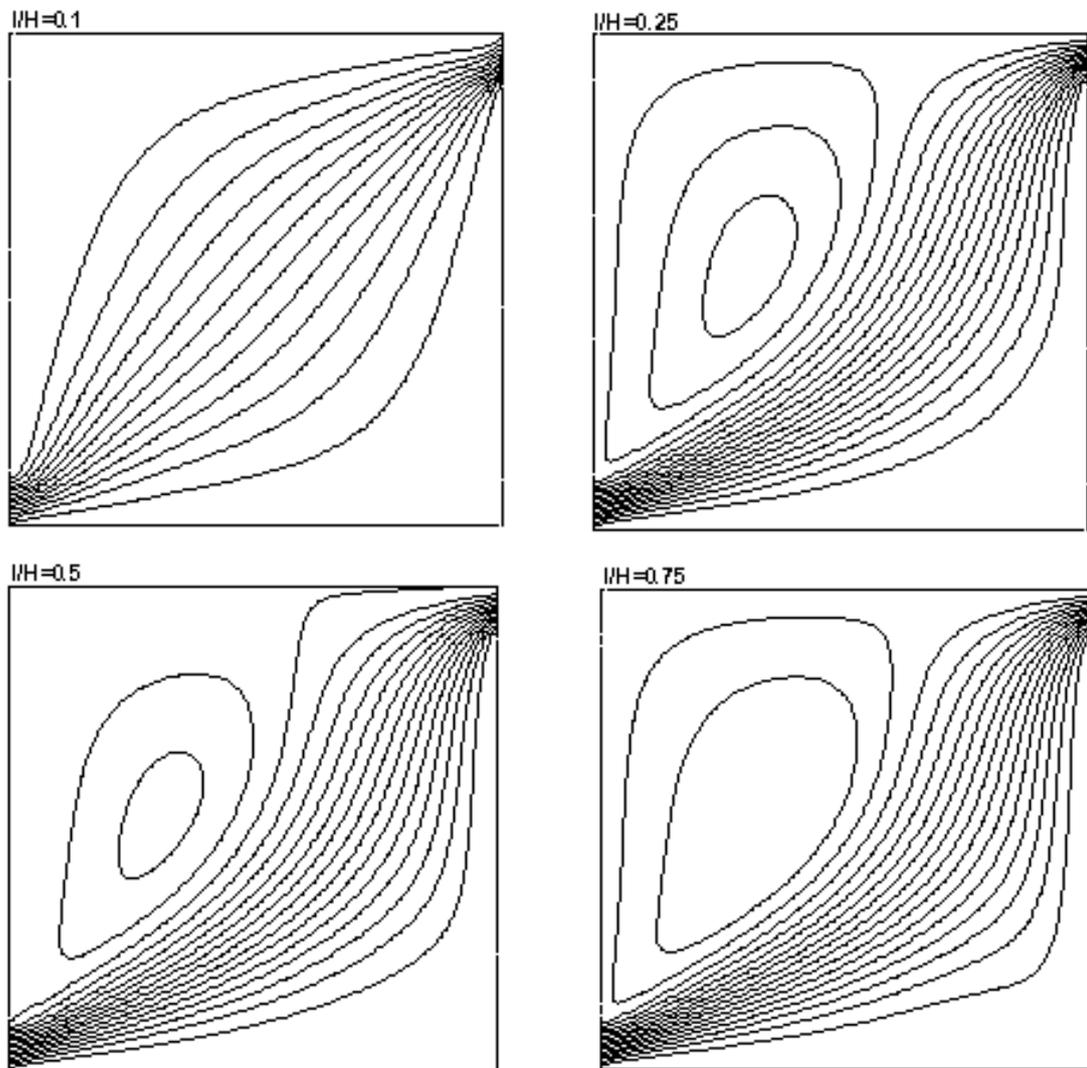
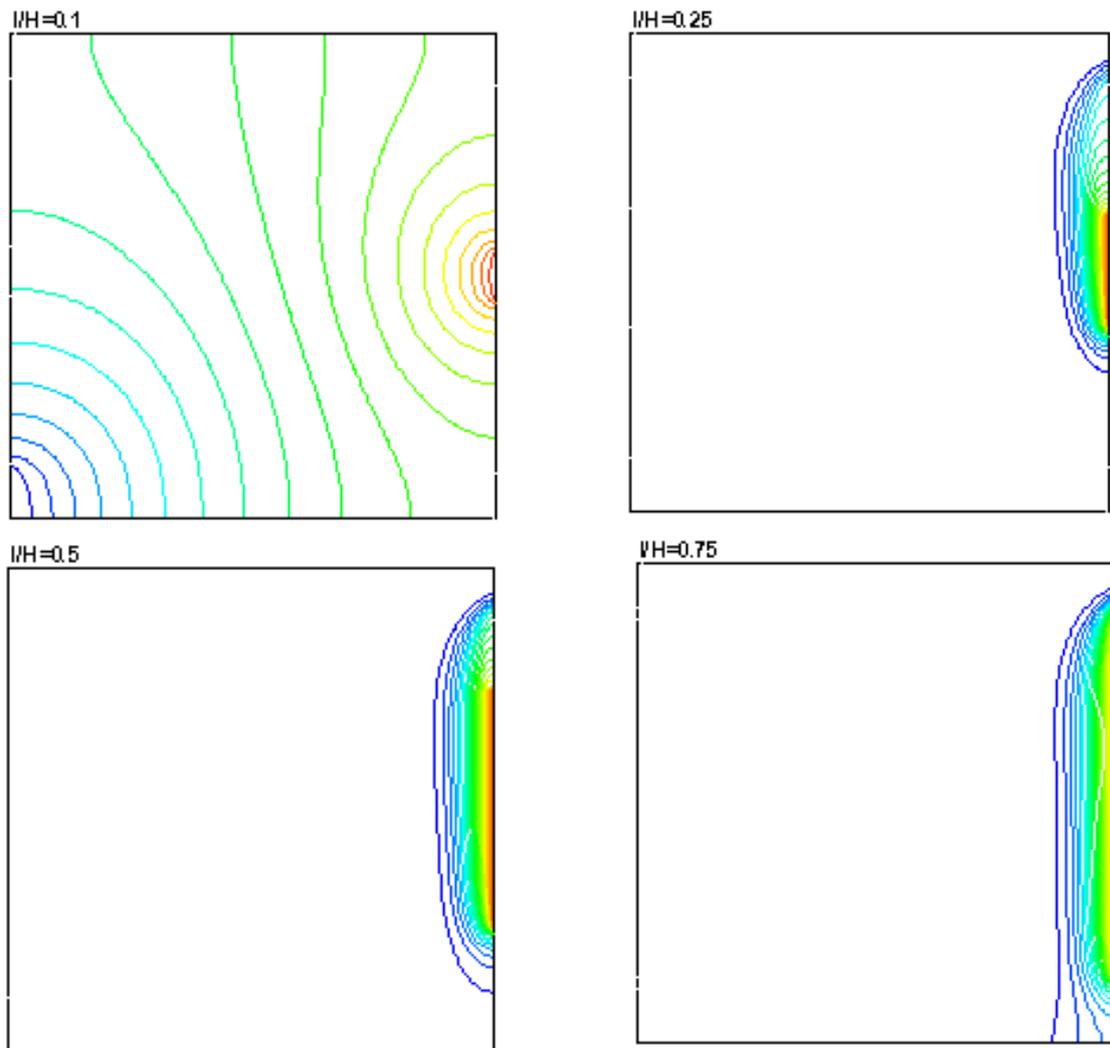


Figure III.13. : les lignes de courants pour différents rapport de forme l/H $Gr=10^4$,
 $Re=100$, $\varphi=0.06$



FigureIII.14. : les lings d'isotherme pour différents rapport de forme l/H $Gr=10^4$,
 $Re=100$, $\varphi =0.06$

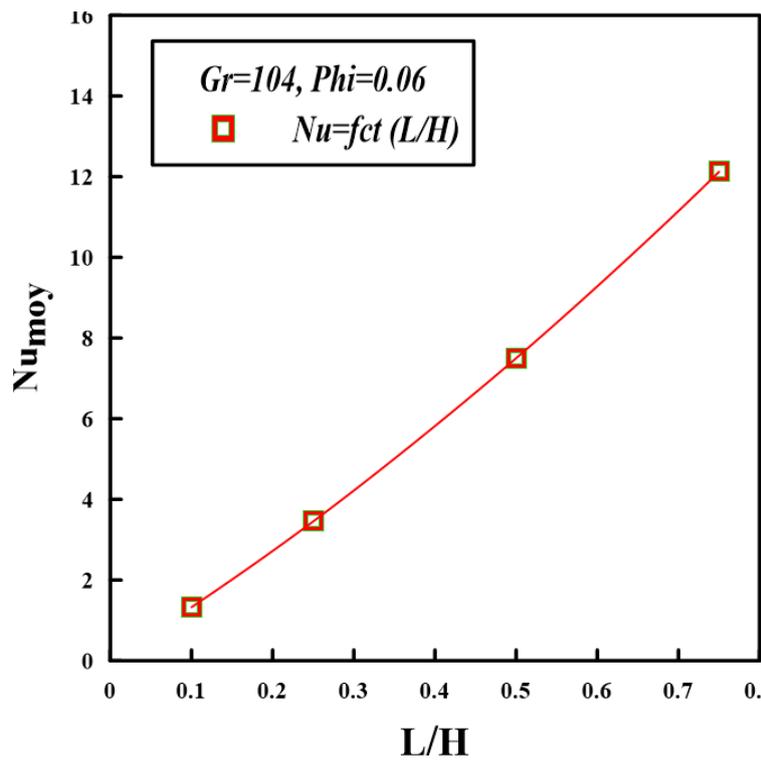


Figure III. 15 : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de rapport L/H pour $Gr=10^4$, $Re=100$, $\varphi =0.06$

III.4.5 : Effet de l'emplacement de la paroi chaude

Afin d'examiner l'influence de l'emplacement de la paroi chaude sur différente paroi de la cavité, Nous avons pris quatre configuration figure (III.16.) nommées comme suit :

- A : emplacement gauche
- B : emplacement droite
- C : emplacement supérieur
- D : emplacement Inférieur

En fixant $Re=100$, $Gr=10^4$, $\varphi =0.06$

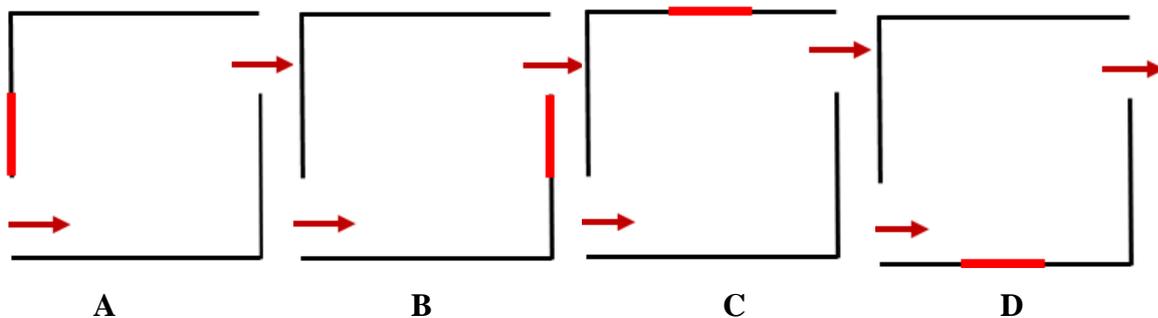


Figure III. 16. : Schéma des différents emplacements de la paroi chaude

Les lignes de courant sont présentées dans la figure (III.17.) pour différents positions de la paroi chaude.

Dans tous les cas d'emplacement, le tube de courant relie l'entrée à la sortie, sauf pour B, C, D, on remarque la présence d'une cellule de recirculation en haut à gauche de l'entrée, tel que la taille de ceci augmente.

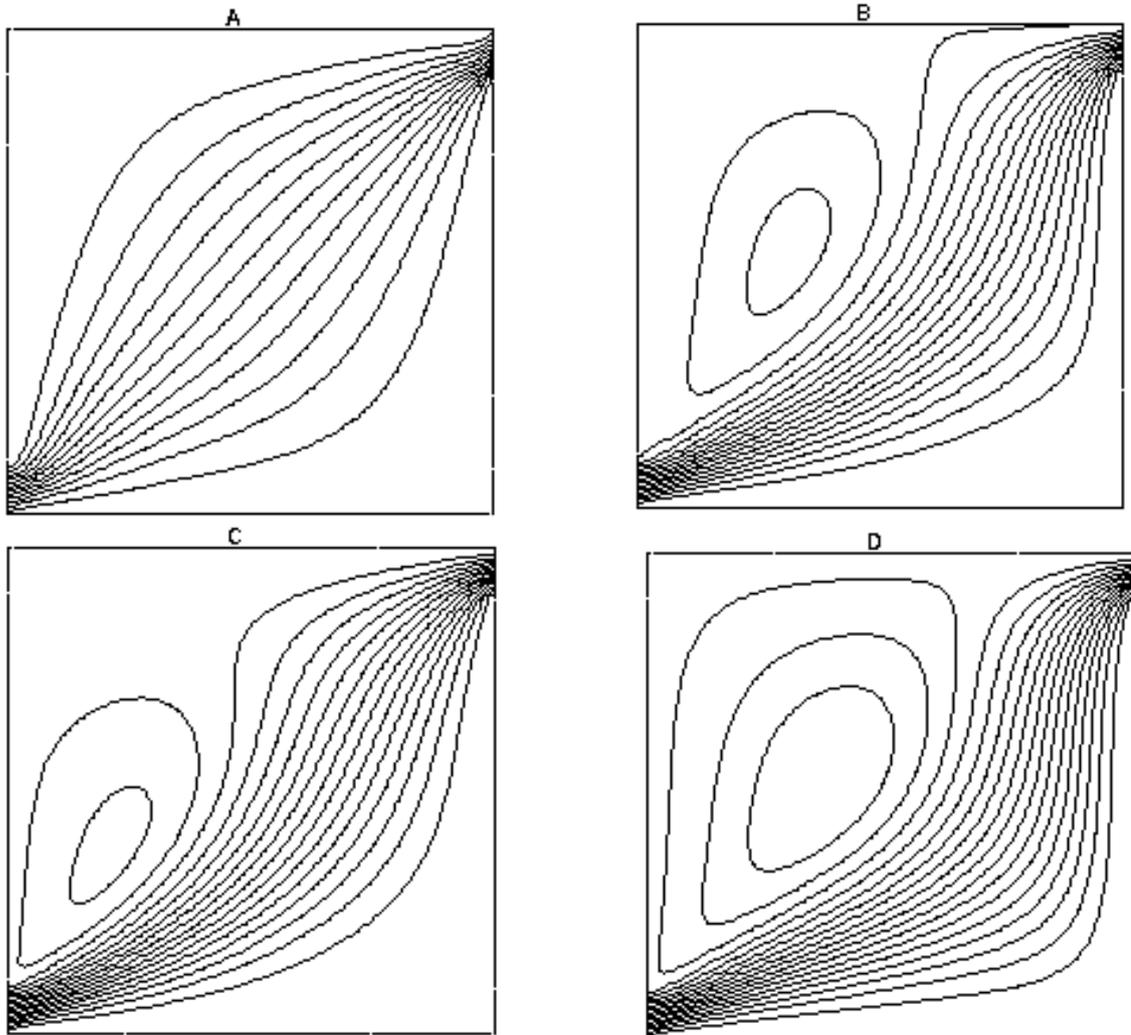


Figure III.17. : Les lignes de courant pour différents emplacements de la paroi chaude

On remarque que pour chaque emplacement, les profils s'incurvent ; ainsi les forts gradients de température sont observés au niveau de la paroi chaude. Constatons que dans notre cas étudié l'emplacement B effectue la meilleure performance de champ thermique.

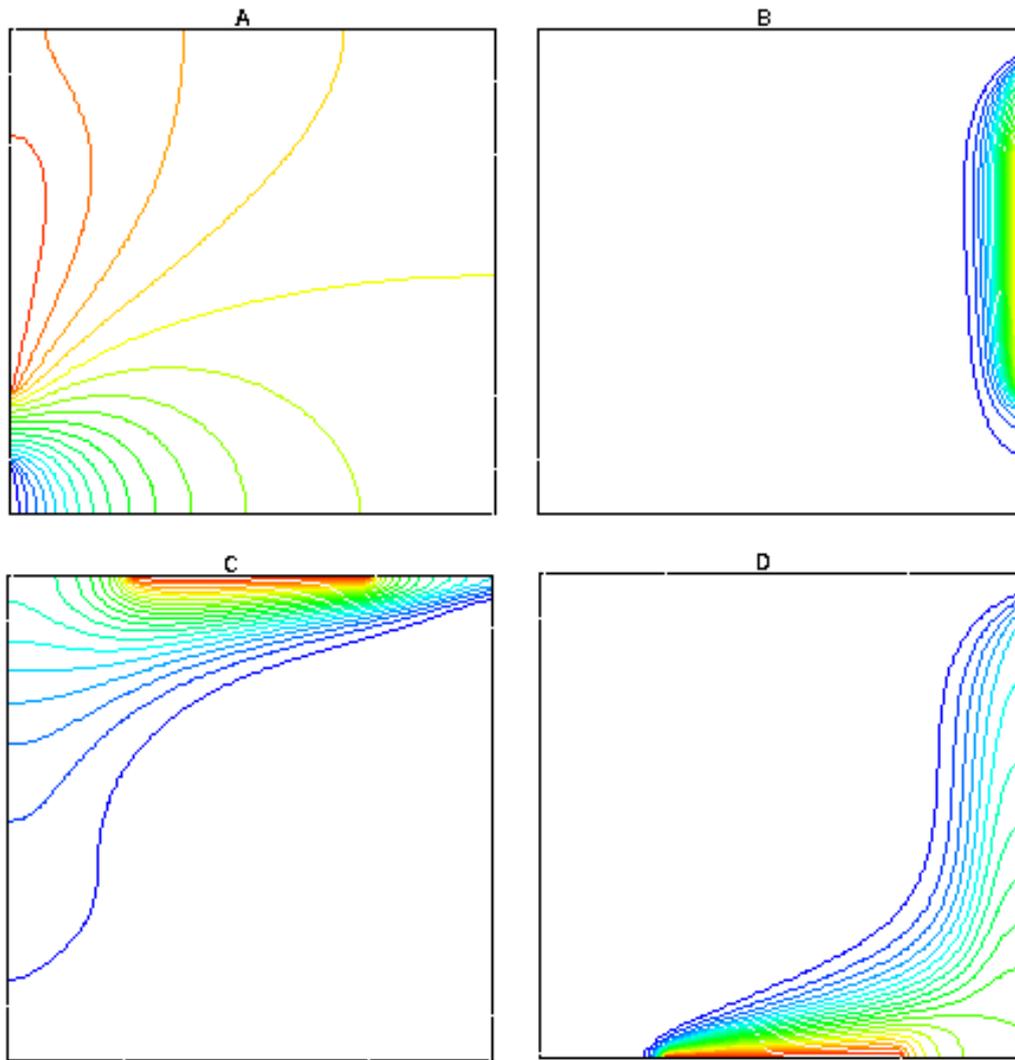


Figure III.18. : Les lignes des isothermes pour différent emplacement de la paroi chaude pour $Gr=10^4$, $Re=100$, $\phi =0.06$

Les valeurs du Nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction pour différents emplacement de la paroi chaude représentée dans le tableau (III.2.) si dusse :

L'emplacement	A	B	C	D
Nu	1.6992	13.5485	8.173584	12.4047

Tableau III.2: Les valeurs du Nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction pour différents emplacement de la paroi chaude

Cette représentation nous renseigne sur la quantité de chaleur extraite à la paroi chauffée afin de la refroidir.

On constate que la configuration **C** nous donne un meilleur refroidissement par rapport aux autres configurations.

III.4. Conclusion :

Dans ce chapitre, on a étudié l'influence des quelques paramètres sur le comportement dynamique et thermique de l'écoulement dans une cavité ventilée avec une source de chaleur remplie d'un nanofluide comme fluide réfrigérant.

L'analyse de l'intensité des échanges thermique au niveau de la paroi chaude montre un échange de chaleur notable induit par la variation des différents paramètres, remarquant que l'augmentation du nombre de Reynolds, la fraction volumique, ainsi que le nombre de Grashof.

Les conclusions retenues de ce chapitre sont résumées comme suit :

- L'augmentation du nombre de Reynolds entraîne une augmentation progressive du transfert de chaleur au niveau de la paroi chaude.
- L'usage du nanofluide présente un taux de transfert de chaleur bien meilleur que celui du fluide de base (eau).
- L'augmentation de la fraction volumique favorise d'avantage le transfert de chaleur, sachant qu'on ne peut pas l'augmenter indéfiniment, ce qui engendrera le phénomène de sédimentation.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Le travail présenté dans ce mémoire permis d'étudier numériquement le transfert de chaleur en régime laminaire dans une cavité carrée ventilée avec une source de chaleur placée au milieu de la paroi droite, remplie d'un nanofluide de type (Cu-eau), et le reste des parois sont considérées adiabatique. L'entrée et la sortie de la cavité sont de même dimension et situées respectivement sur la partie inférieure de la paroi verticale gauche et la partie supérieure de la paroi verticale droite.

Un programme basé sur la méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLE, pour discrétiser les équations gouvernant ce phénomène, on a pu déterminer les fonctions de courant, les isothermes, Les simulations numériques sont effectuées pour un nombre de Reynolds variant de (1,10,100,1000), et le nombre de Grashof ($10^3, 10^4, 10^5, 10^6$), ainsi que les fraction volumique des nanoparticules comprise entre (0.0, 0.02, 0.04 et 0.6). Pour examiner profondément les effets des paramètres pertinents sur l'écoulement et le transfert de chaleur dans notre configuration.

Finalement, et comme notre étude a été faite en régime laminaire. Il est important de poursuivre ce travail, et en perspective nous envisageons une étude en régime turbulent.

Références Bibliographiques

Références Bibliographiques

- [1] F. ADJAOUD, M. AMIA, « Etude de la convection mixte dans une cavité carrée ventilée en présence d'une plaque chaude avec nanofluide », Mémoire master, Université Abderrahmane Mira Bejaia, 2020
- [2] A. KHAMCHANE, F. MEZIANE, « Etude de la convection mixte dans une cavité carrée ventilée contenant des sources de chaleur », Mémoire master, Université Abderrahmane Mira Bejaia, 2013
- [3] U. S. C. Stephen and J. A. Eastman, "Thermal Conductivity of Fluids. Ethane," in ENHANCING THERMAL CONDUCTIVITY OF WITH NANOPARTICLES? 1995, VOL. 8, no. 3, pp. 281-285, doi: 10.1021/je60018a001
- [4] D. ABBOU, Z. AGOUN, « Investigation numérique d'un écoulement en convection mixte à travers un canal vertical rempli d'un nanofluide », Mémoire master, Université Abderrahmane Mira Bejaia, 2019
- [5] S. El Habib. « Application des nanofluides pour le refroidissement : étude d'un cas d'une géométrie simple ». Mémoire Master Académique Université KASDI Merbah d'Ouargla, 2013
- [6] M. Kalteh, K. Javaherdeh, and T. Azarbarzin, "Numerical solution of nanofluid mixed convection heat transfer in a lid-driven square cavity with a triangular heat source," *Powder Technology*, vol. 253, pp. 780–788, Feb. 2014, doi: 10.1016/j.powtec.2013.12.039.
- [7] M. M. Rahman, S. Parvin, N. A. Rahim, M. R. Islam, R. Saidur, and M. Hasanuzzaman, "Effects of Reynolds and Prandtl number on mixed convection in a ventilated cavity with a heat-generating solid circular block," *Applied Mathematical Modelling*, vol. 36, no. 5, pp. 2056–2066, May 2012, doi: 10.1016/j.apm.2011.08.014.
- [8] E. Sourtiji, M. Gorji-Bandpy, D. D. Ganji, and S. F. Hosseinizadeh, "Numerical analysis of mixed convection heat transfer of Al₂O₃-water nanofluid in a ventilated cavity considering different positions of the outlet port," *Powder Technology*, vol. 262, pp. 71–81, 2014, doi: 10.1016/j.powtec.2014.04.061.

- [9] A. A. Mehrizi, M. Farhadi, H. H. Afroozi, K. Sedighi, and A. A. R. Darz, “Mixed convection heat transfer in a ventilated cavity with hot obstacle: Effect of nanofluid and outlet port location,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 39, no. 7, pp. 1000–1008, Aug. 2012, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.04.002.
- [10] M.A. Mansour, R.A. Mohamed, M.M. Abd-Elaziz, Sameh E.Ahmed « Numerical simulation of mixed convection flows in a square lid-driven cavity partially heated from below using nanofluid », Vol 37, pp 1504-1512, *International Communications in Heat Mass Transfer* 2010, doi:10.16/j.icheatmasstransfer.2010.09.004
- [11] Z. A. Alhussain, “Mixed convective flow in a multiple port ventilation square cavity with insulated baffle,” *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 30, Feb. 2022, doi: 10.1016/j.csite.2022.101785.
- [12] Aran Alaie Sheikhrubat, Kamel Milani Shirvan, Soroush Mirzakhani, Teimour Behzadi « Investigation of Adding Cu Particles to Base Fluid on Mixed Convection Heat Transfer in a Ventilated Square Cavity », Vol 127, pp 33-39, *Procedia Engineering* 2015, doi :10.1016/j.proeng.2015.11.321.
- [13] Amir Houshang Mahmoudi, Mina Shahi, Rarhad Talebi. «Effect of inlet and outlet location on the mixed convective cooling inside the ventilated cavity subjected to an external nanofluid», *International Communication in Heat and Mass Transfer* 37, 1158-1173,(2010).
- [14] Fatih Selimefendigil, Hakan F. Öztöp « Estimation of the Mixed Convection Heat Transfer of a Rotating Cylinder in a Vented Cavity Subjected to Nanofluid by Using Generalized Neural Networks »,
- [15] M. N. Hasan, K. Samiuzzaman, S. H. Haque, S. Saha, and M. Q. Islam, “Mixed convection heat transfer inside a square cavity filled with Cu-water nanofluid,” in *Procedia Engineering*, 2015, vol. 105, pp. 438–445. doi: 10.1016/j.proeng.2015.05.031.
- [16] Mohammad Mokaddes Ali, Rowsanara Akhter, M^d Abdul Alim « Magneto-mixed Convection in a lid driven partially Heated Cavity equipped with nanofluid and rotating flat plate », *Alexandria Engineering Journal* ,vol 61, pp 257-278.

[17] Fersadou Brahim, Walid Nessab, Henda Kahalerras « Convection Mixte MHD d'un Nanofluide (eau-Cu) dans une Cavité Ouverte », MATEC Web of Conference 261, 04001(2019),

[18] K. Kalidasan, P. Rajesh Kanna « Natural convection on an open square cavity containing diagonally placed heaters and adiabatic square block and filled with hybrid nanofluid of nanodiamond-cobalt oxide/water », Vol 81, pp 64-71, International Communications in Heat and Mass Transfer 2017, doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.12.005

[19] Farhad Talebi, Amir Houshang Mahmoudi, Mina Shahi « Étude numérique des flux de convection mixte dans une cavité à couvercle carré utilisant un nanofluid », Vol 37, pp 79-90, Communications Internationales en transfert de chaleur et de masse 2010, doi : 10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.08.013

Résumé

Dans ce travail, nous présentons une étude numérique bidimensionnelle de la convection mixte laminaire dans une cavité carrée ventilée avec une source de chaleur placée au milieu de la paroi droite de la cavité remplie du nanofluide Cu-eau. Les parois de la cavité sont considérées adiabatiques. La méthode des volumes finis, a été utilisée pour discrétiser les équations du modèle mathématique (équation de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie). Les effets du nombre de Grashof ($Gr=10^3$ 10^4 10^5 10^6), du nombre de Reynolds (1 10 100 1000), de la fraction volumique des nanoparticules (0; 0.02; 0.04; 0.06) et la position de rapport de longueur ($l/H=0.1$;0.25 ;0.5; 0.75) sur les champs dynamique et thermique sont étudiés numériquement pour une gamme de jeux de paramètres différents. Les résultats montrent que les paramètres précédents ont des effets considérables sur le transfert de chaleur.

Mots clés : la convection mixte, une cavité, nanofluide, le transfert de chaleur, méthode des volumes finis.

Abstract

In this work, we present a two-dimensional numerical study of the laminar mixed convection in a square cavity ventilated with a heat source placed in the middle of the right wall of the cavity filled with Cu-water nanofluid. The cavity walls are considered adiabatic. The finite volume method was used to discretize the equations of the mathematical model (continuity, momentum and energy equations). The effects of Grashof number ($Gr=10^3$ 10^4 10^5 10^6), Reynolds number (1 10 100 1000), nanoparticle volume fraction (0; 0.02; 0.04; 0.06) and length ratio position ($l/H=0.1$; 0.25 ; 0.5; 0.75) on the dynamic and thermal fields are numerically studied for a range of different parameter sets. The results show that the above parameters have considerable effects on the heat transfer.

Keywords: mixed convection, one cavity, nanofluid, heat transfer, finite volume method.