

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 : Installations énergétiques et turbomachines

Par :

Benaoudia Habib

Ouadfel Syphax

Thème

**Etude de la convection mixte dans une cavité carrée avec des composants électroniques
en présence de nanofluide**

Soutenu le 26/09/2022 devant le jury composé de :

M ^r .	M.ADNANI	Président
M ^{me} .	N.ADJOUADI	Examinatrice
M ^r .	M.HAMDI	Rapporteur

Année Universitaire 2021-2022

Remerciements

Tout d'abord

On aimerait remercier Dieu le tout-puissant, de nous avoir donné la force et la patience de pouvoir mener ce travail à terme.

*Nous tenons à remercier notre promoteur **M^r M. HAMDI**, ont lui témoignant notre reconnaissance pour sa patience, ses conseils, son encadrement, son partage de connaissance et de la formation qu'il nous à donner.*

*Nous tenons à remercier **M^r M.ADNANI** pour avoir accepté de présider le jury. Qu'il trouve ici l'expression de notre profonde gratitude.*

*Nos sincères remerciements vont également à **M^{me}.ADJOUADI***

Pour nous faire l'honneur d'examiner notre modeste travail.

Enfin

*Nos remerciements s'adressent à toutes les personnes qui
Ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce
travail particulièrement
M^r MEHDAOUI HAMZA*

et une pensée va également à tous nos amis qui nous ont soutenus au cours de ces années.

Dédicacs

A mes très chers parents.

A mes frères et sœurs.

A toute mes cousins.

A toute la famille.

A tous mes amis.

Habib

Dédicacs

A mes très chers parents.

A mes frères et sœurs.

A toute mes cousins.

A toute la famille.

A tous mes amis.

Syphax

Nomenclature

Symboles	Définition	Unités
C_p	Chaleur massique à pression constante	J kg ⁻¹ K ⁻¹
H	Hauteur de la cavité	m
g	Accélération de la pesanteur	m s ⁻²
k	Conductivité thermique	W m ⁻¹ K ⁻¹
k*	Conductivité thermique adimensionnel	-
n	Facteur de forme des nanoparticules	-
P	Pression adimensionnelle	-
p	Pression dimensionnelle	Pa
T	Température	K
U, V	Composantes adimensionnelles du vecteur vitesse	-
u, v	Composantes dimensionnelles du vecteur vitesse	m s ⁻¹
L	Longueur de composant	m
Q	Flux de chaleur	W
Nu	Nombre de Nusselt	-

X, Y	Cordonnées adimensionnel	-
x, y	Cordonnées dimensionnel	m

Symboles Grecs	Définition	Unités
α	Diffusivité thermique	m^2s^{-1}
β	Coefficient d'expansion thermique	K^{-1}
λ	Conductivité thermique	$W m^{-1}K^{-1}$
θ	Température adimensionnelle	-
ν	Viscosité cinématique	m^2s^{-1}
μ	Viscosité dynamique	$Kg m^{-1}s^{-1}$
φ	Fraction volumique des nanoparticules	-
ρ	Masse volumique	$Kg m^{-3}$
ν^*	Viscosité cinématique adimensionnel	-
Ψ	Fonction de courant	$m^2 s^{-1}$
ΔT	Différence de température	K

Indices

<i>f</i>	Fluide de base
<i>nf</i>	Nanofluide
<i>s</i>	Particules solide
*	Valeur adimensionnelle
<i>ref</i>	Référence

Nombres adimensionnelles

Gr	Nombre de grashof
Pr	Nombre de prandtl
Ri	Nombre Richaldson
Re	Nombre de Reynolds
Nu	Nombre de Nusselt local
$\overline{\text{Nu}}$	Nombre de Nusselt moyen

Listes des Figures

Figure I.1: phénomène de convection par la circulation d'un fluide froid autour d'un corps solide chaud.....	2
Figure I.2 : Emanation de chaleur sur une puce électronique.....	5
Figure I.3 : écoulement laminaire.....	6
Figure I.4 : Sous-couche laminaire d'un écoulement turbulent.....	6
Figure I.5 : Analogie des transferts de quantité de mouvement et de la chaleur.....	7
Figure I.6 : Exemples de nanofluides avec seulement 1 % de nanoparticules.....	9
Figure I.7 : Canal horizontal contenant deux composants électroniques.....	11
Figure I.8 : Canal Horizontal contenant deux composants électroniques.....	12
Figure I.9 : Schéma d'une cavité carrée avec des orifices d'entrée et de sortie.....	13
Figure I. 10.a: Canaux horizontal et vertical contenant des composants électroniques.....	14
Figure I.10.b : Cavité carrée contenant des sources de chaleur.....	14
Figure I.11 : Schéma d'un canal vertical rempli de nanofluides.....	15
Figure I.12: Canal vertical contenant un obstacle rectangulaire sur sa paroi chaude.....	15
Figure I.13 : Schéma d'une cavité carrée partiellement chauffée.....	16
Figure II.1: Géométrie du problème considéré.....	19
Figure III.1 : influence de la taille du maillage sur le nombre de Nusselt moyen pour $Re=100$, $\phi=0.04$, $Gr=10^4$	26
Figure III.2 : Comparaison entre les Contours de fonction de courant.....	27
Figure III.3 : Comparaison entre les Contours des isothermes.....	28

Figures (III.4) : Les lignes de courants pour différentes fractions volumiques à $Re=100$ et $Gr=10^4$	28
Figures (III.5) : Les lignes d'isothermes pour différentes fractions volumiques à $Re=100$ et $Gr=10^4$	29
Figures (III.6) : Profile de vitesse $V= f(Y)$ pour différentes fractions volumiques à $Re=100$ et $Gr=10^4$ et $X=0.5$	30
Figures (III.7) : profile de température $T= f(Y)$ pour différentes fractions volumiques à $Re=100$ et $Gr=10^4$ et $X=0.5$	30
Figures (III.8) : Variation du nombre de Nusselt moyen total (composants 1+2) en fonction de la fraction volumique pour $Re=100$ et $Gr=10^4$	31
Figure (III.9) : Les lignes de courants pour différents nombres de Reynolds à $Gr=10^4$ et $\varphi=0.04$	33
Figure (III.10) : Les lignes d'isothermes pour différents nombres de Reynolds à $Gr=10^4$ et $\varphi=0.04$	34
Figures (III.11) : Profile de vitesse $V= f(Y)$ pour différents nombres de Reynolds à $Gr=10^4$ et $\varphi=0.04$ et $X=0.5$	35
Figures (III.12) : profile de la température $T= f(Y)$ pour différents nombres de Reynolds à $Gr=10^4$ et $\varphi=0.04$ et $X=0.5$	35
Figures (III.13) : Variation du nombre de Nusselt moyen total (composants 1+2) en fonction nombre de Reynolds pour $\varphi=0.04$ et $Gr=10^4$	36
Figure (III.14) : Les lignes de courants pour différents nombre de Grashof à $Re=100$ et $\varphi=0.04$	38
Figure (III.15) : Les lignes d'isotherme pour différents nombre de Grashof à $Re=100$ et $\varphi=0.04$	39
Figure (III.16) : Profile de vitesse $V= f(Y)$ pour différents nombres de Grashof à $Re=100$ et $\varphi=0.04$ et $X=0.5$	40

Figures (III.17) : profile de la température $T= f(Y)$ pour différents nombres de Grashof à $Re=100$ et $\varphi=0.04$ et $X=0.5$	40
Figures (III.18) : Variation du nombre de Nusselt moyen total (composants 1+2) en fonction nombre de Grashof pour $\varphi=0.04$ et $Re=100$	41

Liste des tableaux

Tableau II. 1 : Propriétés physiques de l'eau et des nanoparticules Ag19

Tableaux II.2 : conditions aux limites dimensionnelles22

Tableaux II.3: conditions aux limites adimensionnelles23

Sommaire

Remerciements	
Dédicaces	
Nomenclature	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Introduction Générale	1

Chapitre I : Généralités et synthèses bibliographique

I. Introduction.....	2
I.1 Notions sur la convection	2
I.1.1 Définition	2
I.1.2 Modes de convection	3
I.1.3 Applications du transfert de chaleur par convection	4
I.1.4 Rappel sur la convection	6
I.1.4.1 Régime d'écoulement	6
I.1.4.2 Analogie de Reynolds	7
I.1.5 Grandeurs Fondamentales Liées à La Convection	7
I.2 Les nano-fluides	8
I.2.1 Les nanoparticules	9
I.2.1.1 Les nanoparticules les plus utilisés	9
I.2.1.2 Les fluides de base les plus utilisés	9
I.3. Les avantages des nano-fluides	10
I.4. Les inconvénients des nano-fluides	10
I.5. Synthèse bibliographique	10
I.6. Conclusion	17

Chapitre II : Position du problème et modèle mathématique

II.1. Introduction	18
II.2. Position du problème	18
II.3. Propriétés thermo-physiques de nanofluide	19
II.4. Hypothèses simplificatrices	21
II.5. Équations gouvernantes du problème	21
II.5.1 Équation de conservation de la masse	21

II.5.2. Équations de conservation de quantité de mouvement	21
II.5.3. Équation de l'énergie	21
II.5.4. Conditions aux limites sous forme dimensionnelle	22
II.6. Fonction de courant	22
II.7. Forme adimensionnelle des équations	22
II.7.1. Équation de conservation de la masse	22
II.7.2. Équations de conservation de quantité de mouvement	23
II.7.3. Équation de l'énergie	23
II.7.4. Conditions aux limites sous forme adimensionnelle	23
II.7.5. Nombres adimensionnels	23
II.8. Conclusion	25
Chapitre III : Résultats et discussions	
III.1. Introduction	26
III.2. choix du maillage	26
III.3. Validation de résultats.....	27
III.4. Résultats et discussion	28
III.4.1. Influence de la fraction volumique	28
III.4.2. influence de nombre de Reynolds	33
III.4.3. influence de nombre de Grashof	38
III.5. Conclusion	42
Conclusion générale	43
Références Bibliographies	44

Introduction Générale

La convection mixte, (combinaison de la convection forcée avec la convection naturelle), a une grande importance, vu sa présence dans de nombreux processus industriels et des dispositifs de l'ingénierie tel que le refroidissement des composants électroniques, les pertes de chaleur dans les collecteurs solaires, la ventilation des locaux, réacteur nucléaire, etc.

Suite aux progrès technologiques récents, les équipements industriels deviennent de plus en plus puissants et de plus en plus petits. Cela entraîne de sévères contraintes de fonctionnement notamment au niveau de la température de fonctionnement. Pour avoir un meilleur rendement, ces équipements doivent avoir une température inférieure à une limite de fonctionnement spécifiée par le fabricant. Afin de les développer et augmenter leur fréquence d'utilisation. Il est nécessaire d'éviter leurs surchauffes, en concevant des systèmes de refroidissement efficaces qui permettent l'évacuation de la chaleur générée par ces équipements.

Le refroidissement des systèmes de forte puissance et à grande échelle (microprocesseurs, diodes laser ...) nécessite une dissipation thermique plus élevée. La deuxième stratégie d'élimination de la chaleur, consiste à utiliser à la fois les propriétés d'écoulement des liquides et la grande conductivité thermique des métaux solides, L'utilisation de nanofluides à base de particules métalliques présente une meilleure conductivité thermique et coefficient de transfert de chaleur convectif par rapport au fluide de base. Cette technique est certainement la solution la plus prometteuse dans le domaine d'amélioration des transferts thermiques.

Le travail que nous développons porté sur l'étude numérique d'un écoulement laminaire en convection mixte dans une cavité carrée bidimensionnelle remplie de nanofluide (eau-argent). Ce travail a été mené en se focalisant sur le transfert de chaleur et l'amélioration de refroidissement des composants électronique (source de chaleur) monté dans la paroi inférieur de cavité.

Chapitre I : Généralités et synthèses bibliographiques

I. Introduction :

Ce premier chapitre est consacré à des généralités sur la convection, les nanofluides et une synthèse bibliographique concernant quelques travaux antérieurs ayant étudié le transfert de chaleur par convection mixte en utilisant des nanofluides.

I.1 Notions sur la convection :

I.1.1 Définition :

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu. La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz.

Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes, D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux molécules du fluide adjacentes. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces molécules du fluide.

Ensuite les molécules vont se mélanger avec d'autres molécules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie. Dans ce cas l'écoulement transporte le fluide et l'énergie. L'énergie est à présent, emmagasinée dans les molécules du fluide et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement.

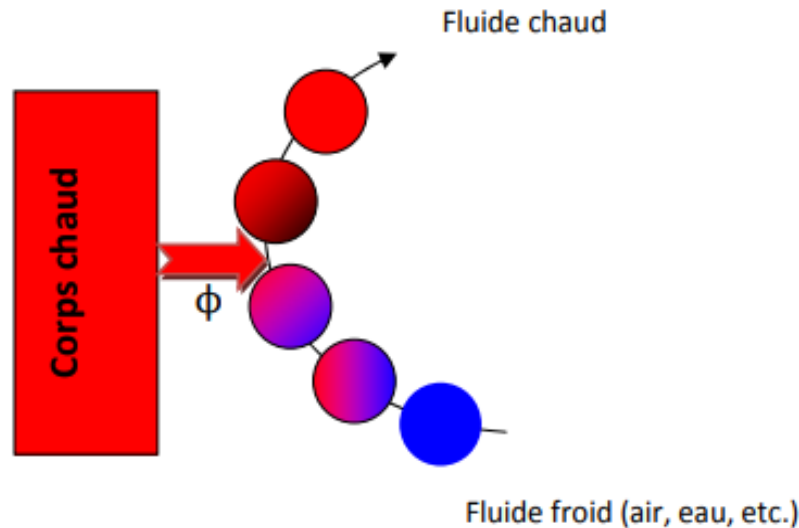


Figure I.1: phénomène de convection par la circulation d'un fluide froid autour d'un corps solide chaud. []

I.1.2 Modes de convection :

La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection libre, convection forcée et convection mixte.

- **Convection naturelle ou libre :**

La convection naturelle apparaît spontanément. Elle se produit dans un fluide au sein duquel existe un gradient de température. C'est le cas, dans une pièce où l'air chaud produit au niveau du sol par un convecteur ou un radiateur va monter au plafond tandis que l'air froid va descendre. Le mouvement est dû au fait que l'air chaud est moins dense que l'air froid et monte donc sous l'effet d'une force dite poussée d'Archimède.

- **Convection forcée :**

Ce 2ème type de convection se produit quand le mouvement du fluide est imposé par une intervention extérieure indépendante de la différence de température. Par exemple : une pompe ou un ventilateur ou un agitateur ou même le vent. En convection forcée, la poussée d'Archimède est négligeable devant les forces servant à mettre le fluide en mouvement. C'est le cas par exemple du refroidissement des moteurs à combustion interne: la pompe à eau pousse le liquide de refroidissement à travers le moteur puis dans l'échangeur.

- **Convection mixte :**

C'est la coexistence des deux convections naturelle et forcée, nous pouvons citer comme exemples les écoulements lents dans les canalisations (comme dans les radiateurs à eau), les jets an isothermes (chauffage ou climatisation des locaux). Un aspect apparaît, c'est-à-dire les deux mécanismes peuvent aller dans le même sens comme ils peuvent s'opposer selon la direction relative du mouvement forcée par rapport au mouvement gravitaire. Le transfert peut être fortement influencé par cet aspect. Ainsi, si l'effet de la pesanteur s'oppose au mouvement forcé, l'écoulement est freiné, le transfert thermique est diminué et dans ce cas la convection mixte est dite contrariée. Pour le cas contraire, on parlerait de convection mixte aidée, et si l'écoulement forcé est perpendiculaire à la direction des forces de pesanteur dans ce cas les échanges de chaleur vont s'améliorer.

I.1.3 Applications du transfert de chaleur par convection :

Les applications du transfert de chaleur par convection sont beaucoup trop nombreuses pour que l'on puisse envisager de les citer toutes. Elles interviennent chaque fois que l'on chauffe ou que l'on refroidit un liquide ou un gaz, qu'il s'agisse de faire bouillir de l'eau dans une casserole, du radiateur de chauffage central, du radiateur associé au moteur d'une voiture ou de l'échangeur dans un procédé, évaporateur ou condenseur. La convection s'applique même si la surface d'échange n'est pas matérialisée par une paroi, ce qui est le cas des condenseurs par mélange ou des réfrigérants atmosphériques, voire des sècheurs à air chaud.

La convection naturelle est rencontrée dans plusieurs situations. En effet, elle est toujours présente tant que la température du fluide est variable ainsi que quand il y a un champ d'accélération tel que la gravité. Dans quelques applications, le transfert de chaleur en convection naturelle est parfois petit, comparé aux autres modes de transfert de chaleur (conduction - rayonnement), par conséquent, il peut être négligé ; Sinon il est le mécanisme le plus dominant en transfert de chaleur. Il y a des situations où on a besoin de supprimer la convection naturelle, comme dans le cas de la chaleur perdue par la vapeur depuis une canalisation, depuis des fenêtres, ou depuis des collecteurs solaires. Mais d'autre part on cherche à augmenter le transfert de chaleur par convection naturelle afin de refroidir les composants microélectroniques dégageant de la chaleur par effet Joule.

Le refroidissement des composants électroniques tels que les modules de RAM de PC, les LED...etc., est l'une des principales barrières au développement rapide et fiable des systèmes électroniques compacts. Pour la majorité des ordinateurs, la dissipation de chaleur est le problème technique majeur dans l'atteinte des vitesses optimales de calcul par microprocesseurs.

Généralement, le refroidissement se fait par convection forcée et par changement de phase, cependant, la convection naturelle est une partie intégrante de la Dissipation de chaleur surtout dans le cas des ordinateurs portables et les appareils électroniques de petites dimensions. Bien que la convection forcée reste le principal mode de refroidissement, il est toutefois important de déterminer avec certitude le processus de transport du fluide dans l'absence de courte durée d'un écoulement externe forcé quand il y a interruption temporaire du système de refroidissement par ventilation.

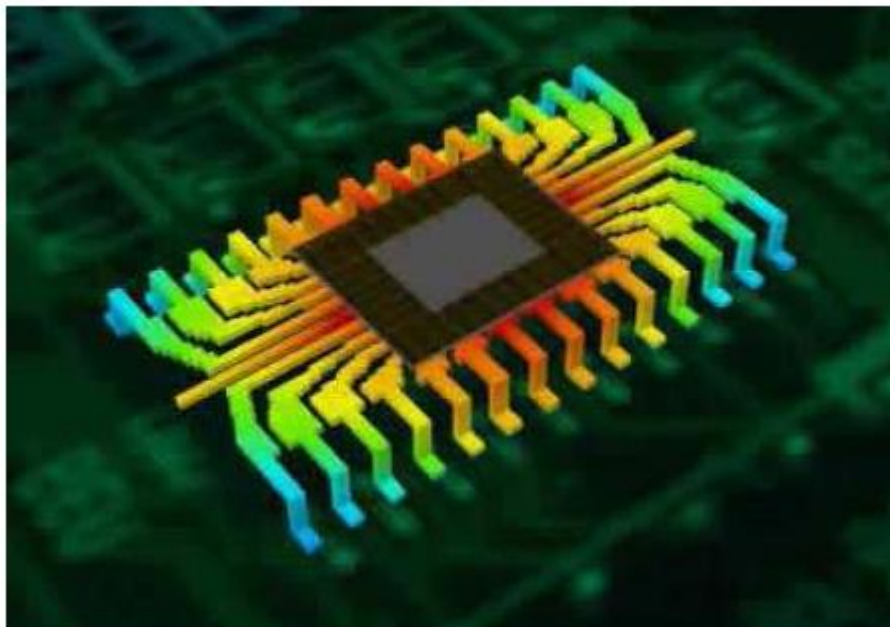


Figure I.2 : Emanation de chaleur sur une puce électronique

D'après la revue scientifique américaine (YEH'S REVIEW - 2002), une étude de l'U.S. Air force a indiqué que plus de 52% des défauts des systèmes électroniques sont étroitement liés à la hausse incontrôlée des températures. Quant aux ventilateurs installés sur les PC, bien qu'ils soient souvent bon marché en matière de coûts, ils représentent des inconvénients majeurs car ils font du bruit et requièrent de l'espace, donc peu efficaces et peu fiables. Les études de convection sont donc nécessaires à la gestion des flux

thermiques et la conception des équipements (équipements électroniques, fabrication des films fins, décomposition des vapeurs chimiques et bien d'autres domaines...).

I.1.4 Rappel sur la convection :

L'étude du transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre un fluide et une paroi.

I.1.4.1 Régime d'écoulement :

Compte-tenu du lien entre le transfert de quantité de mouvement et le transfert de chaleur, on doit considérer le régime d'écoulement.

Considérons l'exemple d'écoulement d'un fluide dans une conduite

En régime laminaire :

L'écoulement s'effectue par couches pratiquement indépendantes. Entre deux filets fluides adjacents les échanges de chaleur s'effectuent donc : Par conduction uniquement si l'on considère une direction normale aux filets fluides. Par convection et conduction (négligeable) si l'on considère une direction non normale aux filets fluides.



Figure I.3 : écoulement laminaire

En régime turbulent : l'écoulement n'est pas unidirectionnel

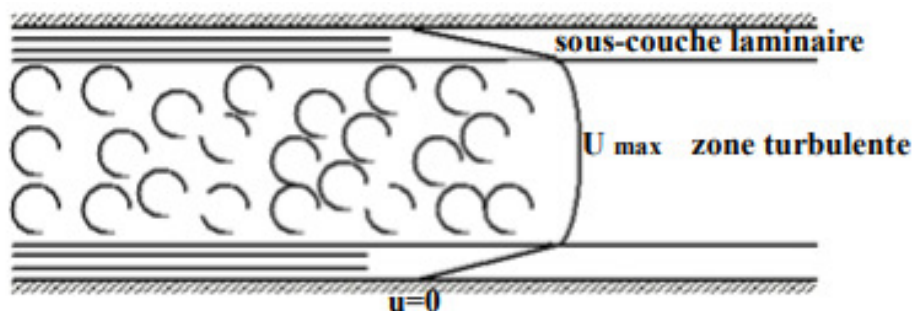


Figure I.4 : Sous-couche laminaire d'un écoulement turbulent

L'échange de chaleur dans la zone turbulente s'effectue par convection et conduction dans toutes les directions. On vérifie que la conduction est généralement négligeable. Par rapport à la convection.

I.1.4.2 Analogie de Reynolds :

De même qu'au niveau moléculaire on explique la viscosité des gaz par la transmission des quantités de mouvement des molécules lors des chocs intermoléculaires, on explique la chaleur par la transmission de la chaleur par la transmission d'énergie cinétique lors de ces mêmes chocs. Cette liaison intime des phénomènes de viscosité et de transfert de chaleur conduisent à l'analogie de Reynolds : dans un écoulement fluide avec transfert de chaleur dans un tube, le profil des vitesses et le profil des températures sont liés par une relation de similitude.

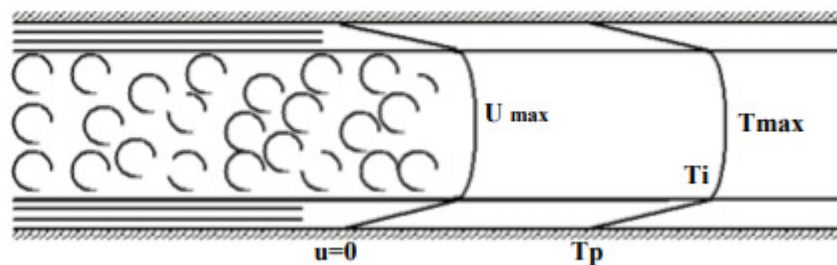


Figure I.5 : Analogie des transferts de quantité de mouvement et de la chaleur

I.1.5 Grandeurs Fondamentales Liées à La Convection :

Lorsqu'une étude de transfert de chaleur, faisant intervenir le phénomène de convection, est à réaliser, il est important de prédire le type de régime d'écoulement dans lequel nous nous trouvons : La convection peut être libre ou forcée et l'écoulement peut être laminaire ou turbulent. Dans ce but, deux grandeurs sans dimensions ont donc été définies : Le nombre de Reynolds **Re** et le nombre de Grashof **Gr**.

Le rapport $\frac{Gr}{Re^2}$ détermine le type de régime de convection :

$$\frac{Gr}{Re^2} > 1 \quad \text{La convection libre est prépondérante}$$

$$\frac{Gr}{Re^2} \ll 1 \quad \text{La convection forcée est prédominante}$$

Sinon, le régime est mixte et dans ce cas, la modélisation devient complexe. Il est alors nécessaire de procéder à des expérimentations à l'aide de prototypes (ou par calculs numériques).

- **Nombre de Reynolds :**
$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \dots\dots\dots(1)$$

Avec :

μ : Viscosité du fluide.

ρ : Masse volumique du fluide

D : Dimension caractéristique.

V : Vitesse du fluide.

- **Nombre de Grashof :**
$$Gr = \frac{\rho g \beta L^3 \Delta T}{\mu^2} \dots\dots\dots(2)$$

Avec :

β : Coefficient d'expansion thermique.

ΔT : Différence de températures entre la surface du solide et la surface libre du fluide.

L: Longueur caractéristique.

D'autres grandeurs sans dimension interviennent dans l'étude des écoulements de fluide accompagnés de transfert thermiques :

- **Nombre de Prandtl :**
$$Pr = \frac{\mu C_P}{\lambda} \dots\dots\dots(3)$$

- **Nombre de Nusselt :**
$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \dots\dots\dots(4)$$

Où D est une dimension caractéristique.

I.2 Les nano-fluides :

Les nano-fluides sont des solutions colloïdales composées des particules de taille nanométrique en suspension dans un fluide conventionnel. Un fluide conventionnel est tout corps qui n'est pas à l'état solide, donc constitué d'une seule phase : liquide ou gazeux.

Le terme nano-fluide est proposé par **Choi [1]** pour désigner la suspension des nanoparticules solides dans un liquide de base.

I.2.1 Les nanoparticules :

Les nanoparticules sont des éléments ayant une taille nanométrique, entre 1 et 100 nanomètres (1 nanomètre est 1000 millions de fois plus petite qu'un mètre) de différentes formes (sphériques, cylindriques, ...). L'échelle est de l'ordre des molécules.

I.2.1.1 Les nanoparticules les plus utilisés :**➤ Métalliques :**

- Le cuivre (Cu)
- L'argent (Ag)
- L'aluminium (Al)

Oxydes métalliques :

- L'oxyde d'aluminium (Al₂O₃)
- L'oxyde de cuivre (CuO)
- Le dioxyde de titane (TiO₂)

Non métalliques :

- Nanotubes de carbone (CNT)
- Le diamant (C)

I.2.1.2 Les fluides de base les plus utilisés sont :

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

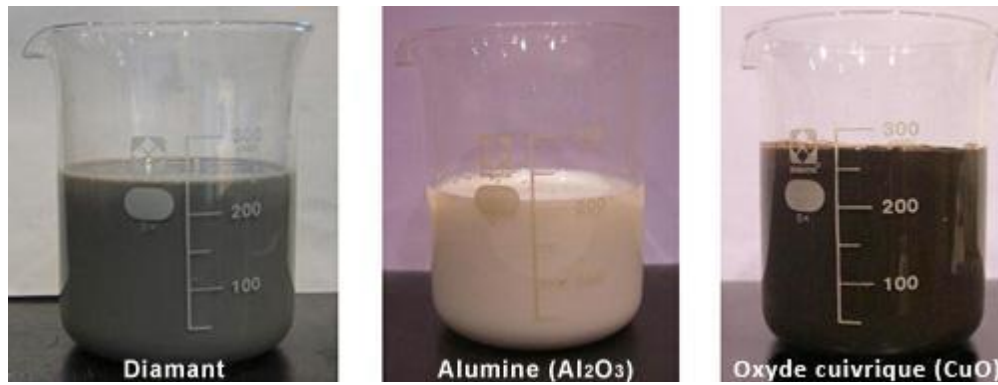


Figure I.6 : Exemples de nano-fluides avec seulement 1 % de nanoparticules.

I.3. Les avantages des nano-fluides :

- Une grande surface de transfert de chaleur entre les particules et les fluides.
- Haute dispersion et stabilité avec prédominance du mouvement Brownien des particules.
- Particules réduites de colmatage par rapport aux boues conventionnelles, favorisant ainsi la minimisation du système.

I.4. Les inconvénients des nano-fluides :

- Stabilité des nanoparticules dispersion.
- Chute de pression accrue et la puissance de pompage.
- Viscosité supérieure, chaleur spécifique basse.
- Le coût élevé des nano-fluides.
- Difficultés dans le processus de production.

I.5. Synthèse bibliographique :

Les problèmes de dissipation thermique ont une grande importance dans le domaine de l'industrie électronique l'étude et la maîtrise de ces problèmes été indispensable afin d'assurer les garanties de fonctionnement et la fiabilité. La génération excessive de la chaleur nécessite une bonne et suffisante évacuation de la chaleur, sinon la durée de vie des composants électroniques sera affectée par cette génération excessive de chaleur (**Bouttout, [3]**). Un grand nombre des travaux numériques et expérimentaux ont été effectué par les chercheurs et les scientifiques concernant la convection sous ses trois formes, parmi ces travaux :

Icoz et Jaluria [4]., ils ont fait une simulation numérique de la convection naturelle en deux dimensions, dans un canal rectangulaire ouvert et contenant deux sources de chaleur identiques (**Figure I.7**). L'objectif de cette étude est la simulation exacte. Les résultats indiquent que les dimensions du canal et la présence des ouvertures ont des effets considérables sur l'écoulement du fluide. Par contre leurs effets sur le transfert de chaleur sont relativement petits, l'augmentation de la hauteur du canal, donne un écoulement moins stable et par conséquent elle conduit à une diminution du nombre de Grashof critique. Conditions aux limites proches de la réalité dans un canal. Les effets de la température des sources, des dimensions du canal, de l'emplacement des sources ainsi que le début de l'instabilité

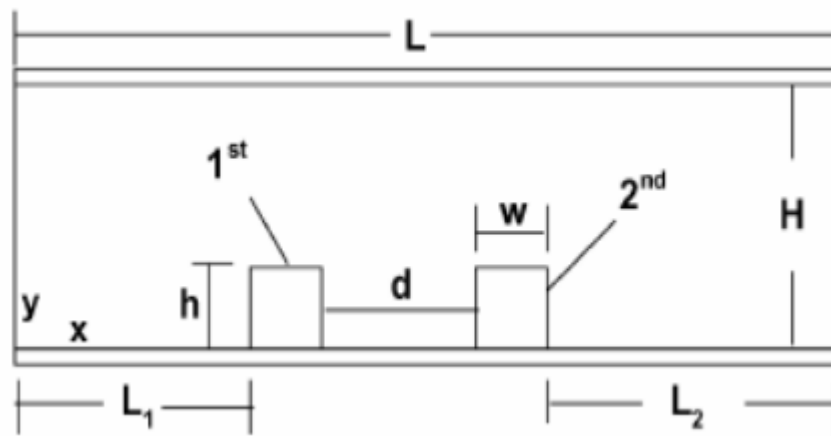


Figure I.7 : Canal horizontal contenant deux composants électroniques [4].

Une étude expérimentale de l'effet sur la convection de la distance entre une plaque chauffée discrètement et une autre placée parallèlement à la première était faite par **Manca et al. (2002)[5]**. Trois bandes de sources chaudes étaient localisées en différentes positions, et plusieurs paramètres sont mis en jeu. La distance b variant de 4 à 7 mm, entre les parois, deux différentes valeurs du flux de chaleur dissipée par les sources chaudes et plusieurs angles d'inclinaison des deux plaques ont été pris.

L'analyse a montré que pour des angles un peu plus grands que 85° , l'augmentation de b ne réduit pas la température de la paroi ; par contre, pour des angles très supérieurs à 85° , le résultat obtenu est totalement opposé.

Adel et Rachid [6]. Ont étudié numériquement le refroidissement par convection mixte des composants électroniques montés dans un canal rectangulaire horizontal. Ils ont étudié l'effet de nombre de Richardson, l'effet de variation des dimensions de l'élément de blocage effet de la position de l'élément de blocage et ainsi que l'effet de blocage partiel de l'écoulement sur le transfert de chaleur. Ils ont trouvé que le transfert de chaleur augmente avec le nombre de Richardson et aussi lorsqu'un élément de blocage est utilisé. Ils ont aussi trouvé que l'emplacement de l'élément de blocage entre les deux composants est très favorable pour l'amélioration de transfert de chaleur.

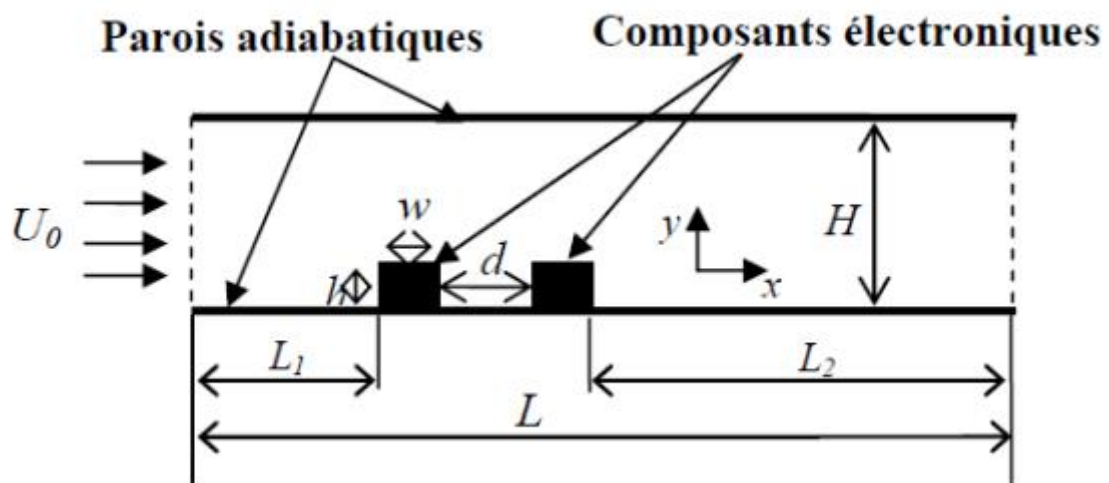


Figure I.8 : Canal Horizontal contenant deux composants électroniques [6]

Bazylak et al. [7]. Ont fait une analyse numérique estimative du transfert de chaleur dû à des sources disposées sur la paroi inférieure d'une enceinte horizontale. Ils ont trouvé que les taux optimums de transfert de chaleur et le début de l'instabilité thermique dépendent de la longueur et de l'espacement des sources et du rapport d'aspect de l'enceinte. La transition du régime conductif au régime convectif est caractérisée par une gamme de valeurs du nombre de Rayleigh ; et cette dernière diminue en augmentant la longueur de la source. Seulement, pour de petites longueurs de la source la structure de la cellule de Rayleigh –Bénard se transforme en de petites cellules larges, ce qui veut dire que nous sommes en présence d'un important transfert de chaleur à la suite duquel, une bifurcation caractérisée par l'existence d'instabilités dans le système physique a été obtenue.

Une étude analytique de la convection naturelle dans un canal vertical contenant des sources de chaleur a été faite par **Gunes (2003) [8]**. Ce dernier a tiré des expressions

analytiques décrivant les variations des champs de variables en régime stationnaire, en deux et en trois dimensions. Il a trouvé que pour de petits nombres de Grashof, ces expressions sont en excellent accord avec les solutions numériques dans tout le domaine de calcul. L'expression analytique du débit volumique à travers le canal et la variation du nombre de Nusselt a été obtenue par l'auteur.

Mina Shahi et al [9] ont fait Une recherche numérique sur la convection mixte dans une cavité carrée avec une entrée et une sortie en utilisant un nano-fluide (Cu-eau) (**figure I.9**), la paroi inférieure est soumise à un flux de chaleur constant. L'étude a été effectuée en variant le nombre de Reynolds de 50 jusqu'à 1000, le nombre de Richardson entre 0 et 10 et la fraction volumique de 0 jusqu'à 0.05. Les résultats obtenus indiquent que l'augmentation de la concentration des nanoparticules mène à l'augmentation du nombre de Nusselt moyen et à diminuer la température moyenne.

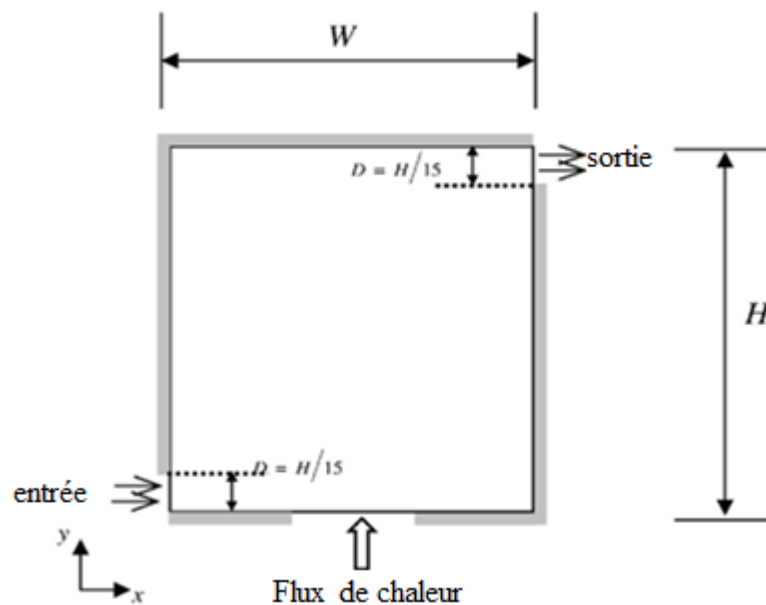


Figure I.9 : Schéma d'une cavité carrée avec des orifices d'entrée et de sortie.[9]

Furukawa et Yang [10] ont développé une méthode numérique pour connaître le comportement thermique d'un fluide s'écoulant entre deux plans parallèles où se trouvent des blocs générateurs de chaleur (sources de chaleur). Le système simule les passages de l'air de refroidissement à ces blocs dans un ensemble de circuits électroniques. Les résultats révèlent qu'à des valeurs basses du nombre de Reynolds, l'écoulement atteindra un état qui est complètement développé en un certain bloc à l'entrée et que la conductivité thermique de la plaque et la résistance thermique de contact entre l'élément

générateur de chaleur et cette plaque a un impact considérable sur les performances thermiques.

Mohamed [11] a fait une investigation expérimentale dans le but de connaître les caractéristiques du refroidissement à air dans un dispositif de refroidissement. Quatre dispositifs de 9, 16, 25 et 36 modules placés dans la même région et mis en saillie. Les résultats indiquent que le coefficient de transfert de chaleur moyen augmente légèrement avec l'augmentation de la température du dispositif du module, mais l'augmentation est considérablement plus élevée avec l'augmentation des vitesses d'écoulement de l'air et de la hauteur du module.

Icoz et Jaluria [12]. Ont élaboré une méthodologie pour la conception et l'optimisation des systèmes de refroidissement des équipements électroniques. Dans cette approche, les données expérimentales ou de modélisation numérique, notamment, le nombre Reynolds et la dimension des composants ont été utilisés pour obtenir une conception acceptable et optimale. Deux configurations simples ont été utilisées pour démontrer cette approche, (**Figure I.10.a**) et (**Figure I.10.b**). Cette investigation montre qu'on peut utiliser les résultats qui permettent de réaliser des géométries adéquates et optimales dans le but d'avoir le meilleur dispositif de refroidissement des composants électroniques.

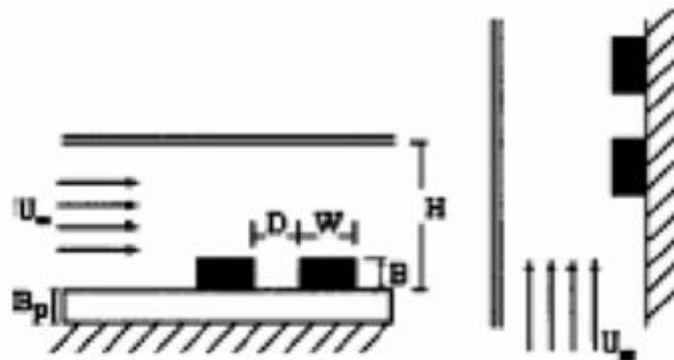


Figure I. 10.a: Canaux horizontal et vertical contenant des composants électroniques [12]

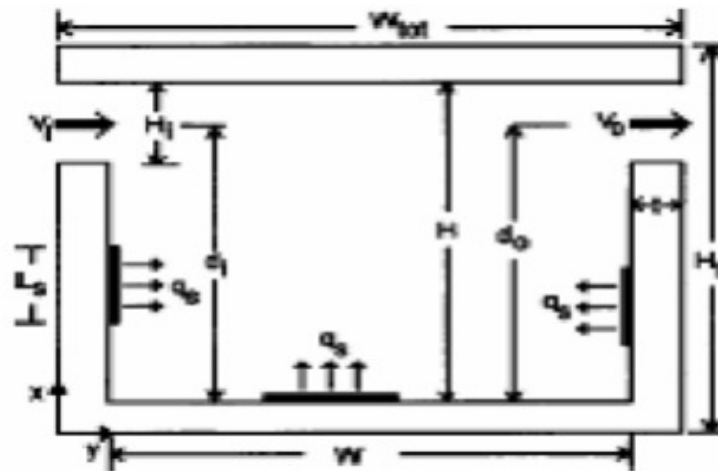


Figure I.10.b : Cavité carrée contenant des sources de chaleur [12]

Hang Xu et Ioan Pop [13] ont fait une analyse numérique de la convection mixte dans un canal vertical rempli de nano-fluides (figure I.11), en étudiant analytiquement la flottabilité ainsi que l'effet de la fraction de volume des nanoparticules sur la distribution de la température et de la vitesse. Ils ont constaté que le gradient de pression et de flottabilité sont orientés dans la direction de déplacement des nanoparticules et que le gradient de température varie linéairement. Dans chaque région les profils de la vitesse demeurent semblables pour diverse valeurs de Ra.

On outre la fraction de volume à des effets non négligeables sur du transfert de la chaleur et la masse fluide.

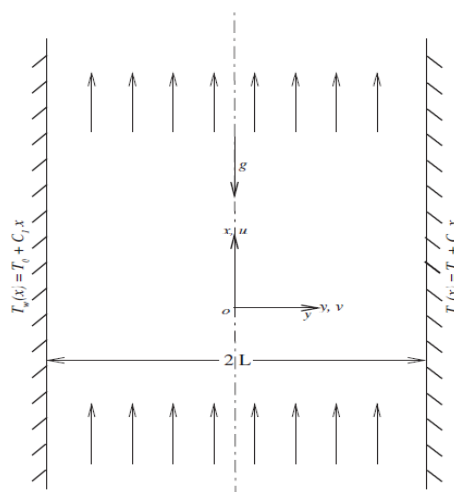


Figure I.11 : Schéma d'un canal vertical rempli de nano-fluides [13]

Habchi et Acharya [14] ont fait une investigation numérique de la convection mixte de l'air dans un canal vertical (**Figure I.12**), contenant un obstacle sur l'une de ses parois supposées chauffée, alors que l'autre est considérée comme adiabatique ou chauffée aussi (deux cas). Les résultats indiquent qu'à de faibles valeurs du nombre Richardson, le maximum de la vitesse se trouve à proximité de la paroi adiabatique et de la paroi chaude lorsque Ri augmente. Un écoulement inverse est prédit derrière l'obstacle, où les variations de température sont faibles. Le nombre de Nusselt moyen en amont et au niveau de l'obstacle augmente lorsque Ri diminue. Derrière cet obstacle, le nombre de Nusselt diminue lorsque le nombre Grashof augmente. Pour les deux cas, les nombres de Nusselt moyens sont plus petits que ceux dans un conduit lisse.

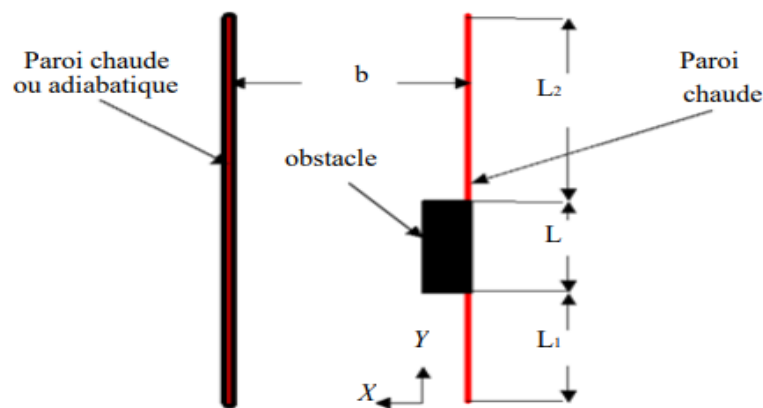


Figure I.12: Canal vertical contenant un obstacle rectangulaire sur sa paroi chaude [14].

A. Mansour et R.A. Mohamed [15] ont fait une étude numérique de la convection mixte dans une cavité carrée partiellement chauffée du bas par une source de chaleur (figure I.13). Les effets de la variation du nanofluide (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 a une amélioration du transfert de chaleur.
- A mesure que la longueur de la source de chaleur augmente la température du nanofluide 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).

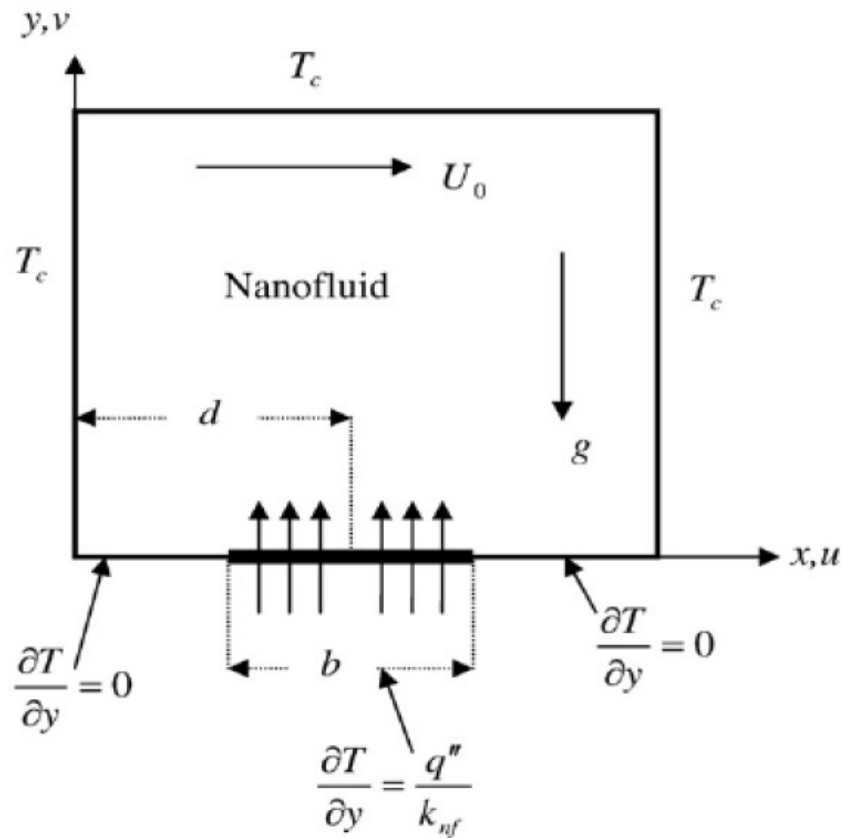


Figure I.13 : Schéma d'une cavité carrée partiellement chauffée [15]

I.6. Conclusion :

Dans ce premier chapitre, nous avons présenté des notions sur le mode transfert de chaleur par convection, et quelques exemples de ces applications ainsi les définitions nécessaires des nanofluides et ces avantages et inconvénients. Une synthèse bibliographique est consacrée à une revue des différents travaux pour mieux comprendre les caractéristiques de l'écoulement du transfert thermique et les problèmes d'évocation de chaleur par convection naturelle, forcée ou mixte.

Chapitre II

Position du problème et modèle mathématique

II.1. Introduction :

La caractéristique essentielle du transfert de chaleur par convection est le transport de l'énergie par mouvement moléculaire, ce que l'on appelle par « diffusion », et par mouvement macroscopique du fluide, ce que l'on appelle par « advection ». En mécanique des fluides, on suppose que le fluide est un milieu continu, ce qui permet d'utiliser les lois classiques de conservation.

Ce chapitre est consacré à la mise en équations du problème considéré en utilisant les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Ces dernières expriment les principes fondamentaux de la physique. On commence par une description et présentation de problématique et les conditions aux limites puis on passe à l'écriture des équations gouvernantes.

II.2. Position du problème :

La géométrie du problème considéré est schématisée par la **figure (II.1)**. il s'agit d'une cavité carrée bidimensionnelle, de côté H contenant deux composants électroniques (sources de chaleur) montés à la paroi inférieure, Les parois verticales et inférieure sont considérés adiabatiques vis-à-vis du milieu extérieur.

Par contre la paroi supérieure est supposé mobile avec une vitesse constante adimensionnelle U et à une température égale à T (température froide), un nanofluide (eau+argent) s'écoule à l'intérieur de cette cavité pour refroidir les composants électroniques. Chacun de Ces derniers sont maintenus à une température constante égale à T_c (température chaude).

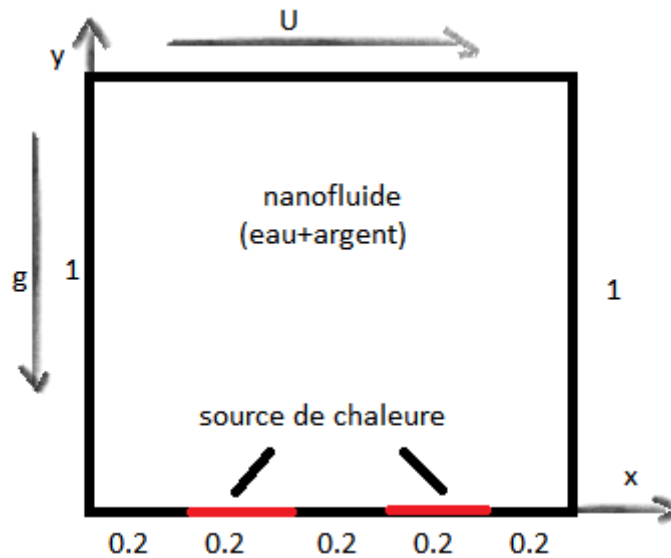


Figure II.1: Géométrie du problème considéré.

II.3. Propriétés thermo-physiques de nanofluides :

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

Propriétés Thermo -physiques	Fluide de base (eau)	Ag
C_p (J. kg ⁻¹ . K ⁻¹)	4179	235
ρ (kg. m ⁻³)	997,1	10500
K (W. m ⁻¹ .K ⁻¹)	0,613	429
β (K) 10 ⁶	210	19,7
α (m ² .s ⁻¹) 10 ⁷	1,47	1738,6

Tableau II. 1 : Propriétés physiques de l'eau et des nanoparticules Ag données à T =25°C.

- La fraction volumique des nanoparticules. Notée φ désigne le rapport du volume des nanoparticules sur le volume total (fluide + solide) :

$$\varphi = \frac{\text{volume solide}}{\text{volume de nanofluide}} = \frac{v_s}{v_f + v_s} \dots\dots\dots(\text{II.1})$$

- La masse volumique de nano-fluide est donné par :

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_f + \varphi\rho_s \dots\dots\dots(\text{II.2})$$

ρ_f : La masse volumique de fluide de base

ρ_s : La masse volumique des nanoparticules solides

- La viscosité dynamique d’après le modèle de Brinkman [16] est donné par :

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1-\varphi)^{2,5}} \dots\dots\dots(\text{II.3})$$

- La capacité calorifique et le coefficient d’expansion thermique sont donnés d’après Khanafer [17] comme suit :

$$(\rho C_p)_{nf} = (1 - \varphi)(\rho C_p)_f + \varphi(\rho C_p)_s \dots\dots\dots(\text{II.4})$$

$$(\rho\beta)_{nf} = \varphi\rho_s\beta_s + (1 - \varphi)\rho_f\beta_f \dots\dots\dots(\text{II.5})$$

$(\rho C_p)_{nf}$, $(\rho C_p)_f$, $(\rho C_p)_s$ désignent respectivement les chaleurs spécifiques du nanofluide, du fluide de base et des nanoparticules.

La capacité calorifique est estimée aussi par la relation de Xing et Gu [18] comme suit :

$$(C_p)_{nf} = (1 - \varphi)(C_p)_f + \varphi(C_p)_s \dots\dots\dots(\text{II.6})$$

Et le coefficient d’expansion thermique par :

$$(\beta)_{nf} = \varphi\beta_s + (1 - \varphi)\beta_f \dots\dots\dots(\text{II.7})$$

- La conductivité thermique effective du nano-fluide est approximée par le modèle de Maxwell [19]. La formule de Maxwell se présente sous la forme :

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_s + 2k_f + 2(k_s - k_f)\varphi}{k_s + 2k_f - (k_s - k_f)\varphi} \dots\dots\dots(\text{II.8})$$

Où k_{nf} , k_f et k_s désignent respectivement les conductivités thermiques du nano-fluide, du fluide de base et des particules solides.

II.4. Hypothèses simplificatrices :

Les hypothèses simplificatrices retenues dans notre étude sont les suivantes :

- Le fluide de base utilisé est un fluide newtonien, incompressible.
- Le nano-fluide est supposé incompressible, l'écoulement est laminaire, stationnaire et bidimensionnel.
- Les propriétés thermo-physiques du nano-fluide sont constantes, sauf pour la variation de la masse volumique dans le sens vertical (selon y), qui est estimée par l'hypothèse de Boussinesq $\rho = \rho_0(1 - \beta(T - T_0))$

T0 : Température de référence.

β : Le coefficient d'expansion thermique à pression constante.

ρ0 : Masse volumique du fluide à T0

II.5. Équations gouvernantes du problème :

II.5.1 Équation de conservation de la masse (Équation de continuité) :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \dots\dots\dots(\text{II.9})$$

II.5.2. Équations de conservation de quantité de mouvement :

Selon OX :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = - \frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \dots\dots\dots(\text{II.10})$$

Selon OY:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = - \frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \frac{(\rho\beta)_{nf}}{\rho_{nf}} g(T - T_0) \dots\dots\dots(\text{II.10})$$

II.5.3. Équation de l'énergie :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_{nf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \dots\dots\dots(\text{II.11})$$

Avec :

$$\alpha_{nf} = \frac{k_{nf}}{(\rho C_p)_{nf}}$$

α_{nf} : Diffusivité thermique de nanofluide

II.5.4. Conditions aux limites sous forme dimensionnelle :

Condition	u	v	T
Paroi supérieure	U	0	T ₀
Parois verticale et inférieure	0	0	$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$
Sources de chaleurs	0	0	T _c

Tableau II.2 : conditions aux limites dimensionnelles

II.6. Fonction de courant :

La représentation graphique des écoulements se fait souvent à l'aide des lignes de courant. Ces lignes sont tangentes en tous points au champ de vitesses. Les lignes de courant sont représentées par les fonctions de courant (Ψ) défini par les relations suivantes:

$$u = \frac{\partial \Psi}{\partial y} \qquad v = -\frac{\partial \Psi}{\partial x}$$

II.7. Forme adimensionnelle des équations :

L'emploi des variables adimensionnelles dans les équations permet une meilleure approche de la réalité des phénomènes physiques, car elles sont indépendantes du système d'unités de mesure utilisé pour les étudier. Afin d'écrire les équations précédentes sous forme adimensionnelle, il est nécessaire de définir les variables réduites suivantes :

$$\begin{aligned}
 X &= \frac{x}{d} & Y &= \frac{y}{d} & U &= \frac{u}{u_0} \\
 V &= \frac{v}{u_0} & P &= \frac{P}{\rho_{nf} u_c^2} & \theta &= \frac{T - T_0}{T_c - T_0}
 \end{aligned}$$

II.7.1. Équation de conservation de la masse :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \dots\dots\dots (II.12)$$

II.7.2. Équations de conservation de quantité de mouvement :

Selon X :
$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf} \nu_f} \frac{\nu^*}{Re} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \dots\dots\dots (II.13)$$

Selon Y :

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf} \nu_f} \frac{\nu^*}{Re} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \frac{Ri}{\rho_{nf}} \left((1 - \varphi) \rho_f + \varphi \rho_s \frac{\beta_s}{\beta_f} \right) \theta \dots (II.14)$$

II.7.3. Équation de l'énergie :

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = k^* \frac{\alpha_{nf}}{\alpha_f} \frac{1}{Re Pr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \dots\dots\dots (II.15)$$

$$K^* = \frac{k}{k_f} = (\text{fini} \rightarrow \text{pour chaque composante})$$

(1 → dans le domaine fluide)

$$\nu^* = \frac{\nu}{\nu_f} = (\infty \rightarrow \text{sur chaque composante})$$

(1 → dans le domaine fluide)

II.7.4. Conditions aux limites sous forme adimensionnelle :

Condition	U	V	θ
Paroi supérieure	1	0	0
Parois verticales et inférieure	0	0	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$
Sources de chaleurs	0	0	1

Tableau II.3: conditions aux limites adimensionnelles.

II.7.5. Nombres adimensionnels :

La mise sous forme adimensionnée des équations gouvernant notre problème fait apparaitre trois nombres adimensionnels qui seront utilisés le long de ce travail.

- **Le nombre de Grashof (Gr)** : traduit le rapport des forces de gravité sur les forces visqueuses.

$$Gr = \frac{g\beta_f(T_c - T_0)H^3}{\nu_f^2}$$

- **Le nombre de Reynolds (Re)** : caractérise le régime de l'écoulement (laminaire, transitoire, turbulent) :

$$Re = \frac{u_0 H}{\nu_f}$$

- **Le nombre de Richardson (Ri)** : qui traduit le type de la convection (naturel, forcée, ou mixte) :

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} = \frac{g\beta_f(T_c - T_0)H}{u_0^2}$$

- **Le nombre de Prandtl (Pr)** : est un nombre purement caractéristique du fluide qui traduit le rapport de la diffusion de la quantité de mouvement à la diffusion thermique :

$$Pr = \frac{\nu_f}{\alpha_f}$$

- **Le nombre de Nusselt (Nu)** : dans les phénomènes caractérisés par un mode de transfert par convection, il est nécessaire d'introduire un nombre adimensionnel dit nombre de Nusselt afin d'évaluer quantitativement la chaleur échangée entre le fluide et les parois solide, ce nombre représente le rapport entre le flux de chaleur convectif et le flux diffusif

$$Nu = \frac{\text{flux conv}}{\text{flux cond}} = \frac{hS\Delta T}{k_f S \frac{\Delta T}{d}} = \frac{hd}{k_f}$$

Ou h est le coefficient d'échange convectif, k_f la conductivité du fluide, et d c'est la hauteur de composant. Le nombre de Nusselt est défini localement le long d'une paroi d'ailette comme suit :

$$Nu(N) = - \left(\frac{k_{nf}}{K_f} \right) \frac{\partial \theta}{\partial N} \Big|_{\text{composant chaude}}$$

N représente les coordonnées sans dimension (X ou Y).

Le nombre de Nusselt moyen est déterminé en intégrant le nombre de Nusselt local sur les surfaces des ailettes :

$$\overline{Nu} = \frac{1}{H} \int_0^H Nu(N) dN$$

II.8. Conclusion :

Dans ce chapitre ont a présenté la géométrie de notre cas d'étude ainsi la citation des propriétés thermophysique de nanofluide utilisé (eau+argent), les hypothèses simplificatrices retenus et les équations gouvernantes du notre problème puis les conditions aux limites. Dans le prochain chapitre, nous présentons la méthode numérique de notre modèle mathématique.

Chapitre III : Résultats et discussions

III.1. Introduction :

Ce chapitre est consacré à la présentation et à l'interprétation des différents résultats obtenus de l'étude numérique de la convection mixte dans une cavité carrée munie de deux composantes électroniques (source de chaleur) placées à la paroi inférieure. Une étude de la sensibilité au maillage ainsi qu'une confrontation des résultats qui nous ont été effectuées.

L'objectif principal de cette étude est d'examiner l'influence de la variation de certains paramètres tels que l'effet du nombre de Reynolds et de la fraction volumique ainsi que le nombre de Grashof sur le comportement dynamique et thermique de l'écoulement. Les principaux résultats sont présentés en termes de lignes de courant, d'isothermes et du nombre de Nusselt moyen.

III.2. choix du maillage :

Pour examiner et évaluer l'indépendance du maillage sur la solution numérique, cinq maillages uniformes sont considérés : 40x40, 60x60, 80x80, 100x100, 120x120 nœuds, pour un nano-fluide (eau-ag), avec $\phi = 0.04$, $Gr = 10^4$ et $Re = 100$.

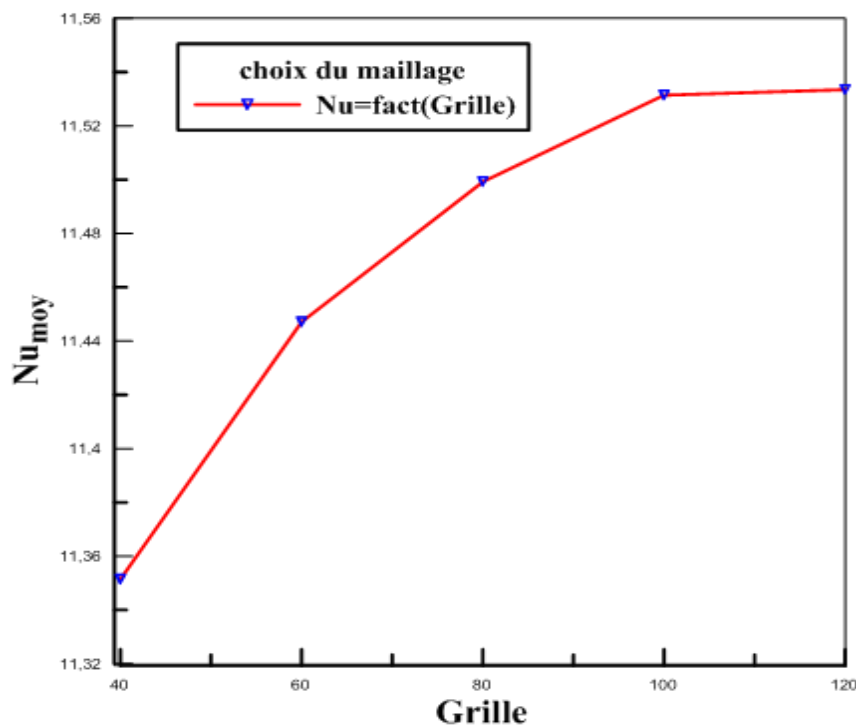
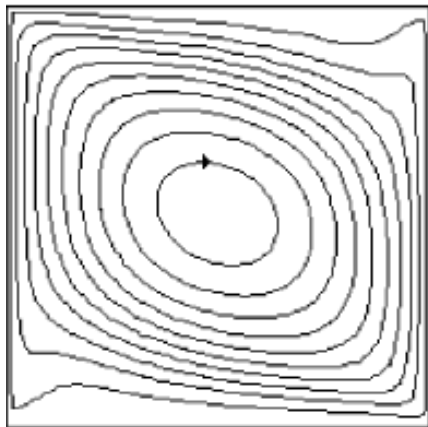


Figure III.1 : influence de la taille du maillage sur le nombre de nusselt moyen pour $Re=100$, $\phi=0.04$, $Gr=10^4$

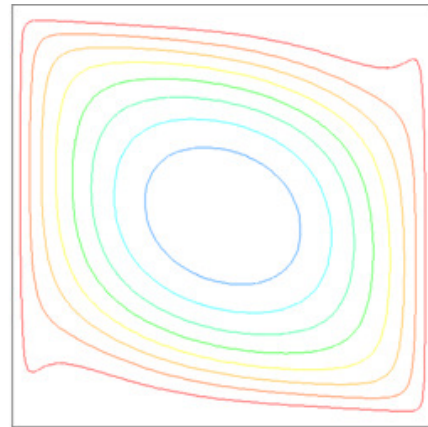
La (figure III.1), qui représente la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction des différents maillages, montre que les écarts entre des solutions numériques correspondant aux maillages (100x100) et (120x120) sont insignifiants, et pour faire le compromis entre la précision et le temps de calcul nous avons opté pour le maillage 100x100 nœuds.

III.3. Validation des résultats :

Pour donner plus de crédibilité à ce travail, il est nécessaire de développer une validation du code de calcul en comparant les résultats ainsi obtenus avec les résultats de l'étude précédente. Pour cela, nous avons retenu une étude de Hakan F. Oztop Ihsan Dagtekin [20]. Qui ont étudié numériquement Le problème de la convection mixte bidimensionnelle en régime permanent dans une cavité carrée verticale à deux côtés, chauffée de façon différentielle par un couvercle, Les parois mobiles gauche et droite sont maintenues à des températures constantes différentes tandis que les parois supérieure et inférieure sont thermiquement isolées. Pour un nombre de Richardson $Ri=0.1$ et $Gr=10^4, \phi=0.04$. Les résultats de la comparaison sont présentés par les figures ci-dessous.

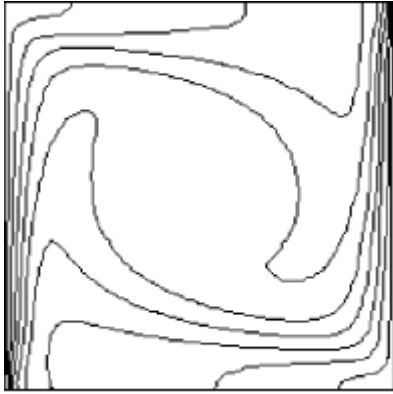


Simulation de Hakan F. Oztop Ihsan Dagtekin

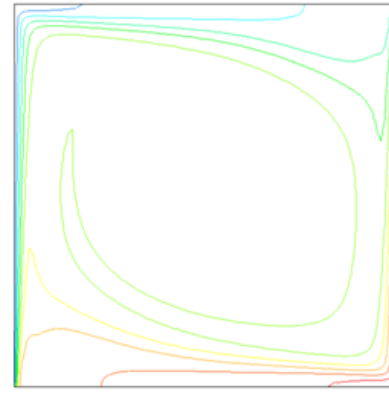


Nos simulations

Figure III.2 : Comparaison entre les Contours de fonction de courant



Simulation de Hakan F. Oztop Ihsan Dagtekin



Nos simulations

Figure III.3 : Comparaison entre les Contours des isothermes.

III.4. Résultats et discussion :

III.4.1. Influence de la fraction volumique :

Dans cette partie, on examine l'influence de la fraction volumique (Φ) des nanoparticules sur les champs dynamique et thermique. Ceci, est représenté par les figures (III.4) et (III.5) donnant les lignes de courant et les contours d'isothermes, qui sont les résultats de nos simulations, faites pour un nombre de Grashof ($Gr = 10^4$) et un nombre de Reynolds ($Re = 100$), en utilisant un nano-fluide (Ag-Eau) à différentes fractions volumique des nanoparticules de (Ag) allant de 0 jusqu'à 0.06.

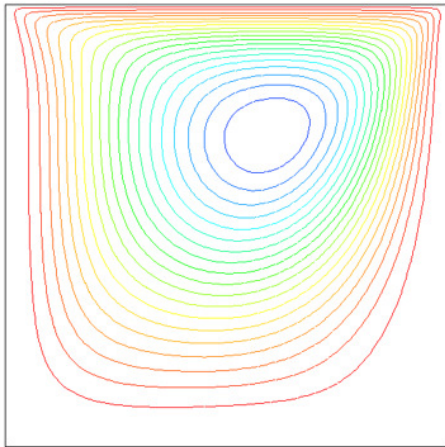
L'illustration des contours de la fonction de courant par la figure III.4 montre que à ($\phi=0, 0.02, 0.04, 0.06$) on enregistre presque les mêmes contours. Au même pour la concentration d'isothermes comme la montre dans la figure III.5, ce qui caractérise un régime de transfert dominé par la convection à proximité des composants électroniques.

Le profil de vitesse (V) et de température illustrée dans les figure III.6 et III.7, ne présente pas une variation notable pour les différentes fractions volumique ($\Phi=0, 0.02, 0.04, 0.06$). Cela peut être expliqué par la stabilisation du champ dynamique et thermique.

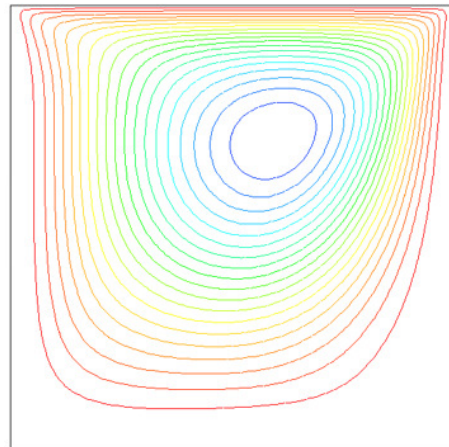
La figure III.8 indique que le nombre de Nusselt moyen total de deux composants augment avec l'augmentation de la fraction volumique, cela et dû à l'augmentation de la diffusion de chaleur, a cause de l'augmentation de la conductivité de nano-fluide.

a) Champs d'écoulement :

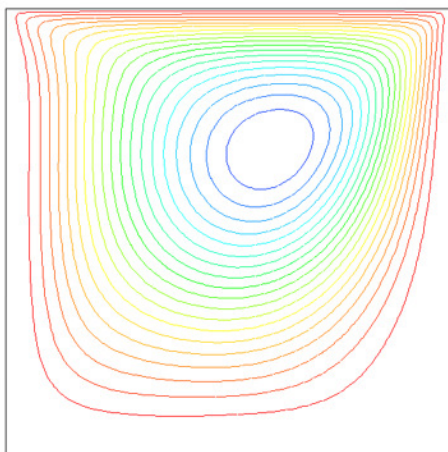
$\varphi=0$



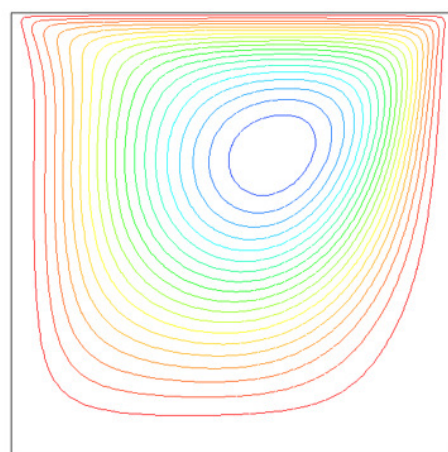
$\varphi=0.02$



$\varphi=0.04$

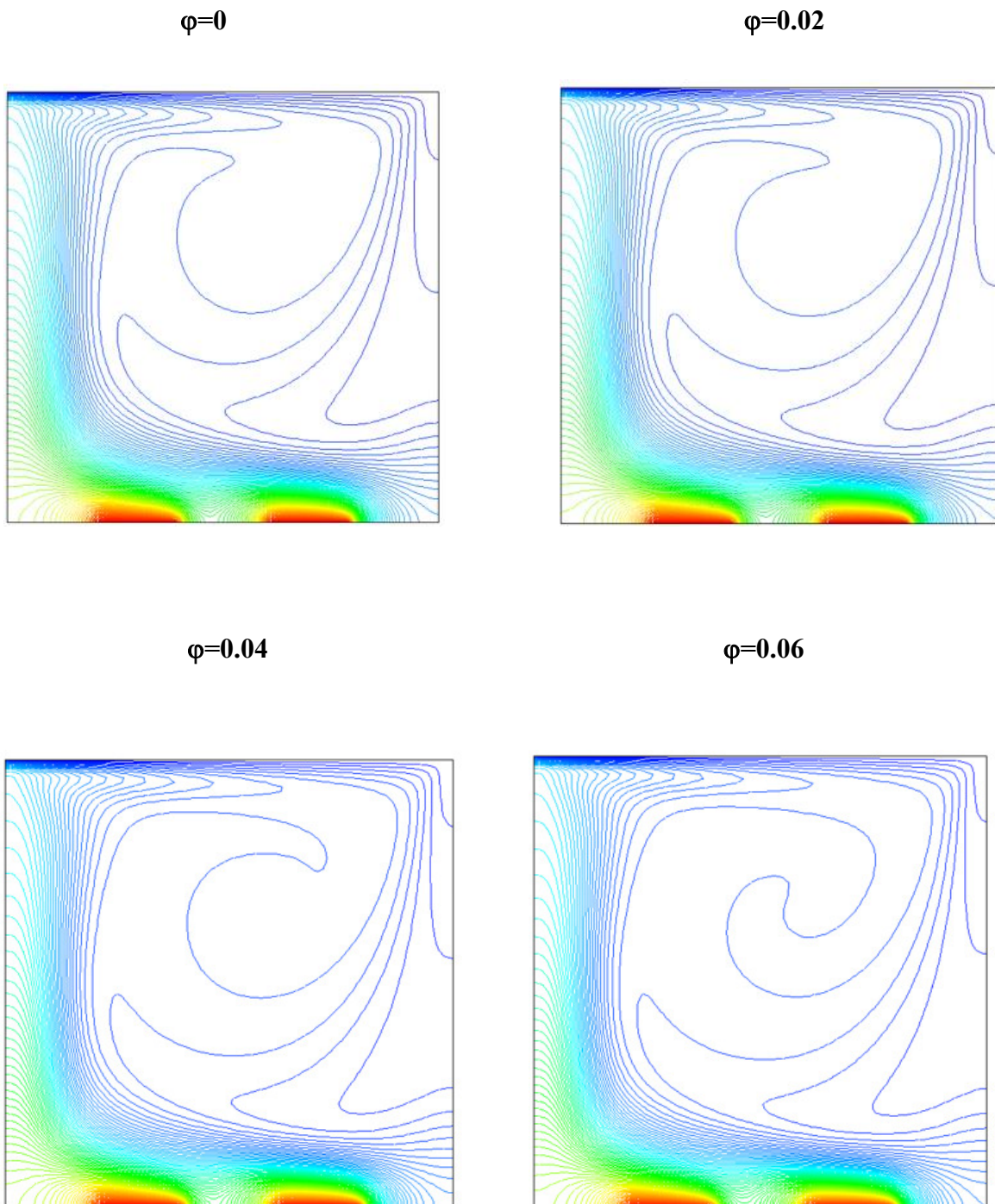


$\varphi=0.06$



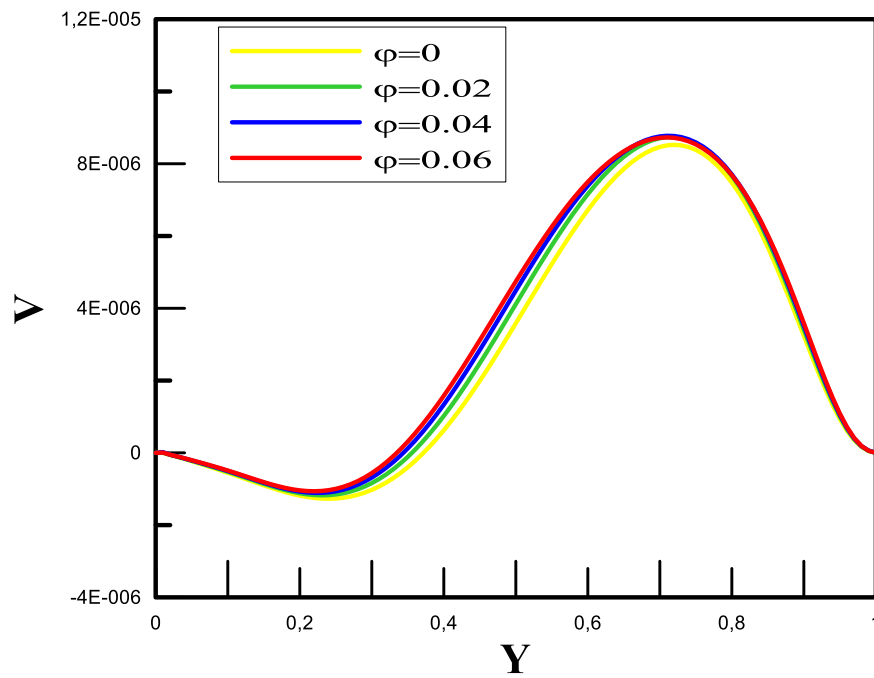
Figures (III.4) : Les lignes de courants pour différentes fractions volumiques à $Re=100$ et $Gr=10^4$

a) Champs thermique :



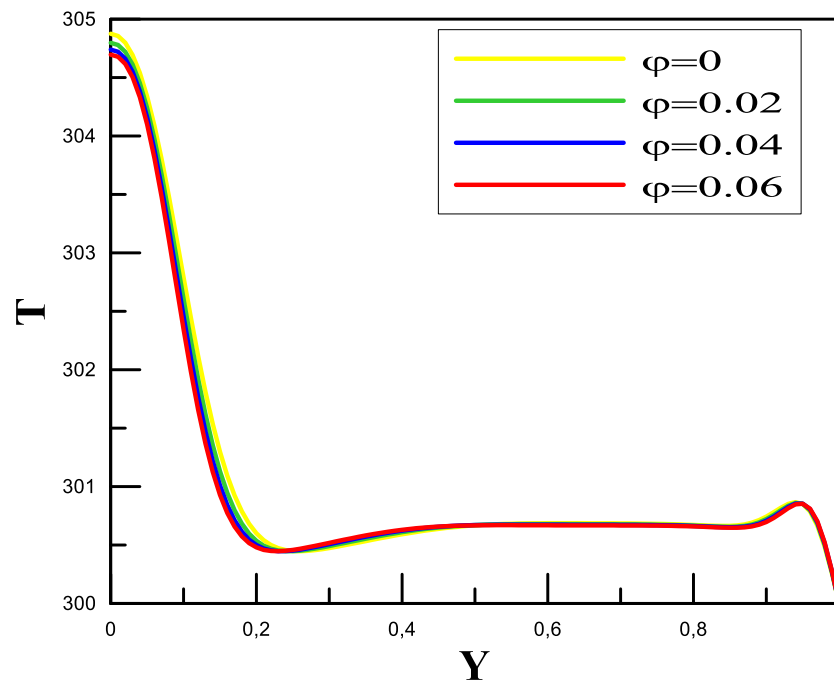
Figures (III.5) : Les lignes d'isothermes pour différentes fractions volumiques à $Re=100$ et $Gr=10^4$

b) Profil de vitesse :



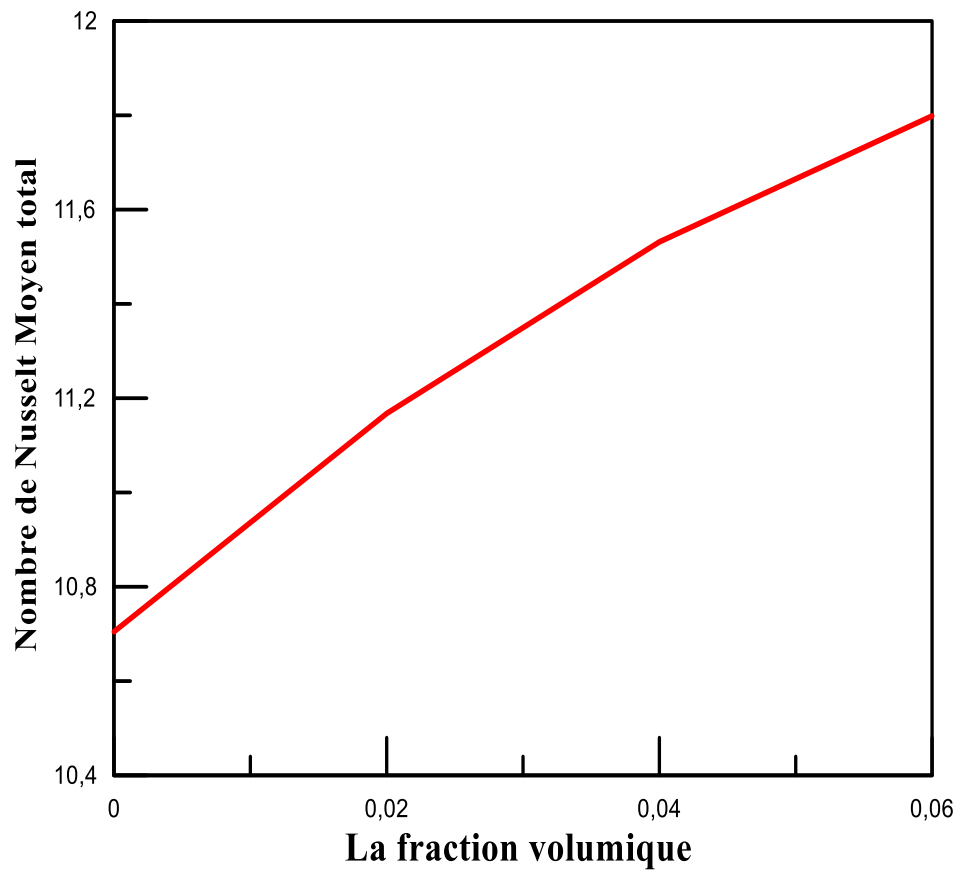
Figures (III.6) : Profil de vitesse $V = f(Y)$ pour différentes fractions volumiques à $Re=100$ et $Gr=10^4$ et $X=0.5$

c) Profil de température :



Figures (III.7) : profil de température $T = f(Y)$ pour différentes fractions volumiques à $Re=100$ et $Gr=10^4$ et $X=0.5$

d) Nombre de Nusselt moyen total :



Figures (III.8) : Variation du nombre de Nusselt moyen total (composants 1+2) en fonction de la fraction volumique pour $Re=100$ et $Gr=10^4$

III.4.2. influence de nombre de Reynolds :

Afin d'analyser l'effet du nombre de Reynolds sur le champ d'écoulement et le champ thermique, dans notre simulation on a fixée le nombre de Grashof à ($Gr=10^4$) et la fraction volumique à ($\varphi=0.04$) et on change la valeur de Reynolds ($Re= 1, 20, 50, 100, 200, 500$).

La **figure** (III.9) et figure (III.10) montre l'évolution des contours des lignes de courant et d'isothermes pour différents nombres de Reynolds.

Pour les nombres de Reynolds ($Re= 1, Re= 20$), on constate que l'écoulement dans la cavité carré, est caractérisé par une structure cellulaire, une grande cellule de convection dominante occupe presque toute la cavité. En augmentant le nombre de Reynolds $Re= 50$, jusqu'à $Re= 500$, l'écoulement est toujours cellulaire. On remarque que la taille de cette cellule est réduite et les lignes de courant s'approchent à la paroi supérieure mobile, Ce qui affirme le rapprochement du mode de transfert de chaleur par convection forcée mais restant dans la marge de la convection mixte.

Pour les isothermes, à faible nombres de Reynolds ($Re = 1$ et $Re = 20$) les lignes sont parfaitement symétriques, au fur et à mesure que le nombre de Reynolds augmente, les isothermes sont entraînées vers la gauche a cause de l'augmentation des forces d'inertie.

Le profil de vitesse (V) illustré dans la figure (III.11), nous pouvons voir clairement que la vitesse augmente avec l'augmentation de nombre de Reynolds. Et pour les vitesses présentées négativement c'est à cause de la zone de recirculation.

La figure (III.12) montre la distribution de la température (T), on constate que la température du nano-fluide diminue lorsque le nombre de Reynolds augmente. On remarque aussi qu'au centre de cavité les températures ont tendance à se stabiliser, cela est dû au rapprochement des lignes d'isothermes sur les parois de cavité (concentration des échanges thermiques sur les parois).

Le taux de transfert global représenté par le nombre de Nusselt moyen total des deux composants est en amélioration progressive pour des nombres de Reynolds croissant comme le montre la figure (III.13).

a) Champs d'écoulement :

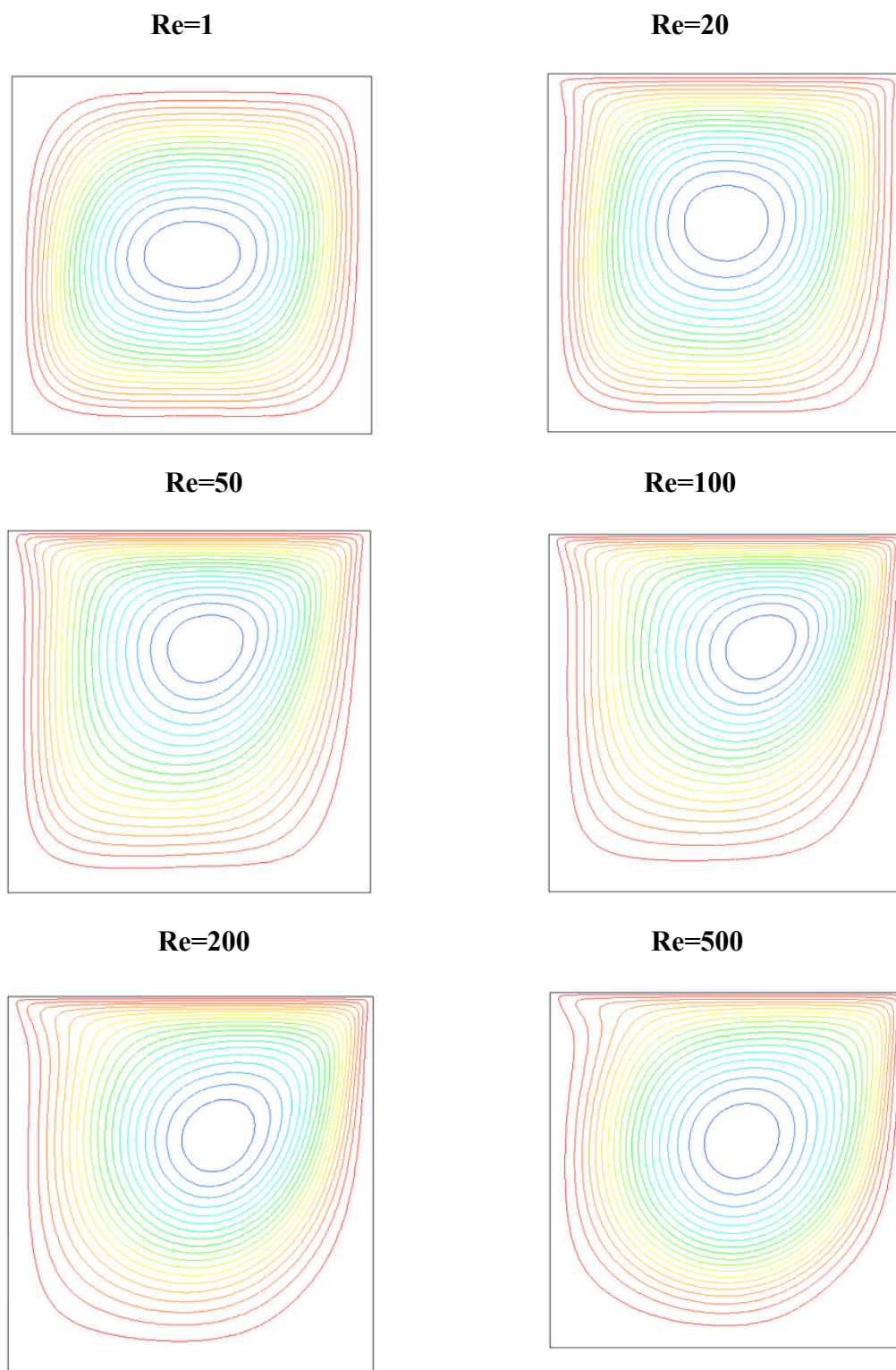


Figure (III.9) : Les lignes de courants pour différents nombres de Reynolds à $Gr=10^4$ et $\phi=0.04$

b) Champs thermique :

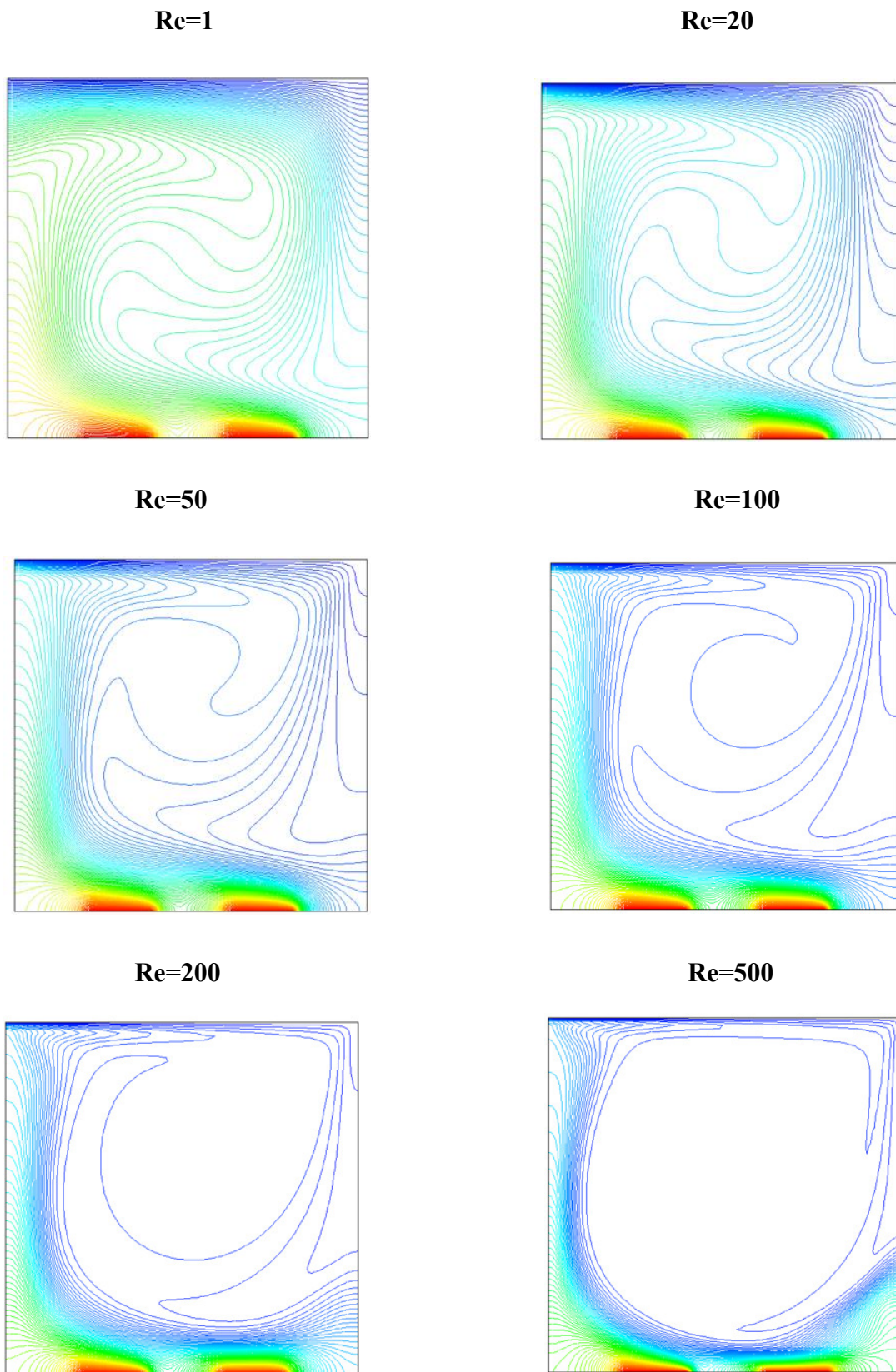
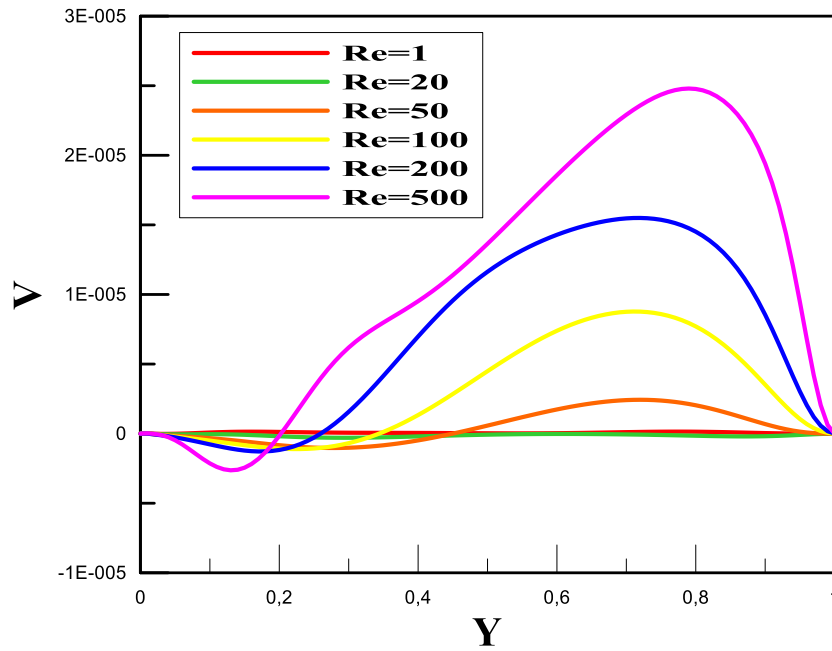


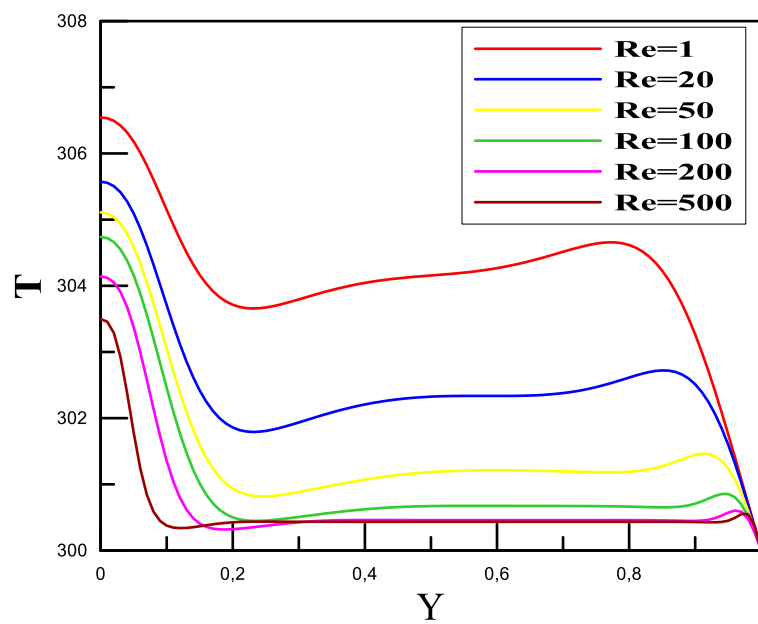
Figure (III.10) : Les lignes d'isothermes pour différents nombres de Reynolds à $Gr=10^4$ et $\varphi=0.04$

c) Profils de vitesse :



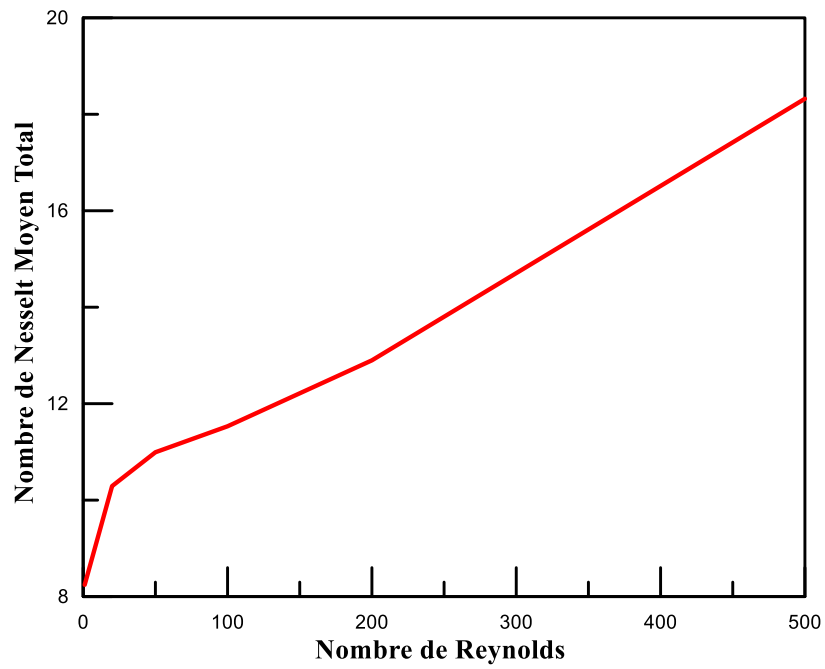
Figures (III.11) : Profile de vitesse $V = f(Y)$ pour différents nombres de Reynolds à $Gr=10^4$ et $\phi=0.04$ et $X=0.5$

d) Profile de température :



Figures (III.12) : profile de la température $T = f(Y)$ pour différents nombres de Reynolds à $Gr=10^4$ et $\phi=0.04$ et $X=0.5$

e) Nombre de Nusselt moyen total :



Figures (III.13) : Variation du nombre de Nusselt moyen total (composants 1+2) en fonction du nombre de Reynolds pour $\phi=0.04$ et $Gr=10^4$.

III.4.3. influence de nombre de Grashof :

La figure (III.14) présente les lignes de courants pour différents nombres de Grashof ($Gr= 10^3, 10^4, 10^5, 10^6$) avec $Re=100$ et $\phi=0.04$.

À $Gr= (10^3)$ Nous pouvons voir un mouvement rotatif dans le sens des aiguilles de la montre à l'intérieur de l'enceinte à travers une cellule munie d'une recirculation dans la partie supérieure de la cavité près de la paroi mobile. Quand on augmente le nombre de Grashof ($10^4, 10^5$) on remarque que la taille de la zone de recirculation augmente et s'approche à la paroi inférieure. Pour Grashof ($Gr=10^6$) on note l'apparition d'une nouvelle cellule dans la partie inférieure droite de la cavité, avec une déformation de la première cellule ces deux dernières occupent la totalité de la surface. Ceci est dû essentiellement à la force de gravité du nano-fluide et sert à dégager la chaleur vers le nano-fluide.

Le champ thermique de l'écoulement est présenté par les contours des isothermes illustrés sur la figure (III.15), pour $Gr=10^3$ les isothermes resserrent sur la paroi gauche et inférieure de la cavité en augmentant le nombre de Grashof ($10^4, 10^5, 10^6$) on remarque un agrandissement de la couche limite thermique aux parois de cavité dû à l'éloignement des isothermes dans ces régions, ce qui entraîne la réduction des échanges convectifs au niveau des composants.

Le profil de vitesse (V) illustré dans la figure (III.16), montre que la vitesse diminue avec l'augmentation de nombre de Grashof. Et pour les vitesses présentées négativement c'est à cause de la zone de recirculation.

La figure (III.17), montre la distribution de la température (T) on voit que la température du fluide augmente lorsque le nombre de Grashof augmente. Au centre de la cavité les températures ont tendance à se stabiliser, cela est dû au rapprochement des lignes d'isothermes sur les parois de cavité (concentration des échanges thermiques sur les parois).

On remarque que lorsqu'on augmente le nombre de Grashof le nombre de Nusselt moyen total de deux composants augmente aussi, une courbe croissante a été obtenue montrant l'effet notable de nombre de Grashof sur le taux de transfert à l'intérieur de la cavité figure (III.18).

a) Champs d'écoulement :

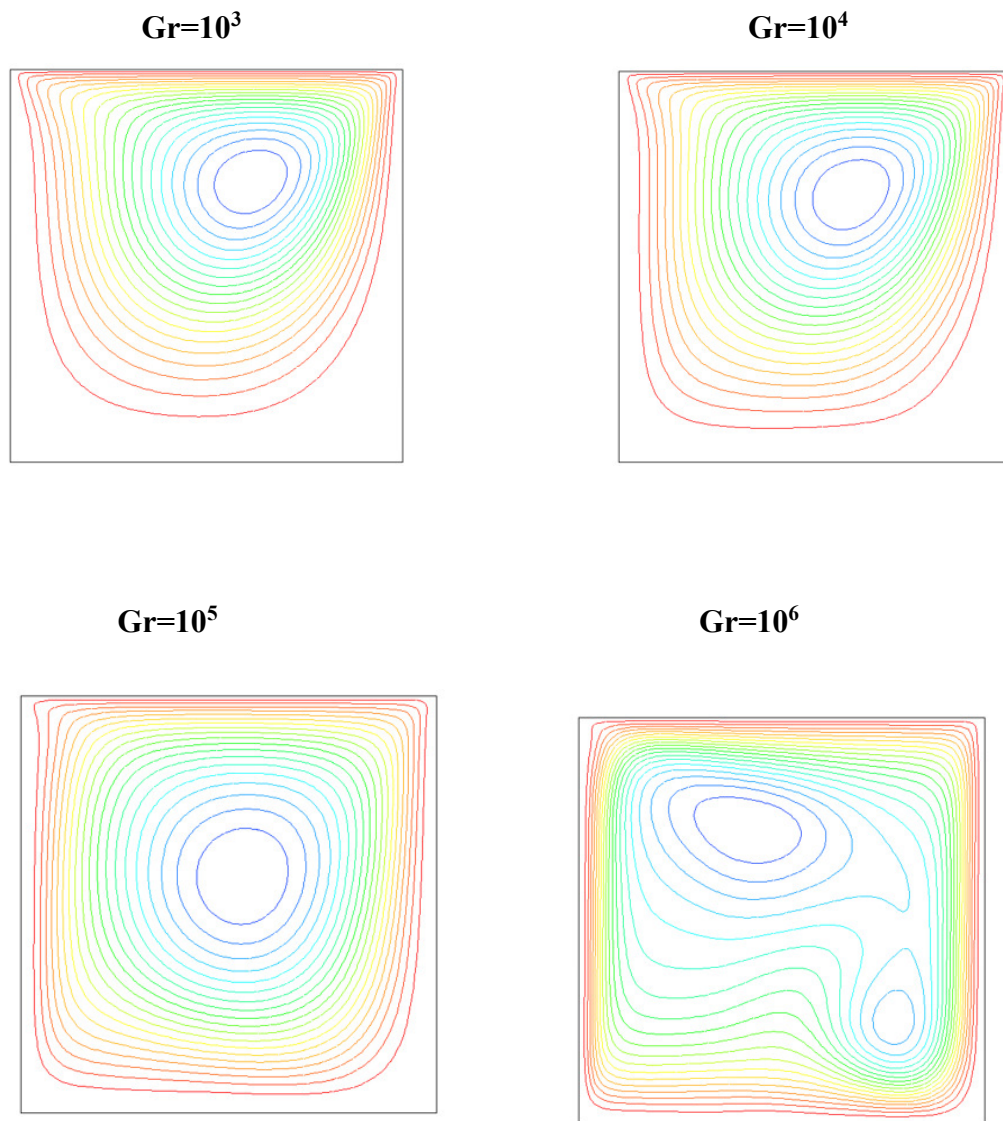


Figure (III.14) : Les lignes de courants pour différents nombre de Grashof à $Re=100$ et $\varphi=0.04$.

b) Champs thermique :

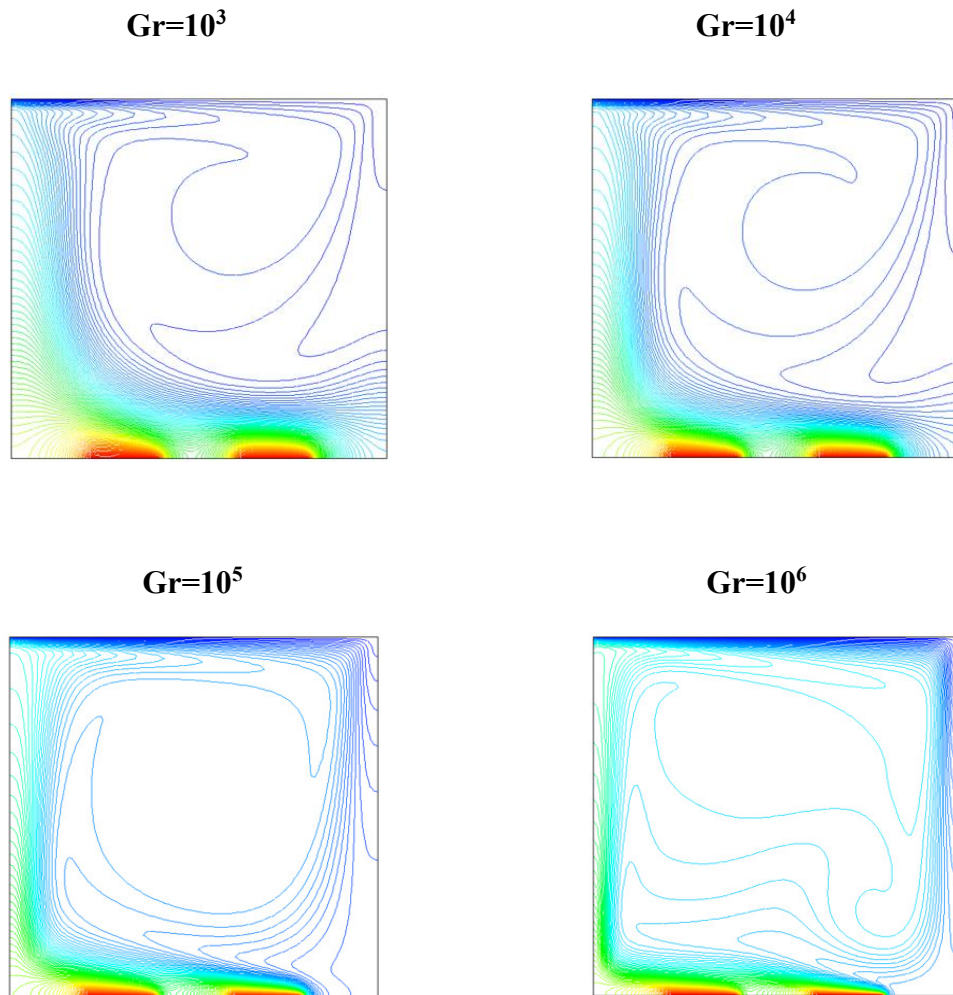


Figure (III.15) : Les lignes d'isotherme pour différents nombre de Grashof à $Re=100$ et $\varphi=0.04$.

c) Profil de vitesse :

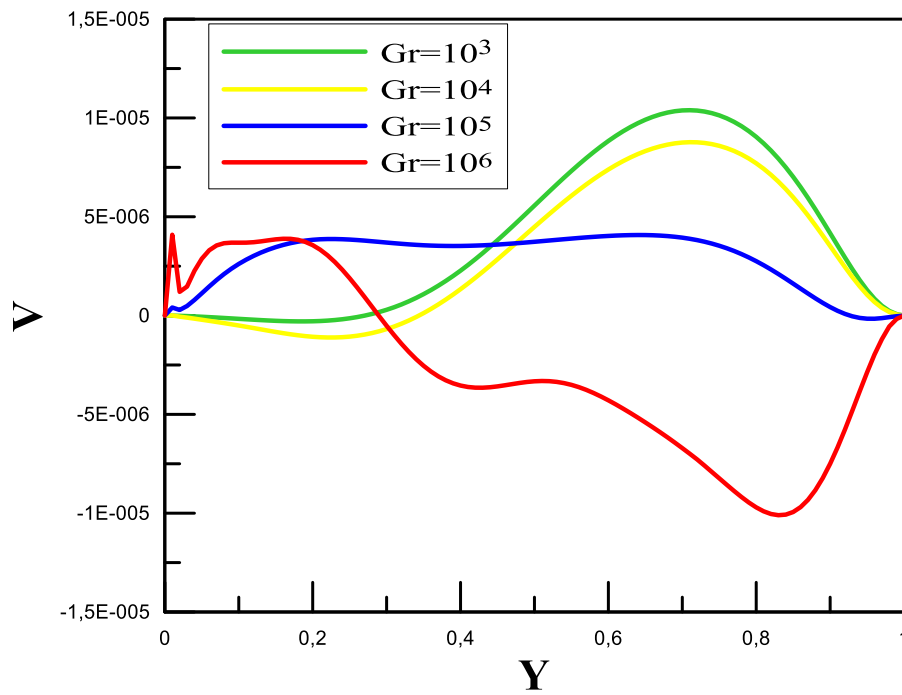
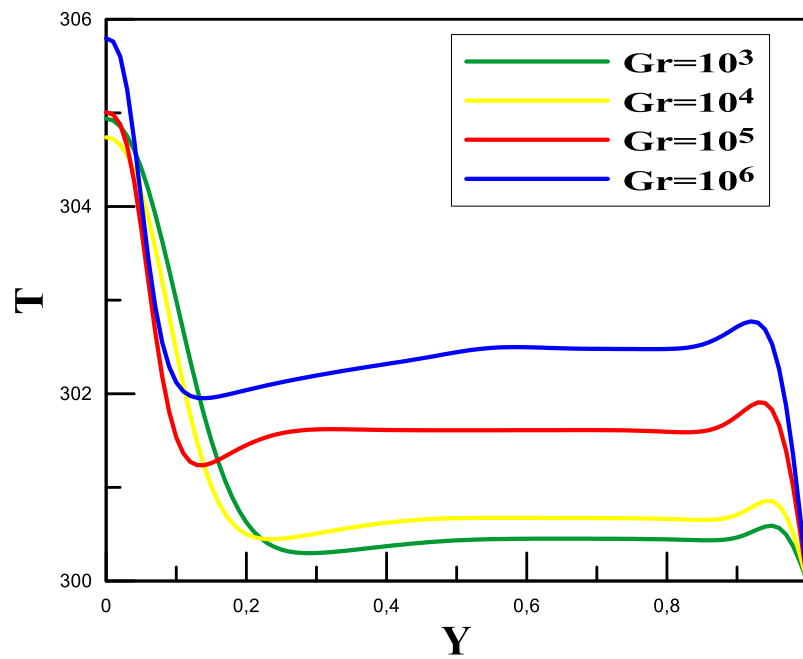


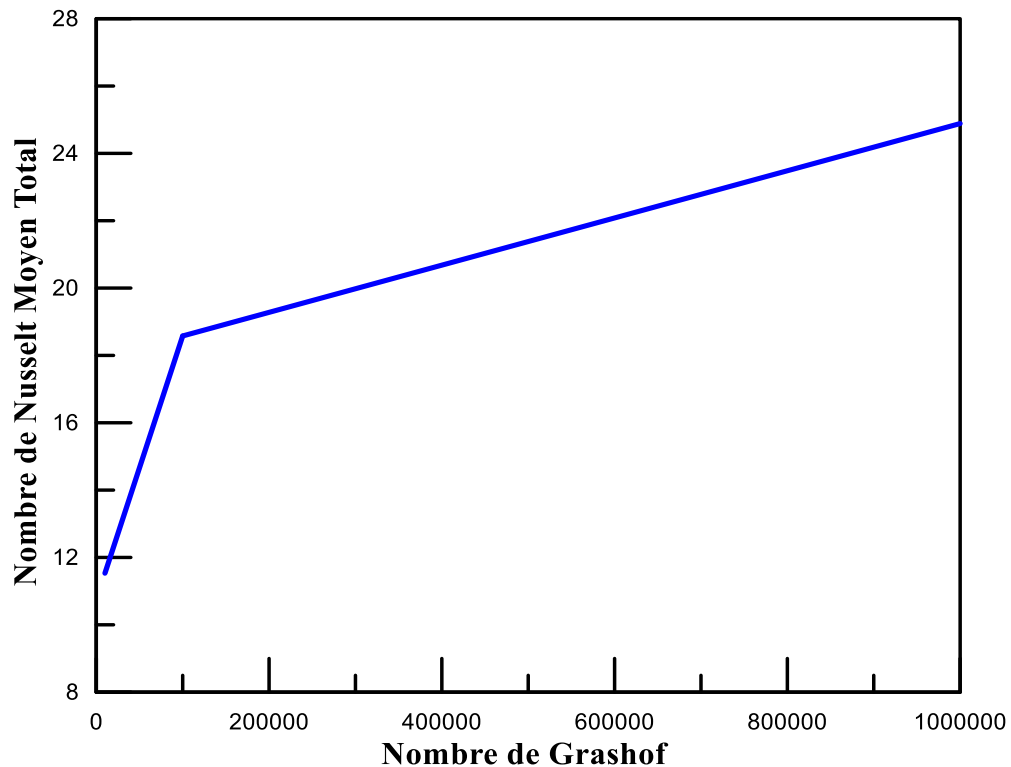
Figure (III.16) : Profil de vitesse $V= f(Y)$ pour différents nombres de Grashof à $Re=100$ et $\varphi=0.04$ et $X=0.5$

d) Profil de température :



Figures (III.17) : profil de la température $T= f(Y)$ pour différents nombres de Grashof à $Re=100$ et $\varphi=0.04$ et $X=0.5$

e) Nombre de Nusselt moyen total :



Figures (III.18) : Variation du nombre de Nusselt moyen total (composants 1+2) en fonction nombre de Grashof pour $\phi=0.04$ et $Re=100$.

CONCLUSION

Dans ce chapitre on a étudié l'influence de quelques paramètres tels que la fraction volumique des nanoparticules, le nombre de Reynolds et le nombre de Grashof sur le comportement dynamique et thermique de l'écoulement, cela dans une cavité carrée contenant deux composants électroniques (source de chaleur) à sa paroi inférieure en présence d'un nano-fluide (eau+argent) comme fluide réfrigérant.

L'analyse de l'intensité des échanges thermiques au niveau des composants électroniques montre un échange de chaleur notable induit par la variation des différents paramètres, enregistre que :

- Les nanoparticules suspendues dans l'eau augmentent la conductivité thermique du fluide et donc le transfert de chaleur est plus efficace.
- Les résultats ont montré que l'augmentation du nombre de Reynolds et pour une fraction volumique donnée entraîne une amélioration du transfert de chaleur.

Conclusion Générale

L'étude présentée dans ce travail porte sur le refroidissement par convection mixte des composants électroniques (sources de chaleur) montés à la paroi inférieure d'une cavité carrée bidimensionnel aux parois verticales et inférieure adiabatiques et une paroi supérieure munie d'un mouvement de translation constant U_0 dans le sens des X croissant et a une température $T_0 = T_f$, un nano-fluide (eau+argent) s'écoule à l'intérieur pour refroidir ces composants.

La résolution des équations gouvernantes notre problème notamment (l'équation de continuité, de quantité du mouvement, et de l'énergie) est basées sur l'approximation de boussinesq, Nous avons également développé un modèle numérique basé sur la méthode des volumes finis pour discrétiser ces équations.

Après une bonne concordance de résultats de simulations obtenues lors de la validation avec ceux trouvés dans la littérature. La suite de notre étude nous a permet d'explorer l'effet du nombre de Reynolds variant entre (1 à 500), de la fraction volumique de (0 à 0.04), et de nombre de Grashof de (10^3 à 10^6) sur les champs dynamique et thermique de l'écoulement, les résultats obtenus indiquent que :

- L'augmentation de la valeur de la fraction volumique fait croitre le taux du transfert de chaleur.
- L'augmentation du nombre de Reynolds (augmentation de la vitesse d'écoulement) améliore le transfert de chaleur.
- Pour les grandes vitesses d'écoulement et les fractions élevées, le nano-fluide (eau-ag) est rentable car il donne des valeurs de performance thermique supérieure à l'unité qui se traduit par une amélioration du transfert de chaleur.

- [1] **S.U.S. Choi.** «Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, Developments and applications of Non-Newtonian Flows», D.A. Siginer and H.P. Wang (Eds.), FED-vol. 231/MD-vol. 66, ASME, New York, pp 99-105, (1995)
- [2] (**soufi 2013**) Boiling heat transfer performance and phenomena of Al₂O₃ - water nanofluids from a plan surface in a pool, International Journal of Heat and Mass Transfer.
- [3] **M. Bouttout et R. Bessaih.** (2006) “Etude de l’instabilité hydrodynamique et thermique lorsdu refroidissement à air des sources de chaleur “, Thèse de Magister, IGM, Université Mentouri de Constantine.
- [4] **T.Icoz et Y.Jaluria.** (2005) “Numerical simulation of boundary conditions and the onset of instability in natural convection due to protruding thermal sources in an open rectangular Channel Numerical heat transfer, part A, vol 48 pp 831-847
- [5] **O.Manca, S.Nardini, V.Nazo.** (2002) “Effect natural convection of the distance between an inclined discretely heated plate and a parallel shroud bellow “Journal of heat Transfer, vol 124 pp 441-451
- [6] **A.Hamouche.** (2007) “Refroidissement à air des composants électroniques par convection Mixte “Mémoir de Magistaire , Université Mentouri de Constantine.
- [7] **A. Bazylak, N.Djilali, D.Sinton.** (2006) “Natural convection in an enclosure with distributed heat sources “Numerical Heat Transfer, Part A vol, 49 pp655-667,
- [8] **H. Gunes.** (2003) “Analytical solution of buoyancy-driven flow and heat transfer in a vertical channel with spatially periodic boundary conditions” Heat and Mass Transfer vol 40 pp33-45
- [9] **Mina Shahi, Amir Houshang Mahmoudi, Farhad Talebi.** «Numerical study of mixed convective cooling in a square cavity ventilated and partially heated from the below utilizing nanofluid», International Communications in Heat and Mass Transfer 37, 201–213, (2010).
- [10] **T. Furukawa, W-J Yang.** (2003) “Thermal fluid flow in parallel boards with heat generating blocs “, International Journal of Heat and Mass Transfer vol 46 pp 5005-5015

- [11] **M. M. Mohamed.** (2005) “Air cooling characteristics of a uniform square modules array for electronic device heat sink “, Applied Thermal Engineering xxx xxx-xxx
- [12] **T. Icoz et Y.Jaluria.** (2004) “Design of cooling system for electronic equipment using both experimental and numerical inputs”, Journal of Electronic Packaging, vol 126 pp 465 – 471
- [13] **Hang Xu, Ioan Pop.** «Fully developed mixed convection flow in a vertical channel filled with nanofluids», International Communications in Heat and Mass Transfer 39, 1086–1092, (2012).
- [14] **S.HABCHI et S. ACHARYA.** (1986) “Laminar mixed convection in partially blocked vertical channel”, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 29, No. 11, pp.1711-1722,
- [15] **R.A. Mansour et R.A. Mohamed.** « Numerical simulation of mixed convection flows in asquare lid-driven cavity partially heated from below using nanofluid », International Communications in Heat and Mass Transfer 37, 1504–1512 (2010)
- [16] **H.C. Brinkman,** «The viscosity of concentrated suspensions and solutions», J. Chem. Phys. 20, pp 571–581. (1952).
- [17] **K.Khanafer, K.Vafai and M.Lightstone.**«Buoyancy- driven heat transfer enhancement in a two-dimensional enclosure utilizing nanofluids», International Journal of Heat and Mass Transfer, 46, 3639-3653, (2003).
- [18] **Xing Z, H Gu, M Fujii.** «Effective thermal conductivity and thermal diffusivity of nanofluids containing spherical and cylindrical nanoparticles», Experimental and Fluid Science 31 (2007) 593-599.
- [19] **Maxwell.,J.,C.** (1881). ATreatise on Electricity and Magnetism, Clarendon Press,U.K.
- [20] **Hakan F. Oztop a,*¹, Ihsan Dagtekin** ba Ecole Polytechnique, Genie Mecanique, C.P. 6079, Montreal, Que., Canada H3C 3A7b Department of Mechanical Engineering, Firat University, Elazig, TurkeyReceived 6 December 2002; received in revised form 15 October 2003.

Résumé

Ce travail concerne une étude numérique de la convection mixte bidimensionnelle, laminaire et permanente dans une cavité carrée fermée avec des parois adiabatiques sauf pour la paroi horizontale supérieure qui est considérée comme mobile à une température froide T_0 . Deux composants électroniques (source de chaleur) sont montés sur la paroi inférieure et un nanofluide (ag-eau) circule à l'intérieur comme réfrigérant. Le modèle mathématique est représenté par les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie. Il est résolu par un modèle numérique. Le code de calcul développé a été validé par comparaison quantitative avec les résultats numériques de la littérature où nous avons trouvé un très bon accord. Les résultats obtenus montrent que le transfert de chaleur est meilleur si la fraction volumique et le nombre de Reynolds sont augmentés.

Mots clés : convection mixte, cavité carrée, nanofluides, composants électroniques.

Abstract

This work concerns a numerical study of the two-dimensional, laminar and permanent mixed convection in a closed square cavity with adiabatic walls except for the upper horizontal wall which is considered as mobile at a cold temperature T_0 . Two electronic components (heat source) are mounted on the bottom wall and a nanofluid (ag-water) circulates inside as a coolant. The mathematical model is represented by the continuity, momentum and energy equations. It is solved by a numerical model. The developed calculation code has been validated by quantitative comparison with numerical results from the literature where we found a very good agreement. The results obtained show that the heat transfer is better if the volume fraction and the Reynolds number are increased.

Keywords: mixed convection, square cavity, nanofluids, electronic components.