

**RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE**  
**MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR**  
**ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA**  
**FACULTÉ DE TECHNOLOGIE**  
**DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE**

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE  
**MASTER**

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : ENERGÉTIQUE

PAR :

**ADJAOUD FARID**

**AMIA MALEK**

## Thème

---

**Étude de la convection mixte dans une cavité carrée ventilée en  
présence d'une plaque chaude avec nanofluide**

---

Soutenu le : 01/10/2020 devant le jury composé de:

Mr. F. MENDIL

Président

Mr. M. HAMDI

Rapporteur

Mr. A. SAHI

Examineur

## Remerciements

En premier nous remercions dieu de nous avoir donné le courage et la force. Nous remercions Monsieur **M. HAMDI** pour avoir accepté de rapporter ce travail.

Notre vif remerciement à Monsieur **F. MENDIL** qui nous a fait l'honneur d'accepter la présidence de jury et Monsieur **A. SAHI** Pour avoir accepté d'examiner notre travail et de prendre part au jury.

En guise de reconnaissance, nous tenons à témoigner nos sincères remerciements à toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin au bon déroulement de notre mémoire de fin d'étude et à l'élaboration de ce modeste travail.

## Dédicaces

A ma famille

A mes amis

**A. Farid**

## Dédicaces

Louange à dieu, le Miséricordieux, qui voulut bien que tout cela advienne.

*Je dédie ce modeste travail :*

*A mes trop chers parents : leur amour a laissé en moi une empreinte vivace. Le sacrifice des plus profitables années de vos vies, pour me voir réussir.*

*Je vous prie de trouver en ce travail le fruit de vos efforts.*

*Que Dieu m'accorde la grâce de vous avoir encore à mes côtés pour longtemps*

*Afin que vous soyez Témoins de ma reconnaissance.*

*A ma famille, A tous mes amis.*

**Malek**

# Sommaire

<b>Remerciements</b>	<b>i</b>
<b>Dédicaces</b>	<b>iii</b>
<b>Sommaire</b>	<b>iv</b>
<b>Liste des figures</b>	<b>vii</b>
<b>Liste des tableaux</b>	<b>x</b>
<b>NOMENCLATURE</b>	<b>xi</b>
<b>Introduction générale</b>	<b>1</b>
<b>Chapitre I : Généralité et synthèse bibliographique</b>	
I. 1. Introduction.....	3
I. 2. Notion sur le transfert de chaler.....	3
I. 3. Modes de transfert de chaleur.....	3
I. 4. Nanofluides.....	3
I.5. Application des nanofluides.....	4
I. 5. 1. Refroidissement des systèmes thermiques.....	4
I. 5. 2. Refroidissement des systèmes électroniques.....	4
I. 5. 3. Refroidissement des systèmes nucléaires.....	4
I. 5. 4. D'autres applications.....	5
I.6. Synthèse bibliographique.....	5
I.7. Conclusion.....	18

## Chapitre II : Formulation mathématique et position du problème

II. 1. Introduction.....	19
II. 2. Position du problème et hypothèse simplificatrices.....	19
II. 2. 1. Spécification du model utilisé.....	19
II. 2. 2. Hypothèse simplificatrices.....	20
II. 3. Propriété thermo physique des nanofluide.....	21
II. 3. 1. Masse volumique.....	21
II. 3. 2. Chaleur specifique.....	21
II. 3. 3. Viscosité dynamique des nanofluides.....	21
II. 3. 4. Conductivité thermique.....	22
II. 3. 5. Coefficient d'expansion thermique.....	23
II. 4. Equations gouvernantes du probleme.....	23
II. 5. Forme adimensionnelle des equations.....	25
II. 5. 1. Equations addimensionnelles.....	26
a. Equation de continuité.....	26
b. Equation de continuité de mouvement.....	26
c. Equation d'energie.....	26
II. 5. 2. Conditions aux limites.....	26
II. 5. 3. Nombres adimensionnels.....	27
II. 6. Méthode numérique.....	28
II. 7. Conclusion.....	29

## Chapitre III : Résultats et Discussion

III. 1. Introduction.....	30
---------------------------	----

---

III. 2. Etude du Maillage.....	30
III. 3. Validation.....	31
III. 4. Résultats et Discussion.....	33
III. 4. 1. Influence du nombre de Grashof.....	33
III. 4. 2. Influence de la fraction volumique.....	36
III. 4. 3. Influence du nombre de Reynolds.....	39
III. 4. 4. Effet de la position de la paroi.....	42
III. 4. 5. Effet de l'emplacement des ports.....	43
III. 5. Conclusion.....	46
<b>Conclusion générale</b>	48
<b>Références bibliographiques</b>	49
<b>Résumé/Abstract</b>	52

## Liste des figures

<b>Figure I. 1.</b> Configuration étudiée par Samir Houat et al [9] .....	6
<b>Figure I. 2.</b> Le domaine étudié par I et al [10] : 1—air, 2—murs solides (a—source de chaleur se trouve sur le mur de gauche; b—source de chaleur se trouve sur le mur de droite) [10] .....	6
<b>Figure I. 3.</b> Configuration étudiée par M. M. Rahman et al [11] .....	7
<b>Figure I. 4.</b> Configuration étudiée par M. Zhao et al [12] .....	7
<b>Figure I. 5.</b> Configuration étudiée par T.V. Radhakrishnan et al [13] .....	8
<b>Figure I. 6.</b> Configuration étudiée par M. Adnani et al [14] .....	9
<b>Figure I. 7.</b> Configuration étudiée par S. Ray, D. Chatteries [15] .....	10
<b>Figure I. 8.</b> Configuration étudiée par Md. Mustafizur Rahman et al [16] .....	11
<b>Figure I. 9.</b> Effet du diamètre (D) sur le nombre moyen de Nusselt et sur la température moyenne du fluide dans la cavité à $K=5,0$ [17] .....	11
<b>Figure I. 10.</b> Configuration étudiée par Ali J. Chamkha et al [18] .....	12
<b>Figure I. 11.</b> Configuration étudiée par R. Nasrin et al [19] .....	13
<b>Figure I. 12.</b> Configuration étudiée par K. Mehmood et al [20] .....	13
<b>Figure I. 13.</b> Variation du nombre moyen de Nusselt par rapport au nombre de Richardson à différentes positions de sortie pour le cas d'un fluide pur [21] .....	14
<b>Figure I. 14.</b> Configuration étudiée par S.M. Sebdani et al [22] .....	15

<b>Figure I. 15.</b> (a) Effet de la nanoparticule sur le nombre de Nusselt moyen dans la cavité pour $St=1$ , (b) évolution transitoire du nombre de Nusselt moyen pour différentes valeurs du nombre de Strouhal pour $Ri=10$ [23] .....	15
<b>Figure I. 16.</b> Configuration étudiée par Biglari et al [24] .....	16
<b>Figure I. 17.</b> Nombre de Nusselt moyen (aux parois des sources de chaleur) par rapport à la fraction volumique $\phi$ ( $Ri = 1, dp = 40 \text{ nm}, a = H/10, b = H/2, d = L/2$ ) pour différentes nanoparticules [25].....	17
<b>Figure I. 18.</b> Configuration étudiée par M. Alinia et al [26] .....	17
<b>Figure II. 1.</b> Géométrie du problème.....	19
<b>Figure III. 1.</b> Étude de l'indépendance du maillage pour un nanofluide (Cu-eau), avec $\phi=0.05$ , $Gr = 10^3$ et $Re = 500$ .....	30
<b>Figure III. 2.</b> Comparaison de Nusselt moyen .....	31
<b>Figure III. 3.</b> Comparaison des lignes d'isothermes entre nos résultats et ceux de la référence [28] .....	32
<b>Figure III. 4.</b> Comparaison des lignes de courants entre nos résultats et ceux de la référence [28] .....	33
<b>Figure III. 5.</b> Les lignes de courants pour différents nombres de Grashof à un $Re = 100$ et $\phi = 0,05$ .....	34
<b>Figure III. 6.</b> Les lignes d'isothermes pour différents nombres de Grashof à un $Re=100$ et $\phi=0.05$ .....	35
<b>Figure III. 7.</b> Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Grashof pour différentes valeurs de concentration volumiques variant de $\phi=0, 0.02$ et $0.05$ .....	36
<b>Figure III. 8.</b> Les lignes de courants pour différentes fractions volumiques à $Re=100$ et $Gr=10^4$ .....	37
<b>Figure III. 9.</b> Les lignes d'isothermes pour différentes fractions volumiques à $Re=100$ et $Gr=10^4$ .....	38
<b>Figure III. 10.</b> Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique à un $Re = 500$ .....	39

<b>Figure III. 11.</b> Les lignes de courants pour différents nombres de Reynolds à $Gr=10^3$ , $\varphi=0.05$ .....	40
<b>Figure III. 12.</b> Les lignes d'isothermes pour différents nombres de Reynolds à $Gr=10^3$ , $\varphi=0.05$ .....	40
<b>Figure III. 13.</b> Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs du nombre de Grashof variant de $Gr = 10^4$ , $5 \times 10^4$ et $10^5$ .....	41
<b>Figure III. 14.</b> Schéma des différentes positions de la paroi chaude.....	42
<b>Figure III. 15.</b> Les lignes de courants (en haut) et d'isothermes (en bas) pour différentes positions de la plaque à $Re = 500$ , $Gr = 10^4$ et $\varphi = 0.03$ .....	42
<b>Figure III. 16.</b> Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différentes positions de l'ailette à $Gr = 10^4$ , $L = 0.6$ et $\varphi = 0.03$ .....	43
<b>Figure III. 17.</b> Schéma de différentes positions des ports .....	44
<b>Figure III. 18.</b> : Les lignes de courants pour différents position à $Gr = 10^4$ , $Re=500$ et $\varphi=0.05$ .....	44
<b>Figure III. 19.</b> Les lignes d'isothermes pour différentes positions à $Gr = 10^4$ , $Re=500$ et $\varphi=0.05$ .....	45
<b>Figure III. 20.</b> Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différentes dispositions des ports à $Gr = 10^4$ , $L=0.6$ et $\varphi=0.05$ .....	46

# Liste des tableaux

<b>Tableau II. 1.</b> Les propriétés thermo-physiques de l'eau et des nanoparticules à 25° .....	23
<b>Tableau II. 2.</b> Conditions aux limites sous forme adimensionnelle.....	27

# NOMENCLATURE

<b>Symboles</b>	<b>Définition</b>	<b>Unité (SI)</b>
$C_p$	: Chaleur spécifique	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
D	: diamètre des nano fluide	nm
H	: Hauteur de la cavité	m
g	: Accélération de la pesanteur	$m\ s^{-2}$
L	: Longueur de la plaque	m
p	: Pression	Pa
m	: Masse	kg
Q	: Flux de chaleur	W
R	: Dimension d'entrée et de la sortie	m
T	:Température dimensionnel	K
$T_c$	:Température chaude	K
$T_f$	:Température froide	K
v	: Volume des nanoparticules	$m^3$
Nu	: Nombre de Nusselt	-
u, v	: Composant de vitesse dimensionnel	$m\ s^{-1}$
U, V	: Composantes de vitesse adimensionnel	-
x, y	: coordonnées dimensionnel	m
X, Y	: coordonnées adimensionnel	-

**Symboles grecs**

$\alpha$	: Diffusivité thermique	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
$\beta$	: Coefficient d'expansion thermique	$\text{K}^{-1}$
$\lambda$	: Conductivité thermique	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
$\theta$	: Température adimensionnelle	-
$\nu$	: Viscosité cinématique	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
$\mu$	: Viscosité dynamique	$\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$
$\varphi$	: fraction volumique des nanoparticules	-
$\rho$	: Masse volumique	$\text{kg m}^{-3}$

**Indices**

f, s	: fluide et solide.
nf	: Nanofluide

**Groupements adimensionnels**

Pr	Nombre de Prandtl
Re	Nombre de Reynolds
Gr	Nombre de Grashof
Ri	Nombre de Richardson

# **Introduction Générale**

# Introduction Générale

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 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, les travaux n'ont touché que l'ordre macroscopique ou parfois microscopique du processus.

Mais avec l'apparition et le développement rapide des nanosciences et nanotechnologies pendant la deuxième moitié du 20<sup>ème</sup> siècle, la convection a pris une grande part de cette nouvelle richesse, et a pris un autre aspect de perfectionnement : c'est au niveau nanométrique de la matière du milieu convectif que les récents travaux ont été concentrés. Les nanofluides sont alors l'un des fruits d'une telle richesse. Dotés de propriétés physico-chimiques particulières et intéressantes telle que leur importante conductivité thermique, les nanofluides offrent un coefficient de transfert thermique imbattable par les autres caloporteurs.

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 ventilé bidimensionnelle. Ce travail a été mené en se focalisant sur le transfert de chaleur et sur l'amélioration de refroidissement de l'ailettes montée au centre de l'enceinte.

Les actions mises en œuvre pour conduire cette étude, et les résultats principaux qui en sont issus, s'organisent autour de trois chapitres et une conclusion :

Faisant suite à cette introduction, le premier chapitre du manuscrit présente une théorie générale qui permet une meilleure appréhension des nanofluides, et de décrire les différents modèles de la littérature souvent utilisés pour l'estimation des propriétés thermo-physiques (conductivité thermique, viscosité dynamique, masse volumique...). Ainsi, une synthèse bibliographique consacrée à une revue des différents travaux concernant les nanofluides et la

convection mixte dans les cavités. L'analyse de ces travaux permet d'identifier les différents paramètres qui peuvent influencer le comportement thermique et rhéologique des nanofluides.

Le domaine d'étude et la description de l'outil numérique utilisé sont présentés dans le second chapitre. Cette partie constitue la modélisation mathématique du problème, les conditions aux limites associées, une analyse du choix du maillage, et des critères de convergence.

Le troisième chapitre est consacré à la présentation des résultats obtenus en configuration 2D du refroidissement avec nanofluide par convection mixte de la paroi montée dans le centre de la cavité. Après la première étape de validation, en mettant l'accent sur l'influence de certains paramètres tels que les nombres de Reynolds et Grashof, la fraction volumique solide, et la position des ports.

Finalement, on terminera par une conclusion générale de ce manuscrit et qui sera accompagnée d'un ensemble de perspectives à retenir pour des développements futurs.

**Chapitre I**  
**Généralité et synthèse**  
**bibliographique**

# Généralité est synthèse 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.

## I.3. 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).

## I.4. Nanofluides

Les nanofluides sont des solutions colloïdales composées de 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 « nanofluide » est proposé premièrement par Choi [1], en 1995, pour désigner la suspension des nanoparticules solides dans un liquide de base. Il a trouvé que la conductivité thermique effective

du mélange eau-  $\text{Al}_2\text{O}_3$  augmente de 20% pour une concentration en volume entre 1 % et 5 % de  $\text{Al}_2\text{O}_3$ .

Les nanoparticules les plus utilisées pour obtenir des nanofluides sont:

- L'oxyde d'aluminium ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) ;
- L'aluminium (Al) ;
- Le cuivre (Cu) ;
- L'oxyde de cuivre (CuO) ;
- Le dioxyde de titane ( $\text{TiO}_2$ ).

Les fluides de base les plus utilisés sont :

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

## **I.5. Application des nanofluides dans l'industrie**

Les nanofluides peuvent être employées pour améliorer le transport de chaleur et l'efficacité énergétique dans plusieurs systèmes thermiques. Dans cette section, quelques exemples d'application seront présentés.

### **I.5.1. Refroidissement des systèmes thermiques**

Le mélange éthylène-glycol et eau est utilisé comme liquide de refroidissement dans les moteurs de véhicules. L'addition des nanoparticules dans ces liquides améliore le taux de refroidissement. Ce point est étudié par plusieurs groupes de chercheurs qui ont rapporté une étude pour réduire l'usure (lubrification) à l'aide des nanoparticules et améliorer les propriétés tribologiques et la résistance à l'usure avec la réduction de frottement entre les éléments mécaniques mobiles.

### **I.5.2. Refroidissement des systèmes électroniques**

Dans le circuit intégré, les nanofluides ont été considérés comme fluides de refroidissement. Pour cela plusieurs études ont été effectuées.

### **I.5.3. Refroidissement des systèmes nucléaires**

L'institut de Technologie de Massachusetts a réservé un centre interdisciplinaire uniquement pour la nouvelle technologie (nanofluides) dans l'industrie de l'énergie nucléaire.

Actuellement ils évaluent l'impact potentiel de l'utilisation des nanofluides sur la sûreté neutronique et de la performance économique des systèmes nucléaires.

#### **I.5.4. D'autres applications**

Il y a des situations nombreuses où l'augmentation de l'efficacité du transfert thermique peut être liée à la qualité, la quantité et au coût d'un produit d'un processus. Par exemple, dans l'industrie de l'énergie renouvelable, les nanofluides sont utilisés pour augmenter le transfert de chaleur à partir des capteurs solaires aux réservoirs de stockage et pour augmenter la densité d'énergie. Les liquides réfrigérants de nanofluides ont une application potentielle dans la majorité des industries de transformation, telles que les matériaux, la production chimique, la nourriture, la boisson, le pétrole et le gaz.

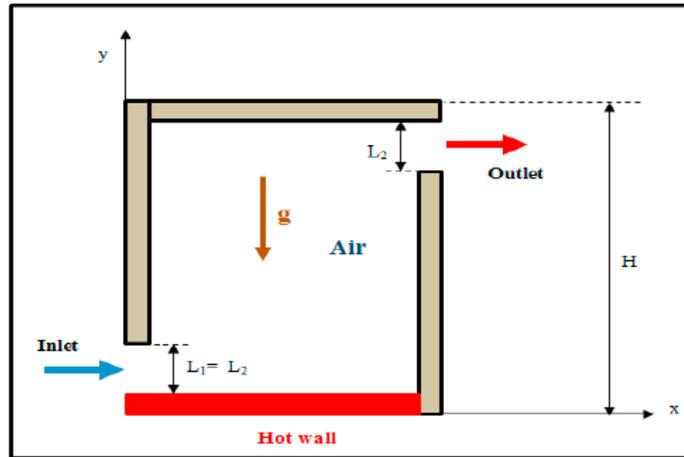
#### **I.6. Synthèse bibliographique**

En convection mixte, d'importants travaux ont été réalisés, cela est justifié par son efficacité et également par les faibles coûts qu'ils nécessitent.

Afin d'offrir une large vision sur notre investigation, nous avons présenté une synthèse bibliographique comportant plusieurs études numériques et expérimentales, qui décrit le phénomène du transfert de chaleur par convection, spécifiquement la convection mixte dans les enceintes fermes.

**Samir Houat et al** [9] ont mené une étude numérique sur la convection mixte laminaire dans une cavité carrée ouverte, elle sera présentée ici. Pour la résolution de ce problème, la méthode de Boltzmann avec le modèle thermique de double population a été utilisé. Un code informatique a été développé pour déterminer l'ensemble de la structure de flux. Les résultats sont présentés sous forme de champs de vitesse et de température.

Les résultats obtenus sont comparés à ceux obtenus par la méthode conventionnelle, en particulier méthode des volumes finis. Cela démontre une bonne concordance entre les deux méthodes y compris une bonne stabilité numérique et la capacité de gérer le transfert de chaleur globale par problèmes de convection.

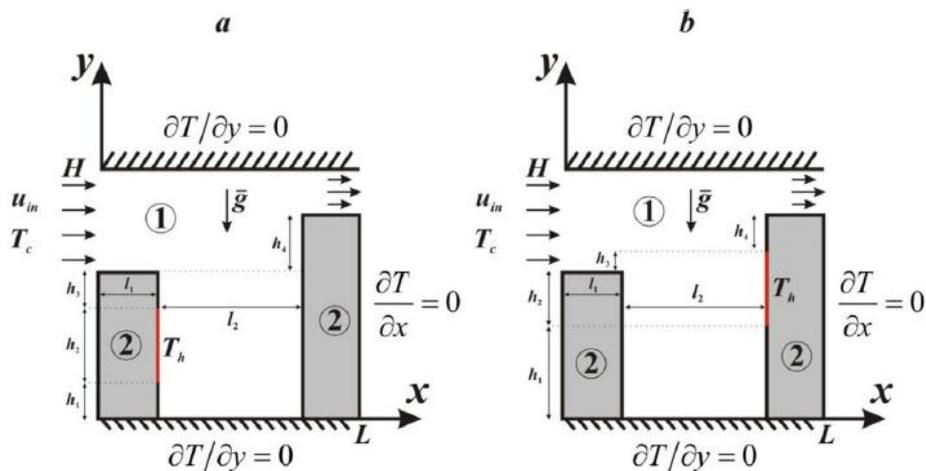


**Figure I.1 :** Configuration étudiée par Samir Houat et al [9].

**I et al** [10] leur étude porte sur la convection mixte dans une enceinte ouverte à parois solides d'épaisseur finie et de conductivité thermique et en présence d'un appareil de chauffage local. Le domaine d'intérêt est considéré comme une armoire électronique produisant de la chaleur avec système de refroidissement actif.

Une analyse numérique a été effectuée pour  $Pr = 0.7$ ,  $Re = 100$  et une large gamme de numéros Richardson ( $Ri = 0.01$  à  $10.0$ ), par la méthode de la différence finie.

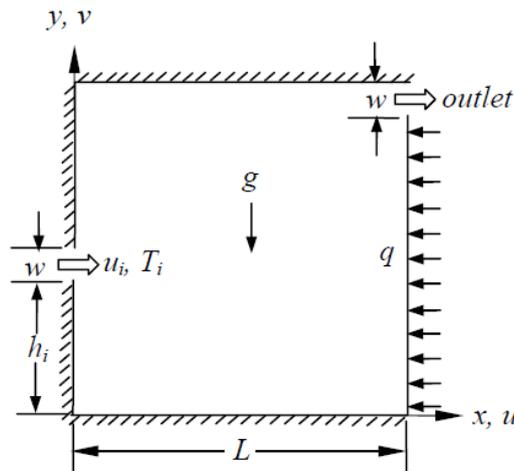
Les résultats obtenus illustrent les effets du nombre de Richardson et l'emplacement du chauffage, ce qui a conduit à une intensification du vortex convectif interne qui déforme l'écoulement forcé, dû à l'augmentation de la valeur de Richardson.



**Figure I.2 :** Le domaine étudié par I et al [10] : 1—air, 2—murs solides (a—source de chaleur se trouve sur le mur de gauche; b—source de chaleur se trouve sur le mur de droite).

**M. M. Rahman et al** [11] ont réalisé une étude numérique sur la convection mixte dans une enceinte ventilée à l'aide de la méthode par élément fini. Diverses configurations de ports d'entrée (la paroi gauche, isolée verticale) et ceux de sortie fixée au sommet (la paroi droite, verticale et chaude) sont examinés en profondeur avec le changement des paramètres de régulation.

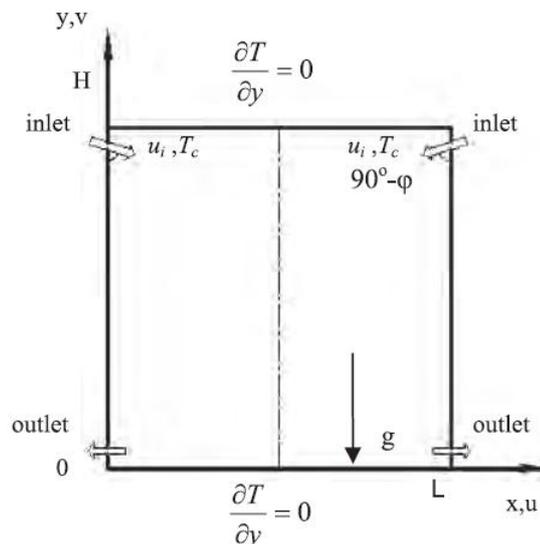
Une enquête détaillée sur le transfert de chaleur en matière de température et du nombre moyen de Nusselt ont été entreprises avec les différentes valeurs des positions d'entrée ( $h_i$ ),  $Ri$ ,  $Re$  et  $Pr$ . Les solutions numériques démontrent l'augmentation de la valeur de  $Re$  conduit à un coefficient de transfert de chaleur plus élevé. La température plus élevée de la source de chaleur et recirculation.



**Figure I.3 :** Configuration étudiée par M. M. Rahman et al [11].

Les résultats obtenus ont été comparés et ce sont avérés conformes aux recherches menées par Raji et Hasnaoui (1998). Le présent résultat est parfaitement concordant avec les résultats de Raji et Hasnaoui (1998). Ces comparaisons décident que le code actuel pourrait être utilisé pour prédire le champ de flux pour le problème actuel.

**M. Zhao et al** [12] ont mené une investigation numérique pour analyser les caractéristiques de la transition de la convection laminaire à chaotique mixte dans une multiple bidimensionnelle cavité ventilée.



**Figure I.4 :** Configuration étudiée par M. Zhao et al [12].

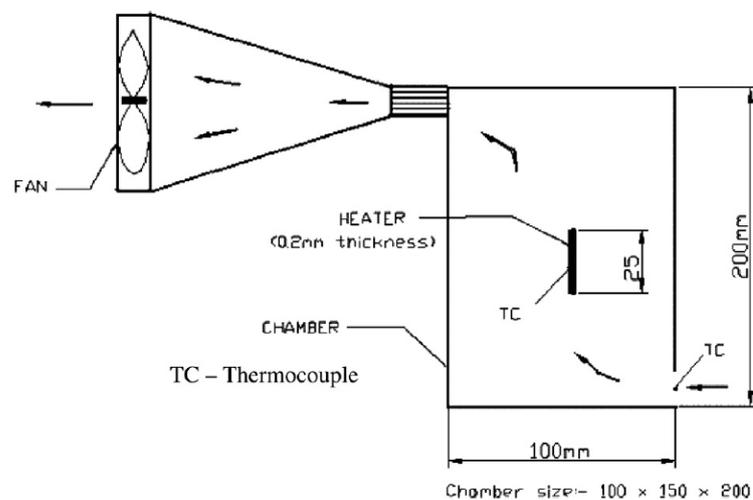
En vue de l'obtention des oscillations de convection mixte, ceci a été fait pour une plage du nombre de Richardson ( $Ri$ ) de 0,01 à 5 à  $Pr = 0,71$ , le nombre de Reynolds ( $Re$ ) de 1000 à 2500 et l'angle d'écoulement d'entrée  $\varphi$  allant  $0^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $45^\circ$  et  $70^\circ$ .

Leurs résultats ont montré qu'à mesure que  $Ri$  augmente, la solution peut présenter un changement d'oscillation périodique, puis à l'état oscillatoire non-périodique. Cependant, le flux à l'intérieur de la cavité redevient stable à mesure que le nombre de Richardson augmente. Ils ont trouvé que l'effet de l'angle d'écoulement d'entrée sur les oscillations de convection mixte est évident, la configuration avec  $\varphi = 0$  est là le plus instable parmi les quatre valeurs de  $\varphi$ .

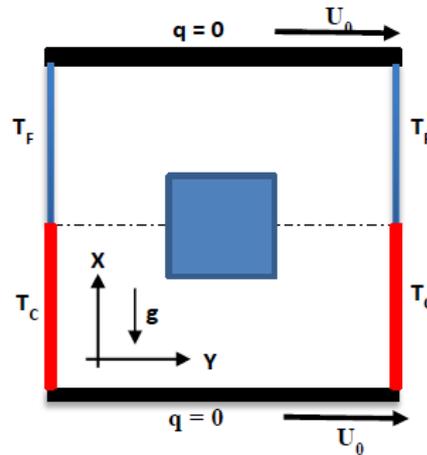
**T.V. Radhakrishnan et al** [13] ont effectué une étude numérique et expérimentale de la convection mixte d'un élément générateur de chaleur dans une cavité ventilée. Des expériences ont été effectuées pour les appareils de chauffage de deux tailles différentes, situés au centre dans un parallélépipède qui a une entrée d'air et un orifice de sortie.

L'étude a mis en évidence l'importance d'une combinaison judicieuse des expériences avec des simulations numériques pour optimiser l'emplacement du réchauffeur afin d'atteindre à un refroidissement maximum.

Les simulations numériques ont révélé que le flux principal à l'intérieur de la chambre est concentré près du mur droit, ce qui indique que si le chauffage est déplacé à droite, le refroidissement du chauffage pourrait être amélioré. Par conséquent, des expériences ont été réalisées en déplaçant l'élément chauffant vers le mur et, comme prévu, on obtient 10 à 50 % de réduction des températures maximales dans la nouvelle position. Ces simulations réalisées avec la nouvelle position du chauffage.

**Figure I.5 :** Configuration étudiée par T.V. Radhakrishnan et al [13].

**M. ADNANI et al** [14] ont mené une étude numérique de la convection mixte dans une cavité carrée en présence d'un bloc froid à l'intérieure de la cavité (Figure I.6). Dans toutes les simulations présentées, trois cas de configuration pour les deux parois inférieure et supérieure ont été étudiées dont les nombres de Reynolds et de Prandtl sont fixés à  $Re = 100$ ,  $Pr = 0,71$  respectivement.



**Figure I.6 :** Configuration étudiée par M. Adnani et al [14].

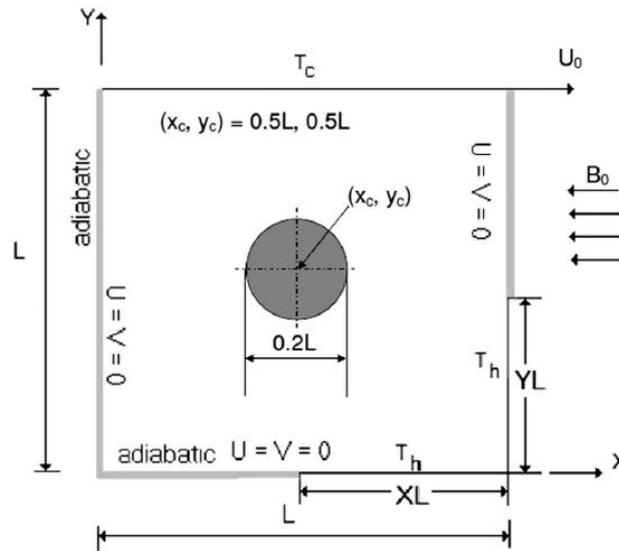
Les résultats montrent, aux faibles gradients de température, que le transfert thermique varie en fonction du sens du mouvement des parois horizontales et tend vers des situations invariantes indépendamment du sens du mouvement à des valeurs très élevées de Richardson et dans toutes les situations le transfert de chaleur et le champ d'écoulement augmentent avec l'augmentation du  $Ri$ .

**S. Ray, D. Chatteries** [15] ont présenté une approche numérique bidimensionnelle basée sur le volume fini pour résoudre la convection mixte hydromagnétique dans une cavité carrée horizontale entraînée par un couvercle avec un objet solide circulaire.

Le problème a été étudié dans une cavité avec côté de longueur  $L$ , en présence d'un corps solide circulaire conducteur de chaleur de diamètre  $0,2xL$  situé au centre de la cavité. La paroi supérieure est animée par un mouvement linéaire selon l'axe  $X$  à une vitesse constante  $U_0$  et un champ magnétique externe d'intensité  $B_0$  appliqué le long de l'axe  $X$  vers le côté négatif (figure I.7).

Les résultats indiquent une influence majeure de la méthode de convection prédominante et du champ magnétique appliqué sur le flux ainsi que le champ thermique, alors que l'effet du chauffage de Joule est jugé d'une très faible importance.

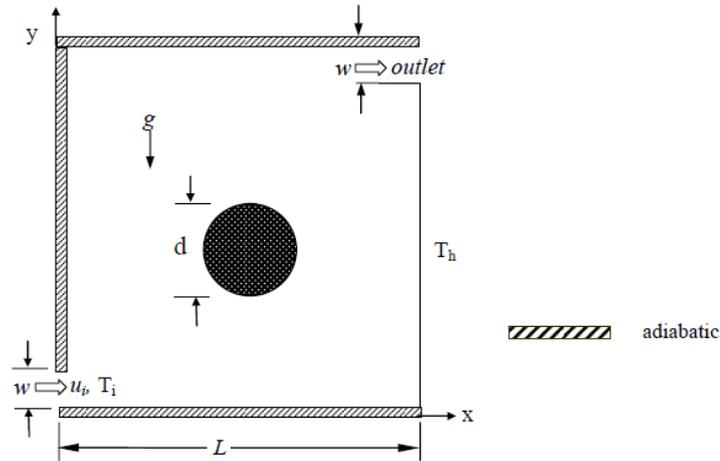
L'introduction de l'objet solide dans la cavité affecte grandement l'hydrodynamique et thermique de transport. En outre, la forme de l'objet peut avoir une influence importante sur le transport thermique.



**Figure I.7 :** Configuration étudiée par S. Ray, D. Chatteries [15].

**Md. Mustafizur Rahman et al** [16] ont mené une étude par calcul à base d'éléments finis. Son flux de convection mixte laminaire est stable à l'intérieur d'une cavité carrée ventilée avec des côtés de longueur  $L$ . À l'intérieur de la cavité, la chaleur conductrice solide du cylindre circulaire de diamètre  $D$  varie de  $0,0$  à  $0,6$ , avec conductivité thermique  $k_s$ , cylindre situé au centre de la cavité d'où les parois verticales supérieure, inférieure et gauche de la cavité sont maintenues adiabatiques et la paroi verticale droite est maintenue à la température uniforme constante  $T_h$ , dont un air froid circule à travers l'entrée à une vitesse uniforme  $U_i$  (Figure I.8). Il est supposé que le flux entrant est à la température ambiante.

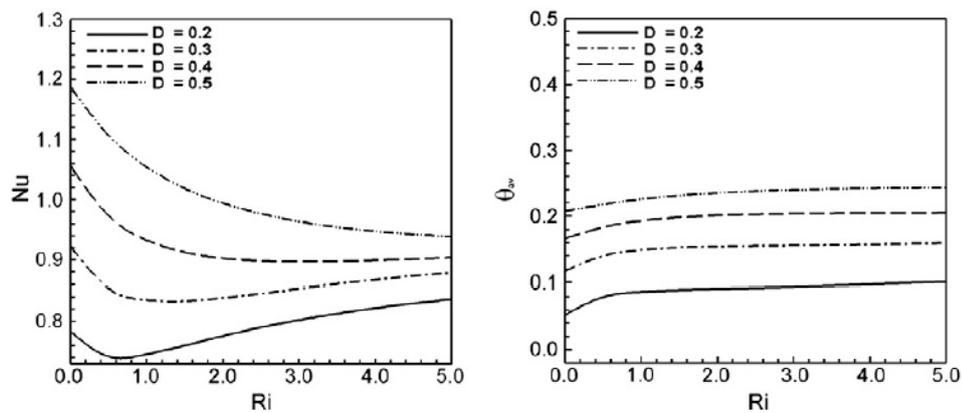
Le phénomène à l'intérieur la cavité pour le cas avec et sans cylindre est analysée. Des flux et des comportements thermiques nettement différents sont observés pour les différents diamètres du cylindre.



**Figure I.8 :** Configuration étudiée par Md. Mustafizur Rahman et al [16].

**M.A.H. Mamun et al** [17] ont conduit une étude numérique de la convection mixte à l'intérieur d'une cavité carrée ventilée en présence d'un cylindre creux.

Ils ont également mené une analyse détaillée sur la distribution des profils isothermes, le nombre moyen de Nusselt ainsi que la température moyenne du fluide dans la cavité.



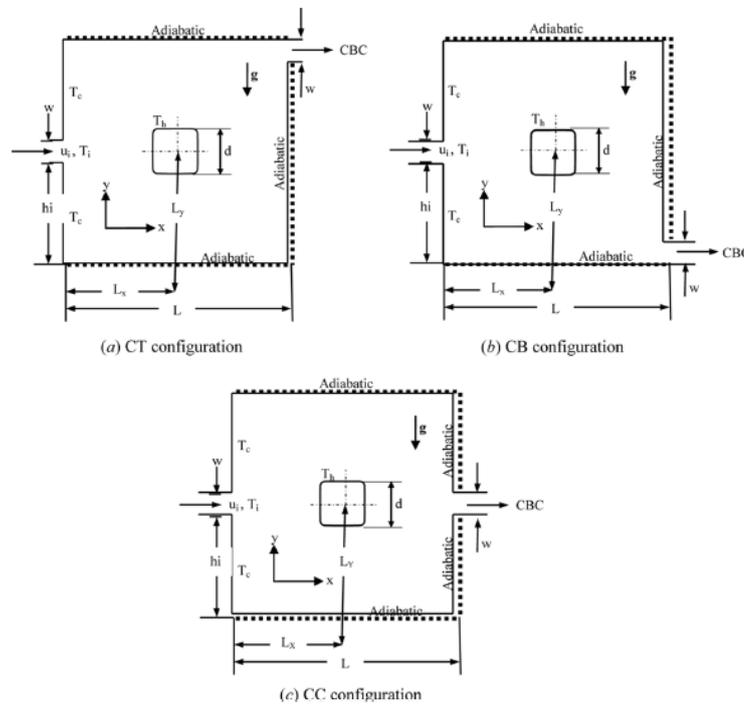
**Figure I.9 :** Effet du diamètre ( $D$ ) sur le nombre moyen de Nusselt et sur la température moyenne du fluide dans la cavité à  $K=5,0$  [17].

Les résultats obtenus ont démontré l'effet du rapport de conductivité sur le champ de l'écoulement. Ainsi, débit et champs thermiques dépendent étroitement du diamètre du cylindre creux dans l'enceinte.

**Ali J. Chamkha et al** [18] ont présenté une étude numérique sur la convection mixte à l'intérieur d'une cavité carrée remplie d'air en présence d'un cylindre carré plein avec un rayon de  $0,01L$ .

Les effets de divers paramètres sont examinés dans cette étude. C'est notamment le cas de l'effet de l'emplacement du cylindre, de celui du rapport d'aspect, des positions de sortie et du nombre de Reynolds sur le transfert de chaleur.

Les résultats obtenus établissent que les effets de l'emplacement du cylindre carré intérieur et le rapport d'aspect avaient joué un rôle décisif dans la rationalisation et les modèles de contour isothermes, de même que la configuration CT avait sensiblement haussé l'amélioration du transfert de chaleur que les configurations CC et CB.

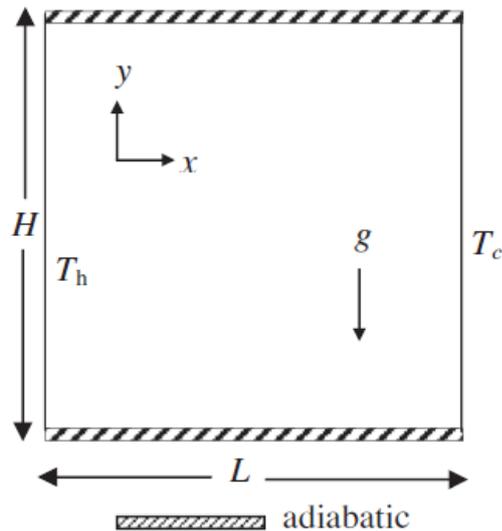


**Figure I.10 :** Configuration étudiée par Ali J. Chamkha et al [18].

**R. Nasrin et al** [19] ont analysé le transfert de chaleur et le flux de fluide de convection naturelle dans une enceinte de longueur  $L$  et de hauteur  $H$ , remplie du nanofluide ( $Al_2O_3/eau$ ), d'où la paroi verticale gauche est maintenue à une température  $T_c$  tandis que la paroi droite à  $T_f$  ou  $T_c > T_f$  et les deux parois horizontales sont adiabatiques (Figure I.11).

La fraction de volume solide variée et le nombre de Prandtl ont été pris en compte pour les champs de débit et de température.

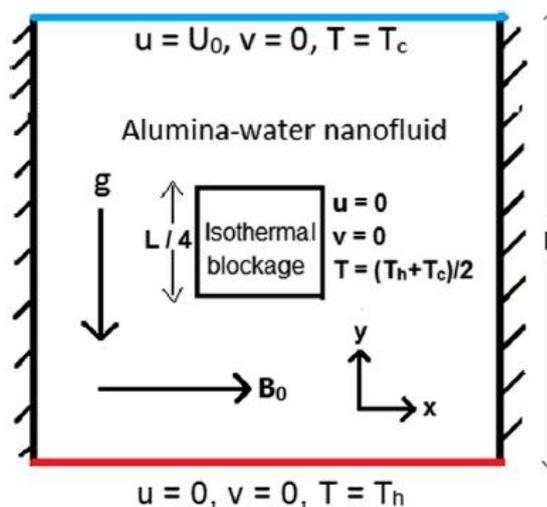
Les résultats calculés montrent que la structure du champ d'écoulement et de température du fluide dans la chambre fermée dépend de façon significative de la fraction du volume de nanoparticules, du nombre de Prandtl et du rapport d'aspect de la cavité.



**Figure I.11** : Configuration étudiée par R. Nasrin et al [19].

Une autre étude numérique sur la convection mixte dans une cavité carrée à couvercle rempli de nanofluide (Al/eau) avec un blocage carré chauffé isotherme à l'intérieur et avec l'effet de champ magnétique (Figure I.12) a été réalisée par **K. Mehmood et al** [20] pour observer l'influence des paramètres pertinents sur le transfert de chaleur. La méthode de Newton a été utilisée pour linéariser le système de gouvernance des équations non linéaires et la méthode d'élimination gaussienne est appliquée pour résoudre des sous-problèmes linéaires.

Ces auteurs ont alors relevé que l'augmentation du nombre moyen de Nusselt et celle de l'énergie cinétique induisent par une augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. Aussi l'augmentation de la température moyenne dans la cavité a-t-elle été remarquée avec une augmentation du nombre Eckert et de l'intensité du champ magnétique.

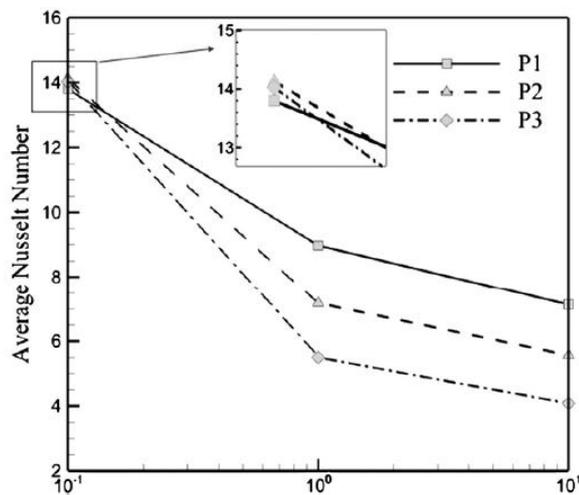


**Figure I.12** : Configuration étudiée par K. Mehmood et al [20].

**A.A. Mehrizi et al** [21] ont conduit une étude numérique sur la convection mixte dans une cavité carrée avec ports d'entrée et de sortie et un obstacle chaud dans le centre de la cavité.

Au cours de cette investigation, la méthode Boltzmann en treillis est mise en œuvre pour l'étude de l'effet de l'emplacement du port et l'effet des nanoparticules sont inspectées pour la fraction volumique des nanoparticules dans la plage de 0 à 0,03. La position des différents ports de sortie étudiée pour différents nombres de Richardson (0,1, 1, 10).

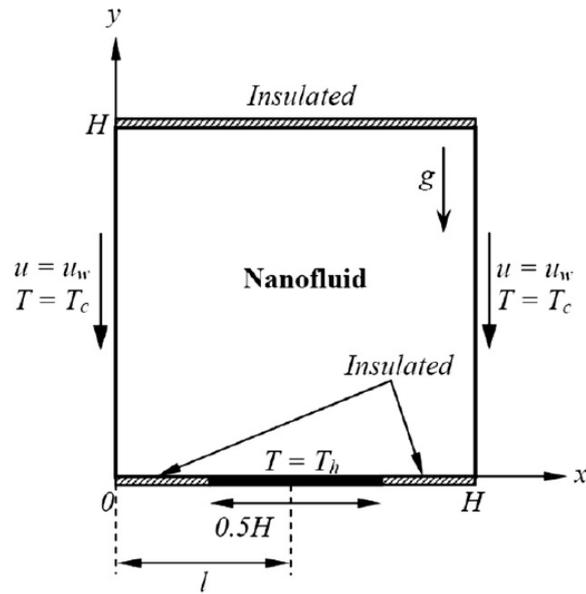
Les résultats indiquent que, en ajoutant les nanoparticules Cu au fluide de base et l'augmentation de la concentration de volume de nanoparticules, le taux de transfert de chaleur est amélioré à différentes valeurs du nombre de Richardson. Les positions du port de sortie et les changements de haut en bas de l'obstacle ont un effet important sur le nombre moyen de Nusselt.



**Figure I.13 :** Variation du nombre moyen de Nusselt par rapport au nombre de Richardson à différentes positions de sortie pour le cas d'un fluide pur [21].

**S. M. Sebdani et al** [22] avaient entrepris une étude sur la convection mixte. Ils avaient pris une cavité rectangulaire contenant un nanofluide (eau- $\text{Al}_2\text{O}_3$ ), joint à une source de chaleur placée sur le mur inférieur avec parois latérales (gauche et droite) de la cavité, se déplaçant vers le bas à une vitesse constante  $U_w$ , cela tout en étant maintenues à une température froide  $T_f$ , alors que la paroi supérieure horizontale ainsi que les parties inactives de la paroi inférieure horizontale de la cavité sont maintenues isolées (figure I. 14).

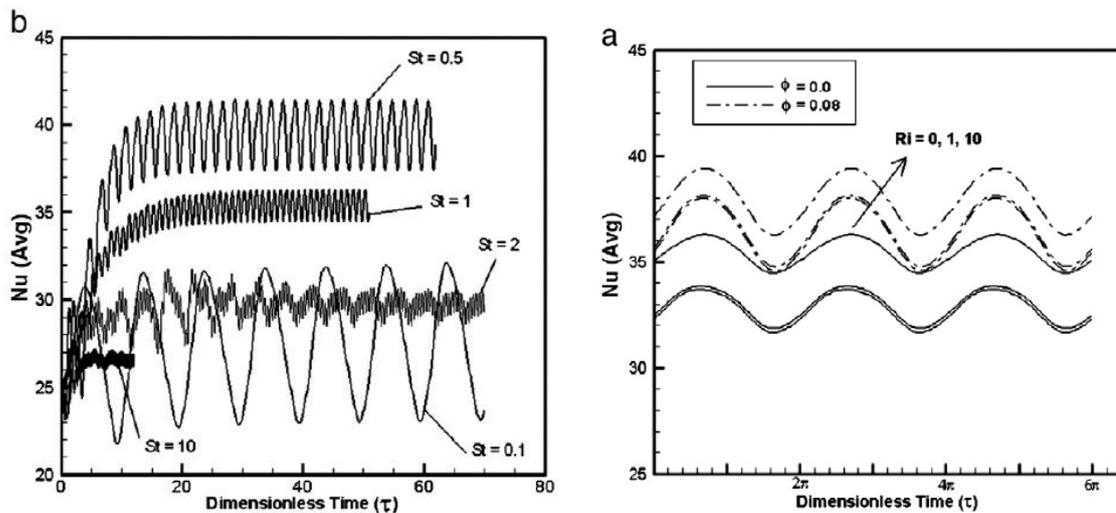
Il a été constaté que le nombre moyen de Nusselt augmente à mesure que l'emplacement de la source de chaleur se déplace vers le mur gauche de même que la position de la source de chaleur exerce un effet considérable sur les tourbillons de contre-rotation qui se développent à l'intérieur de la cavité. Lorsque le chauffage est situé au milieu de la paroi inférieure, les tourbillons sont symétriques tandis que pour tous les autres emplacements de chauffage, les tourbillons sont asymétriques.



**Figure I.14 :** Configuration étudiée par S.M. Sebdani et al [22].

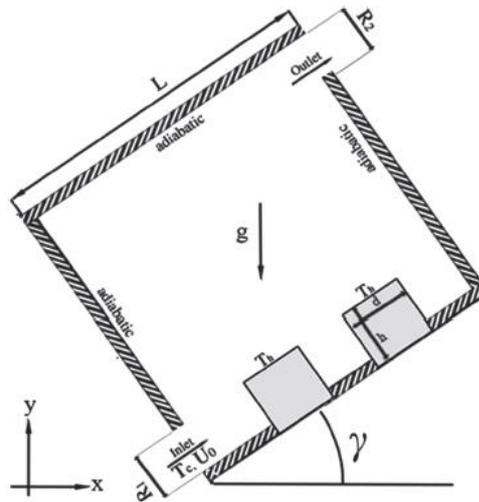
**E. Sourtiji et al** [23] s'étaient intéressés par leur étude numérique à la convection mixte. Elle est instable à l'intérieur d'une cavité carrée traversée par un nanofluide ( $Al_2O_3$ /eau) à une vitesse à l'entrée uniforme et a une variation sinusoïdale avec le temps. L'effet de la fréquence d'oscillation est étudié grâce à un nombre sans dimension, celui de Strouhal.

Il a été constaté qu'après un certain temps, une variation périodique d'écoulement du fluide et du champ de température dans la cavité est créée en raison de l'oscillation de la vitesse à l'orifice d'entrée. La présence de la nanoparticule dans le fluide de base augmente le coefficient de chute de pression dans la cavité en raison de la viscosité du nanofluide.



**Figure I.15 :** (a) Effet de la nanoparticule sur le nombre de Nusselt moyen dans la cavité pour  $St= 1$ , (b) évolution transitoire du nombre de Nusselt moyen pour différentes valeurs du nombre de Strouhal pour  $Ri= 10$  [23].

L'étude que **Biglari et al** [24] réalisée au plan numérique aussi, s'était penchée sur le mécanisme de la convection mixte à l'intérieur d'une cavité inclinée avec un angle égal à  $60^\circ$  et remplie de nanofluide ( $Al_2O_3/$  eau) froid. Le liquide pénètre dans l'enceinte à partir du bas et ressort du haut de la paroi droite, avec deux blocs carrés chauds situés sur la paroi inférieure (Figure I.16).



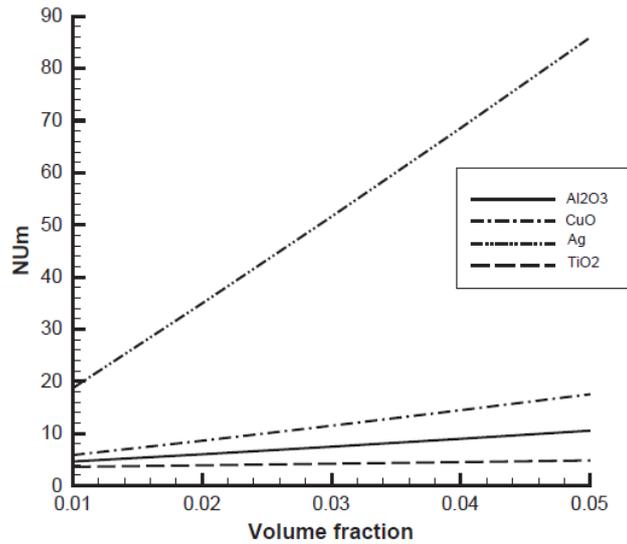
**Figure I.16 :** Configuration étudiée par Biglari et al [24].

Les auteurs ont montré que l'augmentation du rapport d'aspect des deux corps diminue le nombre moyen de Nusselt, ce qui fait en sorte que le transfert de chaleur entre le corps gauche et le fluide est beaucoup plus élevé que le corps droit en raison de la proximité de l'entrée. Aussi, la variation du nombre de Richardson n'a-t-elle pas d'effet significatif sur le transfert de chaleur à l'intérieur de la cavité.

Toujours numériquement, **M. Kalteh et al** [25] ont étudié la convection mixte avec un nanofluide à base d'eau contenant différents types de nanoparticules s'écoulant dans une cavité carrée en présence d'une source de chaleur triangulaire. Les murs de gauche et du bas de l'enceinte sont maintenus isolés, tandis que la paroi supérieure, animée d'une vitesse constante, est maintenue à température constante et la paroi droite conservée également à température constante.

Ils ont constaté que le nombre de Nusselt moyen le plus élevé est obtenu par les nanoparticules d'argent (Ag), le plus bas avec les nanoparticules de  $TiO_2$  (Figure I.17). Quant aux nanoparticules de  $Al_2O_3$ , la valeur la plus élevée du nombre de Nusselt local se produit sur la paroi supérieure lorsque la fraction de volume est de 5 %.

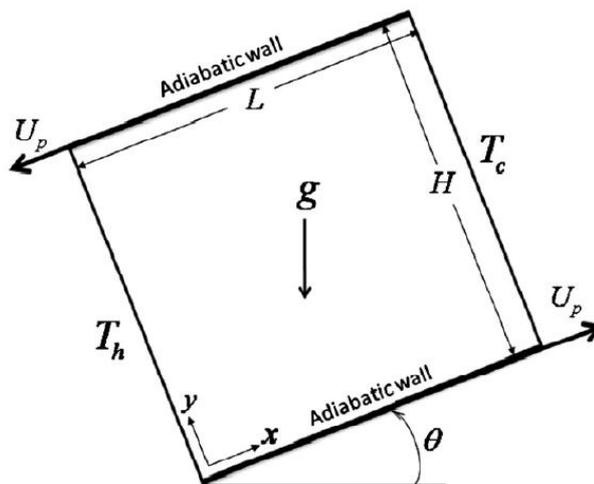
Les résultats obtenus ont été comparés aux travaux publiés précédemment, consacrant un accord assez bon.



**Figure I.17 :** Nombre de Nusselt moyen (aux parois des sources de chaleur) par rapport à la fraction volumique  $\phi$  ( $Ri = 1, dp = 40 \text{ nm}, a = H/10, b = H/2, d = L/2$ ) pour différentes nanoparticules [25].

**M. Alinia et al** [26] ont considéré l'écoulement et le transfert de chaleur dans une enceinte carrée remplie d'un nanofluide (eau et de  $\text{SiO}_2$ ), d'où le mouvement du fluide est induit par le frottement résultant du mouvement de translation des deux parois inférieure et supérieure.

Les simulations numériques sont faites pour les angles d'inclinaison suivantes :  $\theta = -60^\circ, -30^\circ, 0^\circ, 30^\circ, 60^\circ$  à l'aide d'un mélange biphasé ainsi qu'un nombre Richardson variant de 0,01 à 100, pour la fraction de volume de nanoparticules allant de 0 % à 8 %.



**Figure I.18 :** Configuration étudiée par M. Alinia et al [26].

Les résultats ont mis en évidence que l'ajout de nanoparticules ( $\text{SiO}_2$ ) a produit une amélioration remarquable du transfert de chaleur par rapport à un fluide pur. En outre, l'effet de l'angle d'inclinaison est plus prononcé aux nombres plus élevés de Richardson.

## **I.7. Conclusion**

Nous avons présenté dans ce chapitre une revue des différentes notions sur le transfert de chaleur ainsi qu'une étude détaillée sur les nanofluides utilisés au cours de cette décennie, leurs propriétés physiques ainsi que leur application dans de nombreux problèmes.

Enfin, une synthèse bibliographique a été nécessaire afin de nous initier aux travaux de modélisation et de simulation numérique de la convection mixte en présence d'un nanofluide.

# **Chapitre II**

## **Formulation mathématique et position du problème**

# Formulation mathématique et position du problème

## II.1. Introduction

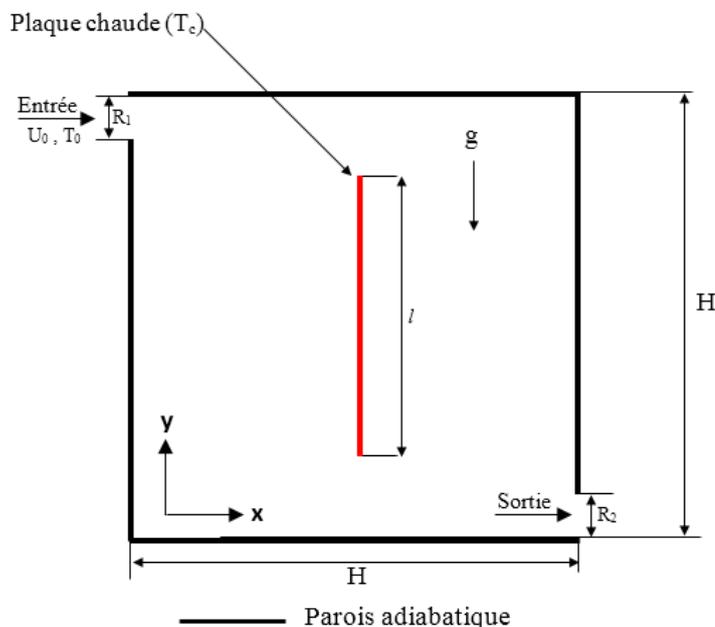
Ce présent chapitre donnera lieu à l'exposition de notre modèle physique ainsi que des différentes équations mathématiques régissant le phénomène de la convection mixte au sein d'une cavité en présence d'un nanofluide.

La modélisation des écoulements convectifs dans les cavités en présence d'un fluide modifié (nanofluide) consiste à déterminer en tous points et à tout instant les champs dynamique et thermique au sein de la cavité.

## II.2. Position du problème et hypothèses simplificatrices

### II.2.1. Spécification du modèle utilisé

Le problème physique considéré est schématisé en figure II.1. Il s'agit d'une cavité carrée ventilée, bidimensionnelle, de côté  $H$ , contenant une plaque de longueur  $L$  au centre de l'enceinte maintenue à température chaude  $T_c$ , avec un rapport de forme  $l/H = 0.6$  et  $S=d/H = 0.5$ .



**Figure II.1 :** Géométrie du problème.

Les parois de la cavité sont considérées adiabatiques vis-à-vis du milieu extérieur. À la rentrée, le nanofluide utilisé (Cu-eau) pénètre avec une vitesse horizontale constante  $U_0$  et à une température froide  $T_0=T_f$ . L'entrée et la sortie sont de même dimension ( $R$ ), situées respectivement sur la partie supérieure de la paroi verticale gauche et la partie inférieure de la paroi verticale droite.

### II.2.2. 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 ( $\rho g$ ) 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  $\rho$  en fonction de la température est donnée comme suit :

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

Avec :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$$

$\beta$  : Coefficient d'expansion thermique à pression constante ;

$\rho_0$  : La masse volumique de référence (à la température  $T_0$ ) ;

$T_0$  : La température de référence.

### II.3. Propriétés thermo-physiques des nanofluides

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

En supposant que les nanoparticules dans le fluide de base peuvent être facilement fluidisées et, par conséquent, le modèle à une seule phase, où la phase fluide et les nanoparticules sont en état d'équilibre thermodynamique et se déplacent à la même vitesse locale, est adopté. Les propriétés thermophysiques du fluide dépendent de la concentration, de la température et du volume des nanoparticules.

#### I.3.1. Masses volumiques

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

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

Or la fraction volumique des nanoparticules, noté  $\varphi$  désigne le rapport du volume des nanoparticules sur le volume total (fluide +solide).

$$\varphi = \frac{\text{volume solide}}{\text{volume totale d'un nanofluide}} = \frac{V_s}{V_s + V_f} \quad (\text{II.3})$$

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

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi) \rho_f + \varphi \rho_s \quad (\text{II.4})$$

#### I.3.2. Chaleur spécifique

La chaleur spécifique est la capacité calorifique par unité de masse d'une substance ou d'un système homogène  $C_p = \frac{dQ}{mdT}$ . 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 [2] ont utilisé:

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

Certains autres dont Xuan et Roetzel [3] ont utilisé:

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

#### I.3.3. 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 nanofluide 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.

#### ▪ Modèles de Brinkman

La formule de Brinkman [4] (1952) complète le modèle d'Einstein jusqu'à une concentration volumique inférieure à 4%. Elle est donnée par la corrélation suivante :

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_f} = \frac{\mu_f}{(1-\varphi)^{2.5}} \quad (\text{II.7})$$

D'autres relations ont été proposées dans la littérature, limitées à des applications bien précises. Maiga et al [5], Mintsa et al [6], à partir de résultats de mesures, ont proposé les corrélations suivantes :

$$\mu_{nf} = \mu_f (123\varphi^2 + 7.3\varphi + 1) \quad (\text{II.8})$$

$$\mu_{nf} = \mu_f (0.009\varphi^3 + 0.051\varphi^2 - 0.3197\varphi + \varphi + 1.475) \quad (\text{II.9})$$

Cette relation décrit une évolution non linéaire de la viscosité dynamique avec la concentration volumique mais ne tient pas compte de la collision entre les particules. En effet, l'écoulement autour de chaque particule est influencé par la présence éventuelle d'autres particules à proximité et par les collisions entre particules.

### I.3.4. Conductivité thermique

Il existe plusieurs modèles théoriques permettant d'estimer, sous certaines conditions, la conductivité thermique des suspensions. Nous présenterons dans cette partie les modèles les plus utilisés dans le cas des nanofluides.

Maxwell [7] fait partie des chercheurs qui se sont intéressés au calcul de la conductivité thermique d'un fluide contenant des particules sphériques en suspension. Pour aboutir à l'estimation de cette dernière, il a supposé que le fluide renferme plusieurs particules sphériques de même diamètre. Les particules sont supposées suffisamment éloignées l'une de l'autre pour négliger l'interaction mutuelle, par conséquent le milieu est fortement dilaté (absence de contact entre les particules).

La formule de Maxwell se présente sous la forme :

$$\frac{\lambda_{nf}}{\lambda_f} = \frac{\lambda_s + 2\lambda_f + 2(\lambda_s - \lambda_f)\varphi}{\lambda_s + 2\lambda_f - (\lambda_s - \lambda_f)\varphi} \quad (\text{II.10})$$

Où  $\lambda_{nf}$ ,  $\lambda_s$ ,  $\lambda_f$  désignent respectivement les conductivités thermiques du nanofluide, du fluide de base et des particules solides alors que  $\varphi$  représente la concentration volumique des nanoparticules.

### I.3.5. 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 [8].

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (\text{I.11})$$

Pour calculer la valeur de ce coefficient pour les nanofluides de très nombreux auteurs ont utilisé à la suite des premiers travaux sur les nanofluides, par analogie avec la relation (II.4), on déduit l'expression suivante :

$$(\rho\beta)_{nf} = (1-\varphi)(\rho\beta)_f + \varphi(\rho\beta)_s \quad (\text{II.12})$$

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	Fluide pure (eau)	Nanoparticule (Cu)
$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	997.1	8954
$C_p$ (J/kg K)	4179	383
$\lambda$ (W/m K)	0.6	400
$\beta$ (K <sup>-1</sup> )	2.1 x 10 <sup>-4</sup>	1.67 x 10 <sup>-5</sup>
$\alpha$ (m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> )	1.43 x 10 <sup>-7</sup>	1.16 x 10 <sup>-4</sup>
$D$ (nm)	-	10

**Tableau II. 1** : Les propriétés thermo-physiques de l'eau et des nanoparticules à 25°.

## II.4. Equations gouvernantes du problème

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 :

### ➤ Équation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.13})$$

➤ **Équations de quantité de mouvement :**

Suivant x :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[ -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{nf} \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \right] \quad (\text{II.14})$$

Suivant y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[ -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{nf} \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \right] + [(\rho\beta)_{nf} (T - T_0)] g \quad (\text{II.15})$$

➤ **Équations de l'énergie**

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_{nf} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.16})$$

Avec :  $\alpha_{nf} = \frac{\lambda_{nf}}{(\rho C_p)_{nf}}$

Où la viscosité du nanofluide est donnée par l'équation (II.7) :

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1-\phi)^{2.5}}$$

La masse volumique effective du nanofluide est définie par l'équation (II.4) :

$$\rho_{nf} = (1-\phi)\rho_f + \phi\rho_s$$

La chaleur spécifique et le coefficient d'expansion thermique du nanofluide peut être déterminé par l'équation (II.6) et (II.12) respectivement :

$$(\rho C_p)_{nf} = (1-\phi)(\rho C_p)_f + \phi(\rho C_p)_s$$

$$(\rho\beta)_{nf} = (1-\phi)(\rho\beta)_f + \phi(\rho\beta)_s$$

La conductivité thermique effective du nanofluide est approximée par le modèle de Maxwell [7].

La formule de Maxwell se présente sous la forme :

$$\frac{\lambda_{nf}}{\lambda_f} = \frac{\lambda_s + 2\lambda_f + 2(\lambda_s - \lambda_f)\phi}{\lambda_s + 2\lambda_f - (\lambda_s - \lambda_f)\phi}$$

Où  $\lambda_{nf}$ ,  $\lambda_s$ ,  $\lambda_f$  désignent respectivement les conductivités thermiques du nanofluide, du fluide de base et des particules solides alors que  $\varphi$  représente la concentration volumique des nanoparticules.

La diffusivité thermique de nanofluide peut être exprimée par :

$$\alpha_{nf} = \frac{\lambda_{nf}}{(\rho C_p)_{nf}} \quad (\text{II.17})$$

### ➤ Conditions aux limites associées

Afin de préciser nos solutions lors de l'intégration des équations aux dérivées partielles de notre système, nous avons dû introduire des conditions aux limites, dont le nombre requis dépend à la fois du nombre des équations et de l'ordre de dérivation des variables dans ses mêmes équations.

❖ Conditions aux limites sous forme dimensionnelle :

- À l'entrée :  $u = u_0$ ,  $v = 0$ ,  $T = T_f$
- Toutes les parois de la cavité :  $\frac{\partial T}{\partial n} = 0$ ,  $u = v = 0$  ('n' direction normale)
- Au niveau de l'aileron :  $T = T_c$ ,  $u = v = 0$
- À la sortie :  $\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0$

## II.5. Forme adimensionnelle des équations

La forme adimensionnelle est utilisée afin de trouver des solutions générales aux problèmes physiques indépendamment des systèmes de mesure. Elle permet aussi la simplification de la résolution des systèmes d'équations et la réduction des paramètres physiques. Pour faire apparaître les paramètres de contrôle du problème étudié, il est nécessaire d'introduire des grandeurs de référence.

❖ Les grandeurs caractéristiques :

H : Longueur caractéristique ;

$U_0$  : Vitesse caractéristique ;

$\Delta T_{ref}$  : Température de référence ;

$\rho_{nf} U_0^2$  : Pression caractéristique.

❖ Variables adimensionnelles :

$$X = \frac{x}{H} \quad Y = \frac{y}{H} \quad U = \frac{u}{U_0} \quad V = \frac{v}{U_0} \quad \theta = \frac{(T-T_0)}{(T_c-T_0)} = \frac{(T-T_0)}{\Delta T_{ref}} \quad P = \frac{P}{\rho_{nf} U_0^2}$$

### II.5.1. Équations adimensionnelles

En substituant ces variables adimensionnelles dans les équations établies précédemment, nous obtenons le système d'équations adimensionnelles suivant :

#### a. Équation de continuité

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II.18})$$

#### b. Équation de continuité de mouvement

##### • Équation de continuité du mouvement suivant l'axe x

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{\text{Re}} \frac{\mu_{eff}}{\nu_f \rho_{nf}} \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.19})$$

##### • Équation de continuité du mouvement suivant l'axe y

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{\text{Re}} \frac{\mu_{eff}}{\nu_f \rho_{nf}} \left( \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \frac{(\rho\beta)_{nf}}{\rho_{nf} \beta_f} \frac{Gr}{\text{Re}^2} \theta \quad (\text{II.20})$$

#### c. Équation d'énergie

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = -\frac{\alpha_{nf}}{\alpha_f} \frac{1}{\text{Re Pr}} \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.21})$$

### II.5.2. Conditions aux limites

❖ Conditions aux limites sous forme adimensionnelle :

- À l'entrée :  $U = 1, \quad V = 0, \quad \theta = 0$
- Toutes les parois de la cavité :  $\frac{\partial \theta}{\partial n} = 0, \quad U = V = 0$
- Au niveau de l'aileron :  $\theta = 1, \quad U = V = 0$
- À la sortie :  $\frac{\partial U}{\partial X} = \frac{\partial V}{\partial X} = \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$

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

Limites	Condition sur les vitesses	Condition sur les températures
l'entrée	$U=1, V=0$	$\theta = 0$

la paroi gauche : X=0	U=V=0	$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$
la paroi droite :X=1	U=V=0	$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$
la paroi supérieure : Y=1	U=V=0	$\frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0$
la paroi inférieure : Y=0	U=V=0	$\frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0$
l'aileron	U=V=0	$\theta = 1$
Sortie	$\frac{\partial U}{\partial X} = \frac{\partial V}{\partial X} = \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$	

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

### II.5.3. 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**

On entend par ce nombre le rapport entre forces d'inertie et forces visqueuses. Il caractérise un écoulement, en particulier la nature de son régime (laminaire, transitoire, turbulent).

$$Re = \frac{U_0 H}{\nu_f}$$

- **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.

$$Gr = \frac{\beta (\Delta T_{ref}) g H^3}{\nu_f^2}$$

- **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).

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

- **Nombre de Prandtl**

Le rapport rendu par ce nombre est celui existant entre la diffusivité de quantité de mouvement  $\nu$  (ou viscosité cinématique) et la diffusivité thermique  $\alpha$  (il caractérise le type de fluide).

$$\text{Pr} = \frac{\rho \nu C_p}{\lambda_f} = \frac{\nu}{\alpha}$$

#### ▪ 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 :

$$Nu_l(X) = -\frac{\lambda_{mf}}{\lambda_f} \left( \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)_{\text{plaque chaude}}$$

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 :

$$Nu_{moy} = \frac{1}{H} \int_0^H Nu_l dX$$

## II.6. Méthode Numérique

Les solutions analytiques, basées sur la forme locale du problème (équations aux dérivées partielles : « E.D.P. » associées aux conditions initiales et aux limites), ne sauraient être déterminées dans le cas général, exceptés certains cas classiques connus depuis bien longtemps. Ces cas sont pédagogiquement intéressants, quoique demeurent excessivement limités pour l'industriel en particulier au niveau des géométries considérées.

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, un algorithme développé par **Patankar** [27] (1980) dit **Algorithme SIMPLER**.

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.

### ❖ Critère de convergence

Un processus est appelé itératif quand il aura atteint la convergence, c'est-à-dire tout proche de la solution stable des systèmes d'équations en un nombre optimal d'itérations, lorsque les itérations ultérieures ne produisent aucun changement significatif dans les valeurs des variables dépendantes (vitesses et température). Pratiquement, on exprime cette convergence par un test d'arrêt du processus itératif appelé aussi (critère de convergence) qui dépend de la nature du problème et des objectifs du calcul. Dans notre cas, le critère est de  $10^{-5}$ .

## II.7. Conclusion

Le présent chapitre a donné lieu à l'établissement d'un modèle mathématique au problème traité. Le modèle en question est constitué d'un système d'équations, complétées par des conditions aux limites. Le système, complexe, est formé d'équations issues de la thermodynamique et de la mécanique des fluides. Les équations de bilan sont donc connues, mais :

- La résolution analytique de ces équations de bilan n'est jamais réalisable ;
- Les non-linéarités visibles dans les équations sont principalement à l'origine des difficultés pour obtenir une solution analytique.

Il est donc fort plausible que l'emploi de méthodes numériques sera indispensable à la résolution des équations du modèle mathématique.

# **Chapitre III**

## **Résultats et discussion**

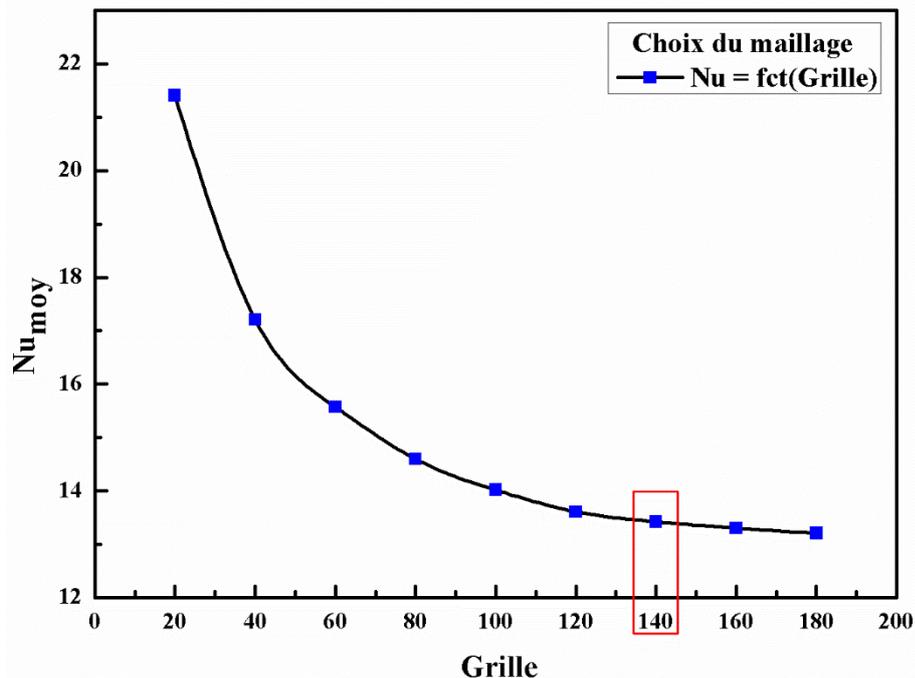
# Résultats et discussion

## III.1. Introduction

Ce chapitre est consacré à la présentation et à l'interprétation des différents résultats ressortis de l'étude numérique de la convection mixte dans une cavité carrée ventilée munie d'une plaque verticale. Une étude de la sensibilité au maillage ainsi qu'une confrontation des résultats 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 sur les caractéristiques de l'écoulement et de l'amélioration du transfert de chaleur. 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, neuf maillages uniformes sont considérés : 20x20, 40x40, 60x60, 80x80, 100x100, 120x120, 140x140, 160x160 et 180x180 nœuds, pour un nanofluide Cu-Eau, avec  $\varphi = 0.05$ ,  $Gr = 10^3$  et  $Re = 500$ .



**Figure III. 1** : Étude de l'indépendance du maillage pour un nanofluide (Cu-eau), avec  $\varphi = 0.05$ ,  $Gr = 10^3$  et  $Re = 500$ .

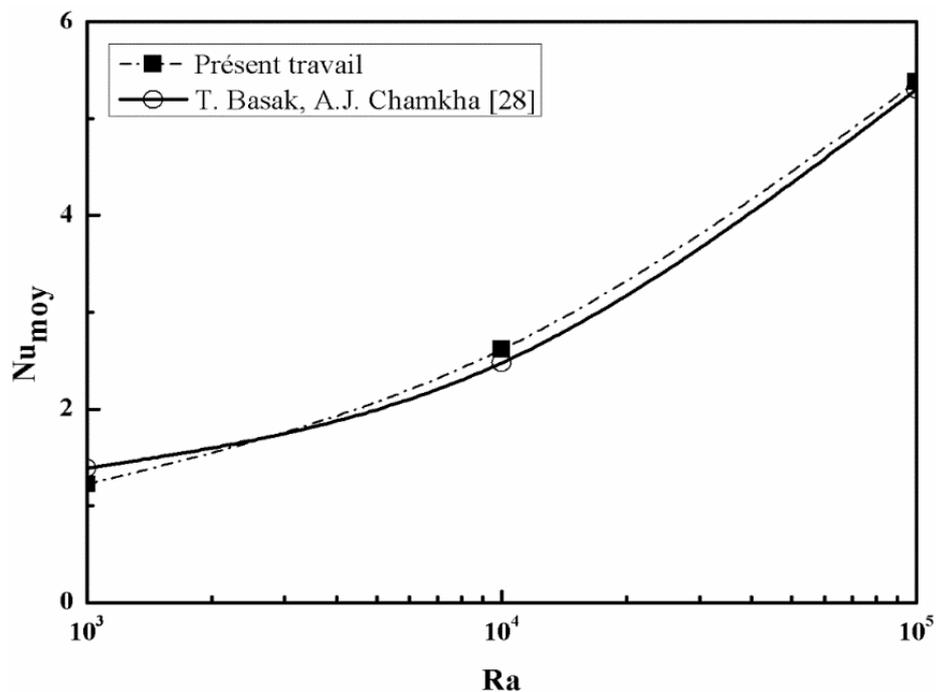
Les résultats de l'effet du maillage sur le nombre de Nusselt moyen sont présentés dans la figure III.1. On constate que la variation du nombre de Nusselt moyen reste presque constante à

compter du maillage 140x140 nœuds. Par conséquent, pour des raisons de compromis, de précision et de temps de calcul, le maillage 140x140 nœuds sera adopté pour tous nos calculs.

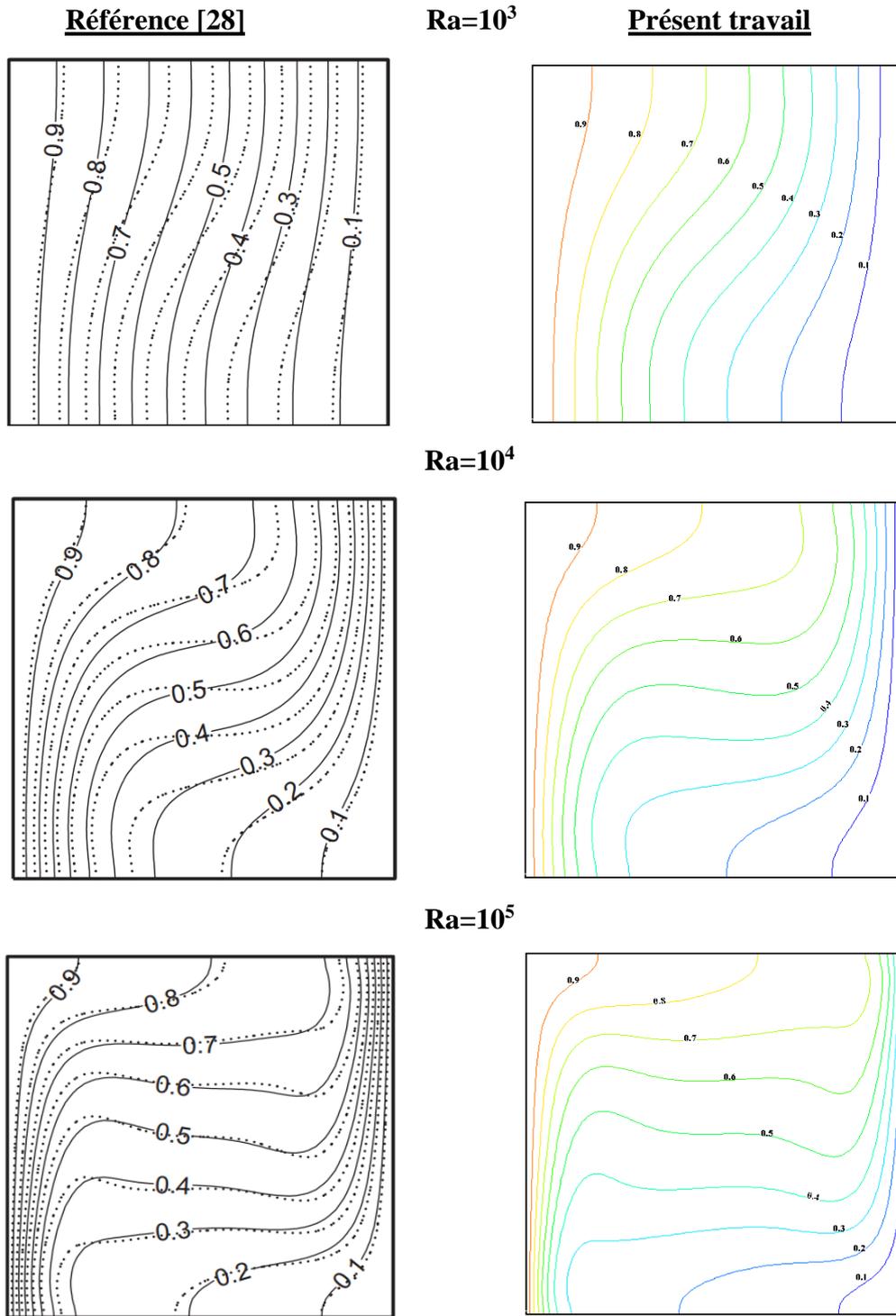
### III.3. Validation

Pour vérifier la concordance de nos résultats numériques, le code de calcul a été validé avec les résultats numériques de **T. Basak, A.J. Chamkha** [28] qui avaient étudié la convection naturelle dans une cavité carrée remplie de nanofluide (eau-Cu). Les parois supérieure et inférieure étaient isolées tandis que la paroi latérale gauche était maintenue à une température chaude et celle du côté droit maintenue à une température froide. La comparaison concerne les isothermes, iso-courant et le nombre de Nusselt pour différents nombres de Rayleigh ( $Ra = 10^3, 10^4, \text{ et } 10^5$ ) à une fraction volumique de  $\phi = 0.1$ .

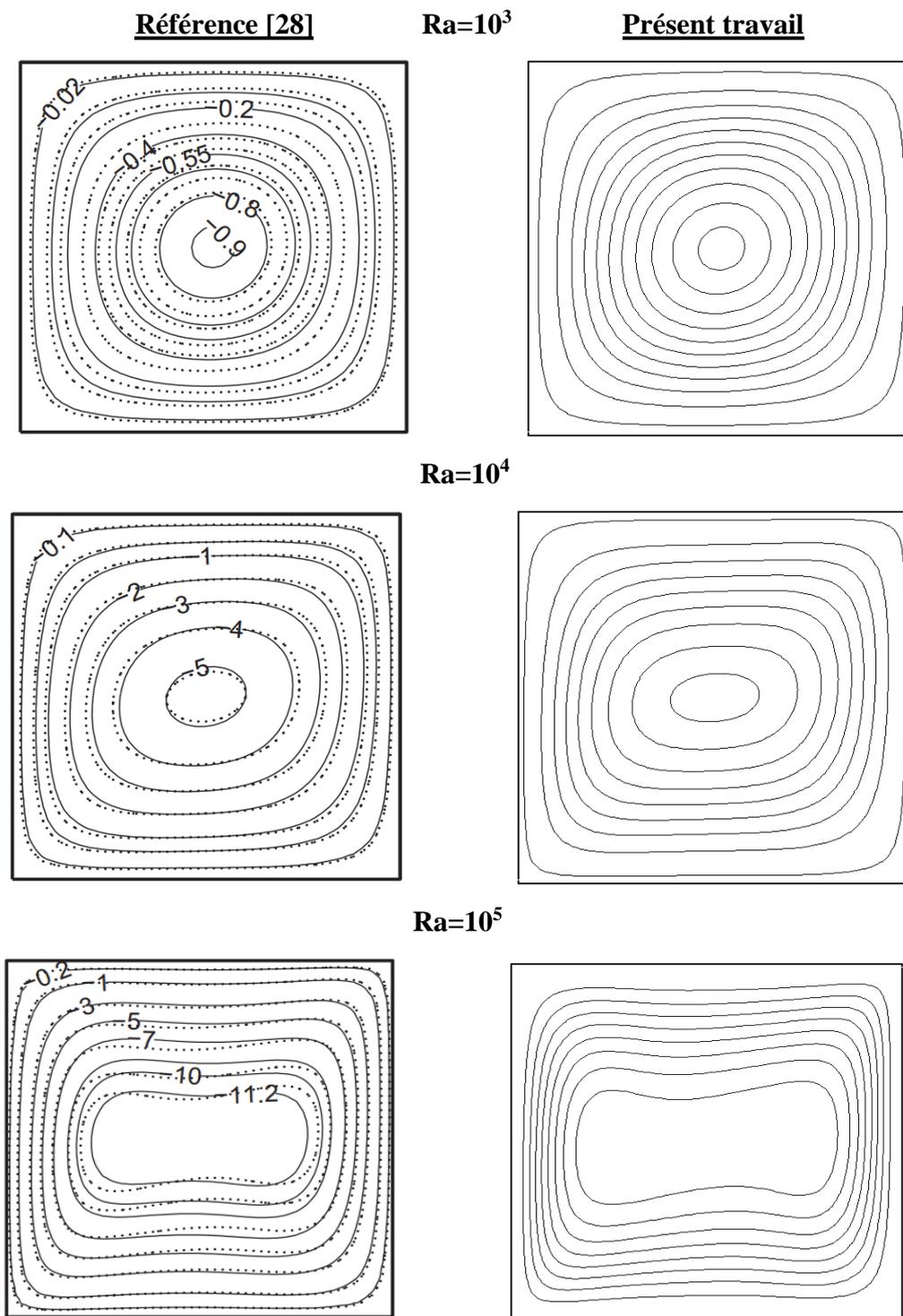
D'après les figures III.2, III.3, et III.4, nos résultats, aux points de vue qualitatif et quantitatif, concordent à souhait avec les résultats correspondants, ce qui permet de valider notre code de calcul et donner plus de crédibilité à nos résultats numériques.



**Figure III.2 :** Comparaison de Nusselt moyen avec **Basak et Chamkha** [28].



**Figure III. 3 :** Comparaison des lignes d'isothermes entre nos résultats et ceux de la référence [28].



**Figure III. 4 :** Comparaison des lignes de courants entre nos résultats et ceux de la référence [28].

### III.4. Résultats et discussion

#### III.4.1. Influence du nombre de Grashof

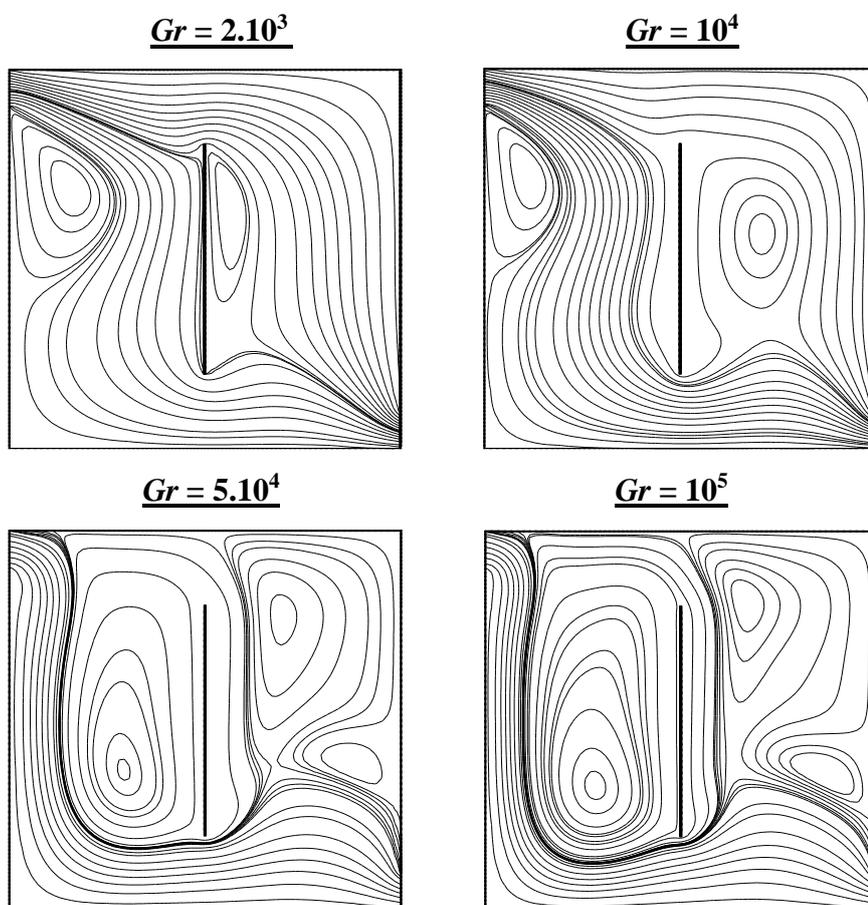
Dans le but d'étudier l'effet du nombre de Grashof sur l'écoulement et le transfert de chaleur, une analyse bidimensionnelle a été conduite sur le comportement du nanofluide au sein d'une

cavité ventilée munie d'une plaque verticale au centre avec un rapport de 0.6, pour différentes valeurs du nombre de Grashof ( $Gr = 2 \times 10^3, 10^4, 5 \times 10^4, 10^5$ ) à un  $Re = 100$  et  $\varphi = 0.05$ .

La figure III.5 représente les contours de courant pour différents nombres de Grashof ( $Gr = 2 \times 10^3, 10^4, 5 \times 10^4, 10^5$ ).

À  $Gr = 2 \times 10^3$ , l'écoulement est caractérisé par un tube de courant divisé en deux parties sous l'effet de la présence de l'obstacle chaud (ailette) reliant l'entrée et la sortie, avec présence de deux vortex, l'un au voisinage de l'entrée et l'autre près de l'ailette qui augmente en taille pour un  $Gr = 10^4$ . À mesure que Grashof augmente,  $Gr = 5 \times 10^4$ , les lignes du courant se déforment considérablement, l'écoulement est multicellulaire, caractérisé par une grande cellule principale tournant dans le sens inverse des aiguilles d'une montre, autour de l'ailette, plus développé vers le côté gauche. En augmentant davantage le nombre de Grashof jusqu'à  $Gr = 10^5$ , les lignes de courants se resserrent et la cellule s'intensifie. Cela est dû à l'augmentation de la force de flottabilité. Dans ce cas la convection naturelle est prédominante ( $Ri = 10$ ).

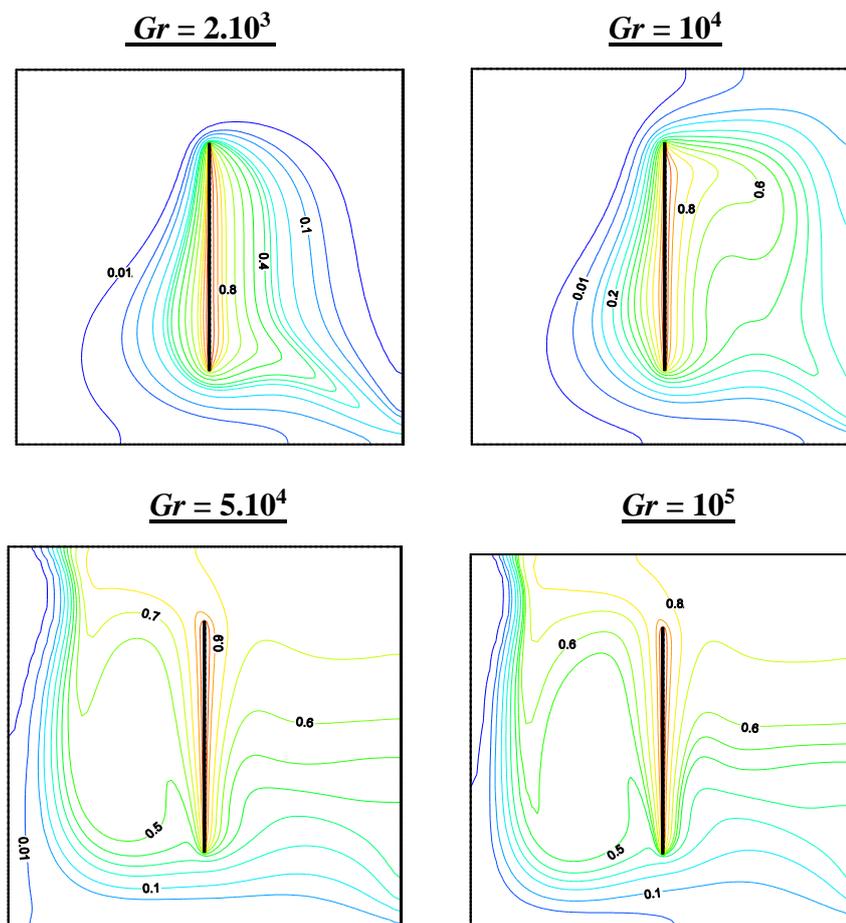
#### a) Champs d'écoulement



**Figure III. 5 :** Les lignes de courants pour différents nombres de Grashof à un  $Re = 100$  et  $\varphi = 0,05$ .

### b) Champs thermique

La figure III.6 représente les lignes d'isothermes, pour quatre nombres de Grashof ( $Gr = 2 \times 10^3, 10^4, 5 \times 10^4, 10^5$ ). On remarque que pour un  $Gr = 2 \times 10^3$ , les lignes d'isothermes sont sous forme concentrique autour de l'ailette chaude et presque la totalité de la cavité est occupée par le fluide froid (isothermes froides). À mesure de l'augmentation de Grashof, les profils se déforment et s'incurvent ainsi une répartition du gradient de température dans l'enceinte, le fluide froid est cloisonné dans la partie droite et basse de la cavité, signe de la dominance de la convection naturelle.

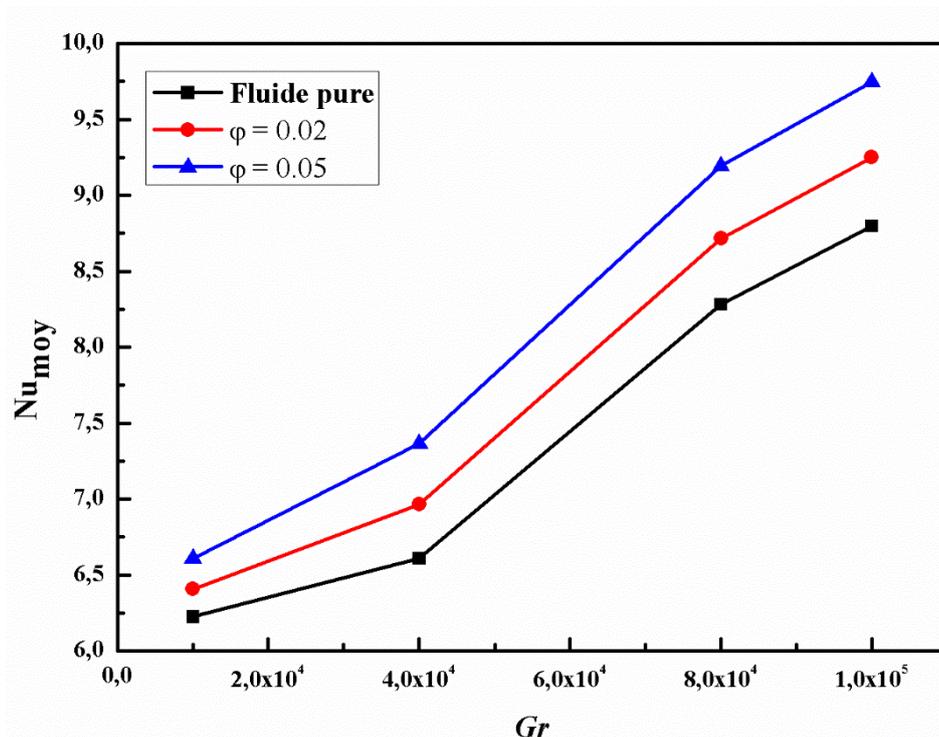


**Figure III. 6 :** Les lignes d'isothermes pour différents nombres de Grashof à un  $Re=100$  et  $\varphi=0.05$ .

### c) Nombre de nusselt

L'impact de la variation du nombre de Grashof sur le transfert thermique dans la cavité est illustré sur la figure III.7, à travers l'évolution du nombre de Nusselt moyen, pour des valeurs de la fraction volumique variant de  $\varphi = 0, 0.02$  et  $0.05$ .

Nous constatons que le nombre de Nusselt augmente avec l'accroissement du nombre de Grashof quelle que soit la fraction volumique. De même, la variation de la concentration porte une influence considérable sur le transfert thermique.



**Figure III.7:** Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Grashof pour différentes valeurs de concentration volumiques variant de  $\phi = 0, 0.02$  et  $0.05$ .

### III.4.2. Influence de la fraction volumique

Les effets de la fraction volumique sur les champs d'écoulement et la distribution de température sont illustrés dans la figure III.8 et III.9 pour un  $Re=100$  et  $Gr=10^4$ .

L'augmentation des fractions volumiques entraîne une légère déviation pour les isothermes entre le nanofluide et le fluide pur. Par conséquent, la présence des nanoparticules favorise l'élévation des températures du nanofluide sans pour autant apporter de modification de la structure hydrodynamique.

La figure III.10 montre la variation du nombre de Nusselt moyen pour différentes concentrations des nanoparticules du cuivre.

On constate que l'augmentation de la concentration en nanoparticules de type Cu au fluide de base (eau pur) améliore le taux de transfert de chaleur. D'une manière générale, les valeurs du nombre de Nusselt moyen pour le nanofluide sont plus élevées que celles relatives au fluide pur. En d'autres termes, l'augmentation de la concentration en nanoparticules favorise l'échange thermique, cela est dû à l'augmentation de la conductivité de fluide.

## a) Champs d'écoulement

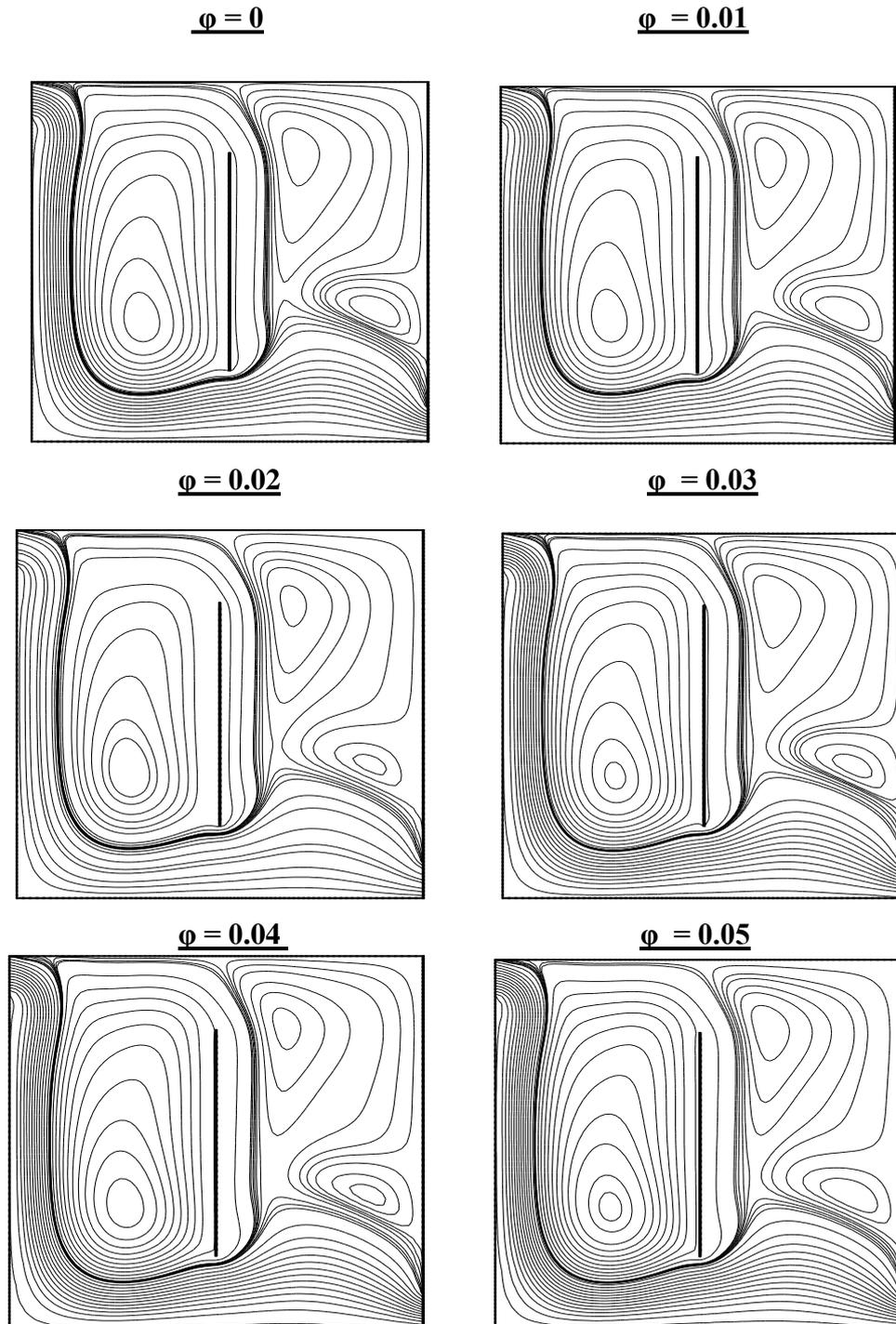
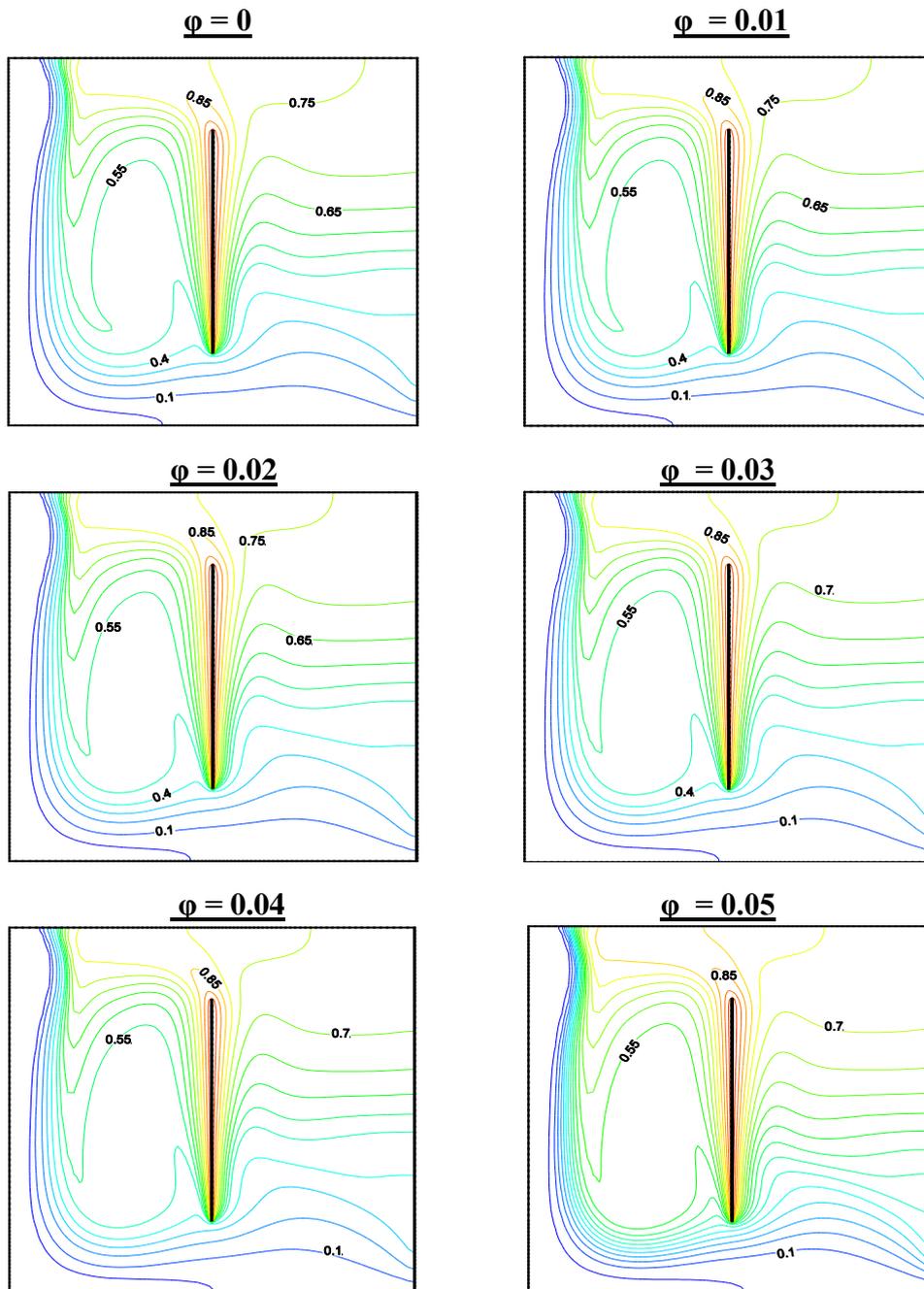


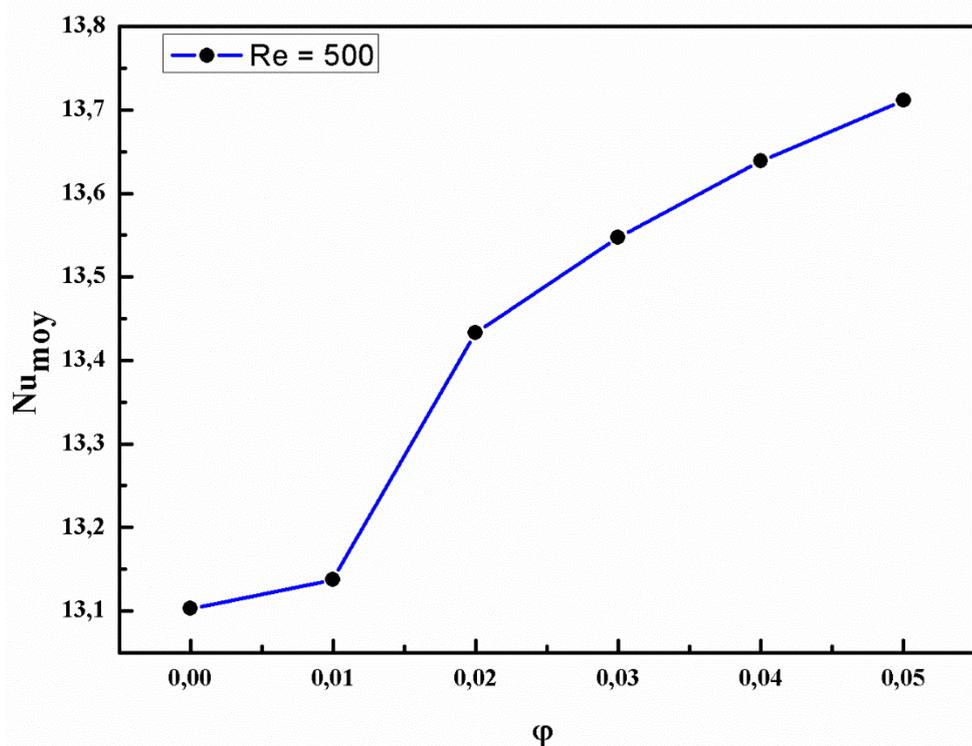
Figure III. 8 : Les lignes de courants pour différentes fractions volumiques à  $Re=100$  et  $Gr=10^4$ .

## b) Champs thermique



**Figure III.9.** : Les lignes d'isothermes pour différentes fractions volumiques à  $Re=100$  et  $Gr=10^4$ .

## c) Nombre de nusselt



**Figure III. 10 :** Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique à un  $Re = 500$ .

### III.4.3. Influence du nombre de Reynolds

Dans cette partie, nous allons étudier l'effet du nombre de Reynolds sur l'écoulement et le transfert de chaleur. Des simulations numériques ont été faites pour différentes valeurs du nombre de  $Re$  ( $Re = 1, 10, 50, 100, 500$  et  $1000$ ) à un  $Gr = 10^3$ ,  $\phi = 0.05$ .

Les figures III.11 et III.12 nous renseignent sur les comportements dynamique et thermique (lignes de courant et isothermes) à différentes valeurs du nombre de Reynolds.

La structure de l'écoulement est généralement constituée d'un écoulement principal (forcé), caractérisé par des lignes de courant ouvertes, reliant l'entrée et la sortie de la cavité. Les lignes de courant fermées indiquent, quant à elles, l'existence d'une cellule de recirculation.

Au fur et à mesure que le nombre de Reynolds augmente ( $Re = 500$ ), on constate une formation de deux zones de recirculation en amont et en aval de l'ailette et deux autres vortex au niveau du coin bas gauche et haut droit de la cavité. On note que le tube de courant change de direction d'écoulement, qui deviendra au-dessus de la paroi chaude.

En augmentant davantage l'intensité du jet du nanofluide à travers l'élévation du nombre de Reynolds ( $Re = 1000$ ), on remarque que les zones de recirculation deviennent plus importantes en termes de taille.

#### a) Champs d'écoulement

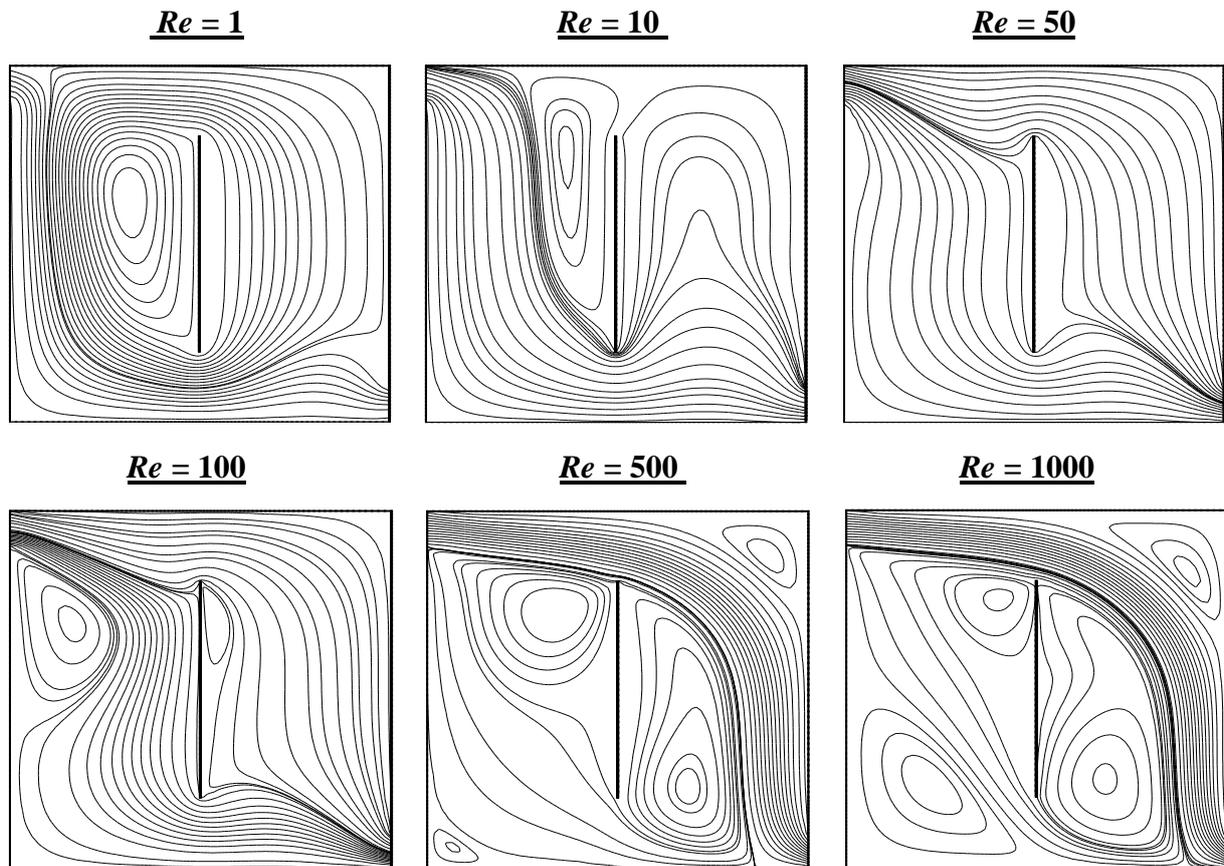
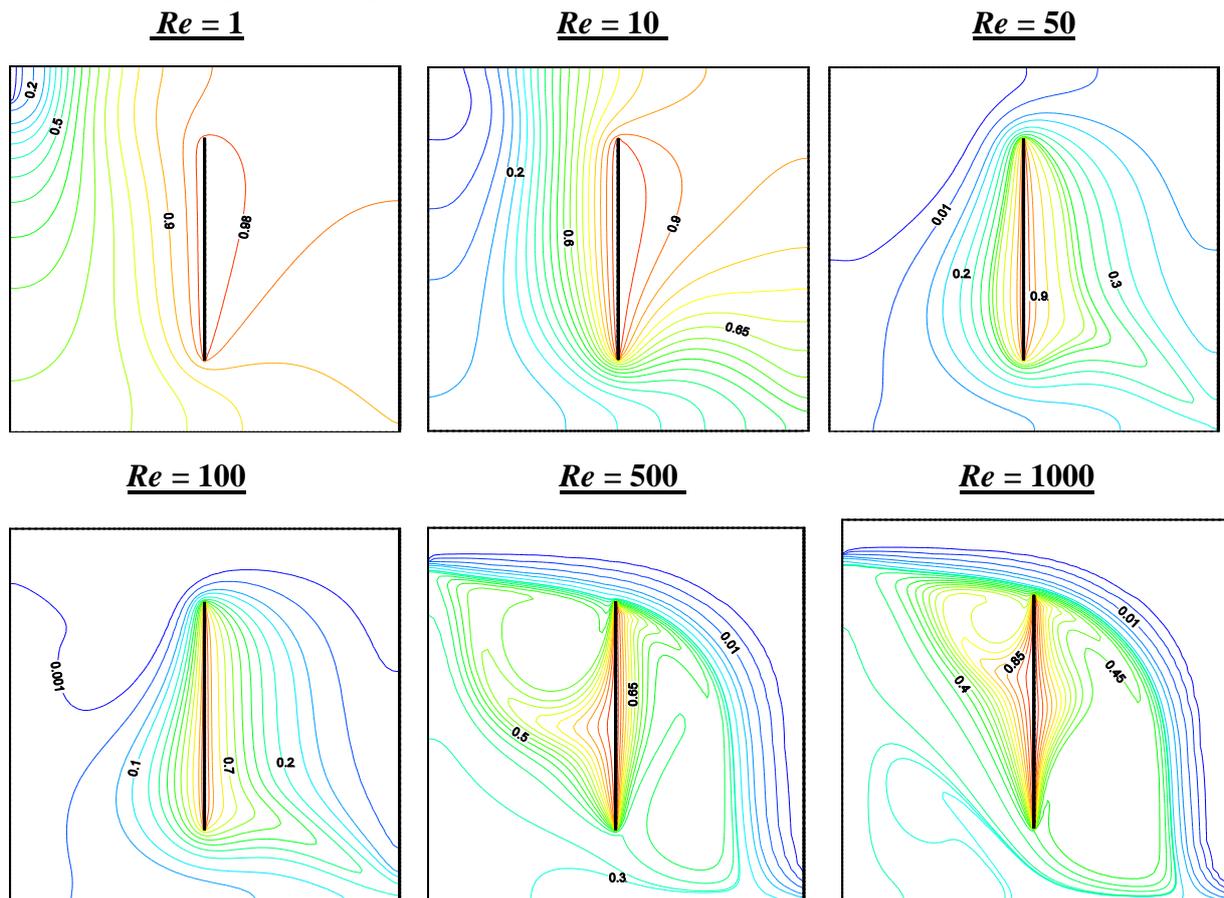


Figure III. 11 : Les lignes de courants pour différents nombres de Reynolds à  $Gr=10^3$ ,  $\varphi=0.05$ .

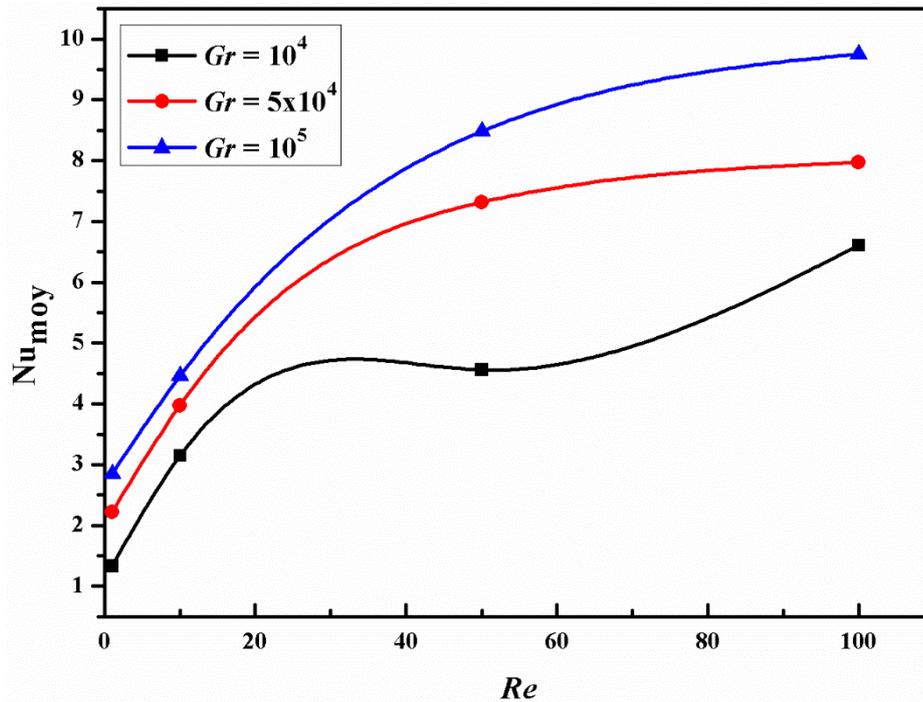
b) Champs thermique



**Figure III. 12 :** Les lignes d'isothermes pour différents nombres de Reynolds à  $Gr=10^3$ ,  $\varphi=0.05$ .

Pour les isothermes à faible nombres de Reynolds ( $Re=1$  et  $Re=10$ ) les lignes sont légèrement décalées à la verticale et le gradient de température diminue progressivement en s'éloignant de la paroi chaude, signe d'une convection naturelle prédominante. En revanche, en augmentant le débit d'écoulement, un régime convectif prend place au niveau des régions situées au-dessous de l'écoulement principal.

c) Nombre de nusselt



**Figure III.13. :** Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs du nombre de Grashof variant de  $Gr = 10^4$ ,  $5 \times 10^4$  et  $10^5$ .

La figure III.13 montre la variation du nombre de Nusselt moyen pour différents nombres de Grashof en fonction du nombre Reynolds.

Nous constatons que le nombre de Nusselt augmente avec l'accroissement du nombre de Reynolds quel que soit le nombre de Grashof, car l'augmentation du nombre de Reynolds, c'est-à-dire l'augmentation des forces d'inerties, favorise le transfert thermique convectif entre le fluide et l'ailette, ce qui dissipe nettement mieux la chaleur. Cela est dû à l'augmentation des gradients pariétaux de vitesse.

Cette augmentation se répercute également sur l'étendue des zones d'échange entre les vortex et la plaque. Une meilleure intensité du transfert thermique a été observée en mode de convection forcée ( $Re = 1000$ ).

### III.4.4. Effet de la position de la paroi

Dans cette section, l'influence de la distance de séparation entre paroi chaude et paroi verticale gauche ( $S=d/H=0.3, 0.5, \text{ et } 0.7$ ) sur le champ d'écoulement et la performance thermique de l'ailette refroidies avec le nanofluide Cu-eau ( $\phi = 0.03$ ) est étudiée (figure.14). À un  $Re = 500$ ,  $Gr = 10^4$ ,  $L=0.6$  et  $\phi = 0.03$ .

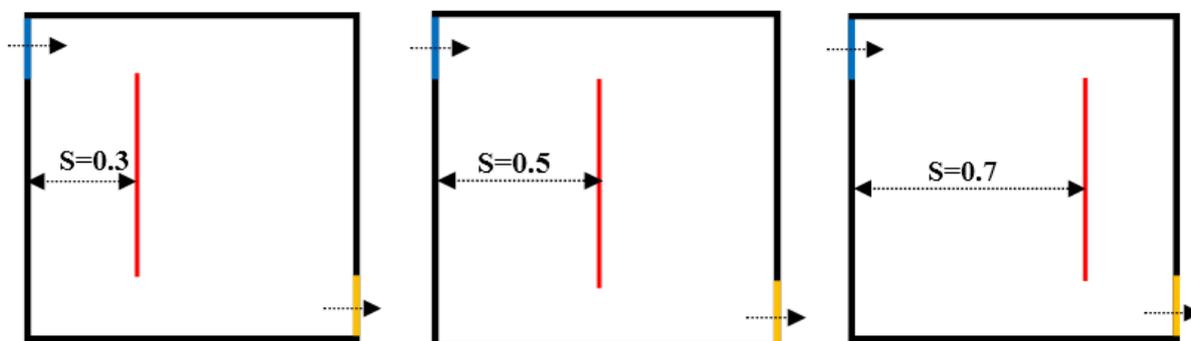


Figure III. 14 : Schéma des différentes positions de la paroi chaude.

#### a) Champs d'écoulement et champs thermique

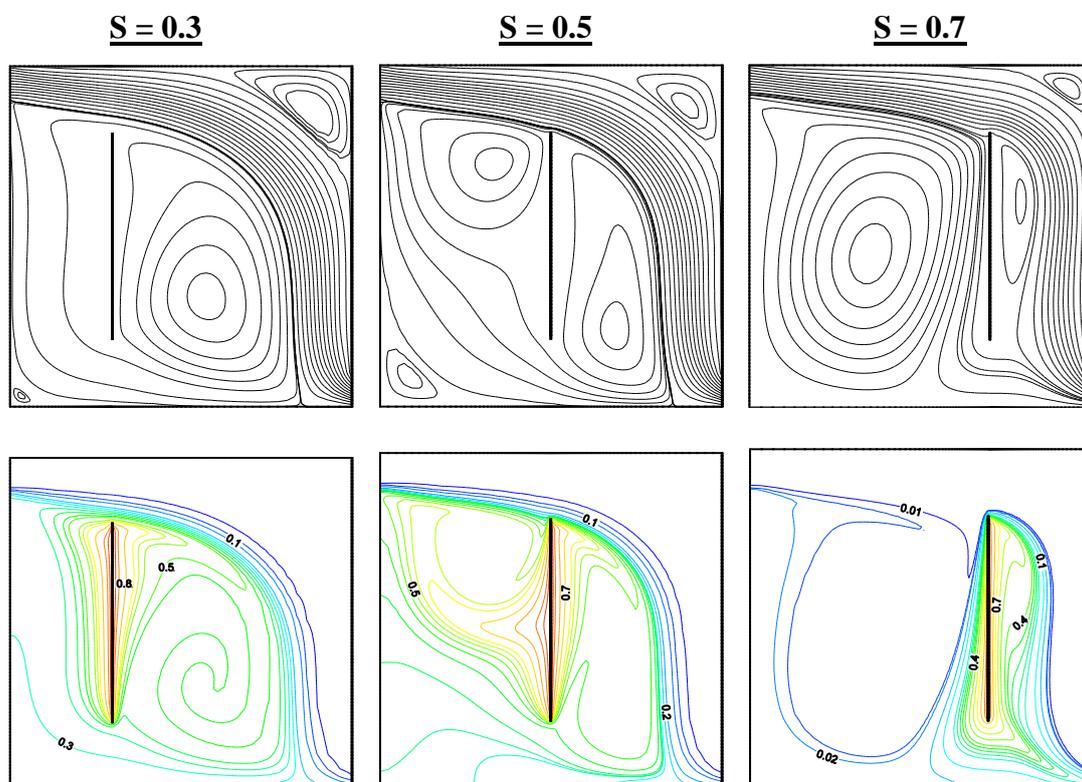


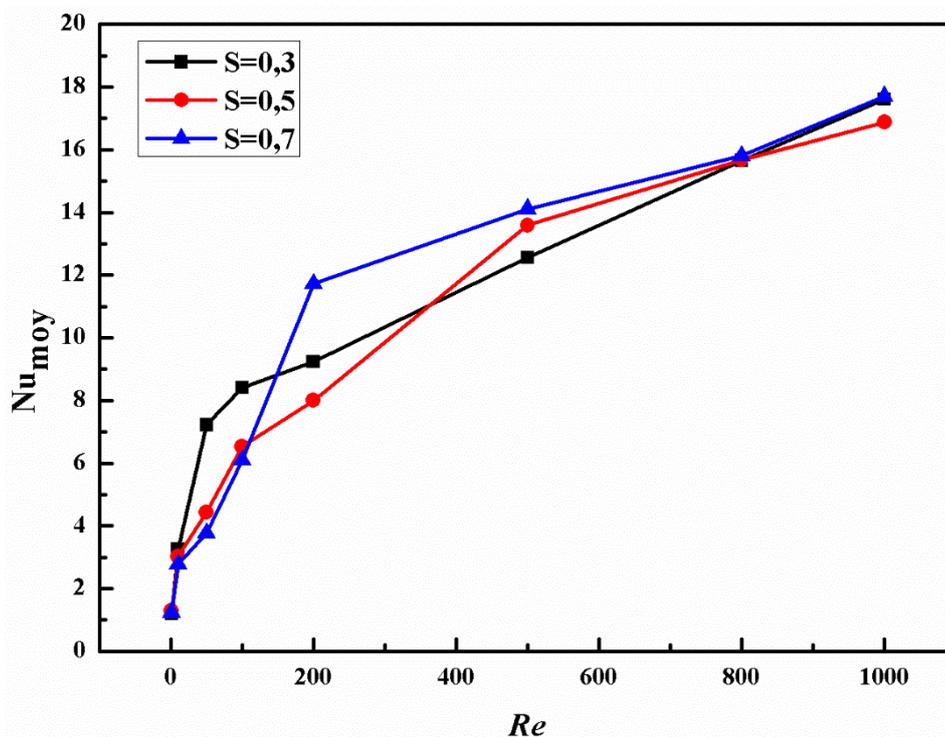
Figure III.15 : Les lignes de courants (en haut) et d'isothermes (en bas) pour différentes positions de la plaque à  $Re = 500$ ,  $Gr = 10^4$  et  $\phi = 0.03$ .

La figure III.15 montre les lignes de courants et les isothermes pour différentes positions de la plaque à  $Re = 500$ ,  $Gr = 10^4$  et  $\phi = 0.03$ .

Les lignes de courants sont très affectées par la position de la plaque dans les trois cas étudiés. On constate des modifications de la structure hydrodynamique, qui se traduit par des vortex ou des zones de recirculation qui apparaissent.

Pour les isothermes, nous remarquons que les températures élevées sont localisées dans des espaces étroits avoisinant la paroi chaude qui correspondent à l'épaisseur des couches thermiques limites. Loin de la paroi chaude, les gradients de la température sont faibles.

### b) Nombre de nusselt



**Figure III.16 :** Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différentes positions de l'ailette à  $Gr = 10^4$ ,  $L = 0.6$  et  $\varphi = 0.03$ .

La figure III.16 représente l'effet de la position de l'ailette ( $s/H=0.3, 0.5$  et  $0.7$ ) sur la variation du nombre de Nusselt moyen.

L'analyse de la figure III.16 montre que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'accroissement du nombre de Reynolds pour une position donnée et l'on observe que pour les faibles valeurs du nombre de Reynolds ( $Re = 1$  à  $100$ ), la position  $S = 0.3$  cela donne une meilleure dissipation de la chaleur.

Dans le cas où les valeurs du nombre de Reynolds sont intercalées entre 200 et 1000, on enregistre des valeurs du nombre de Nusselt plus élevées lorsque  $S = 0.7$ . En conclusion, la position de l'ailette est un facteur principal pour le perfectionnement du transfert thermique.

### III. 4. 5. Effet de l'emplacement des ports

Afin d'examiner l'influence de l'emplacement des ports (sortie et entrée) sur le transfert thermique et le champ d'écoulement au sein de la cavité, nous avons pris quatre configurations (Figure III. 17) nommées comme suit : A, B, C, D en fixant  $Gr = 10^4$ ,  $L=0.6$ , avec une fraction volumique de  $\varphi = 0.05$ .

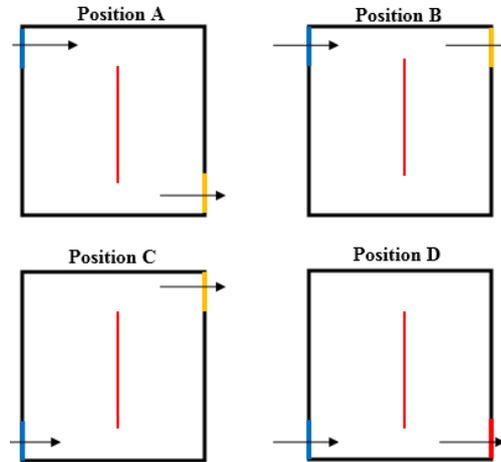


Figure III. 17 : Schéma de différentes positions des ports.

a) Champs d'écoulement

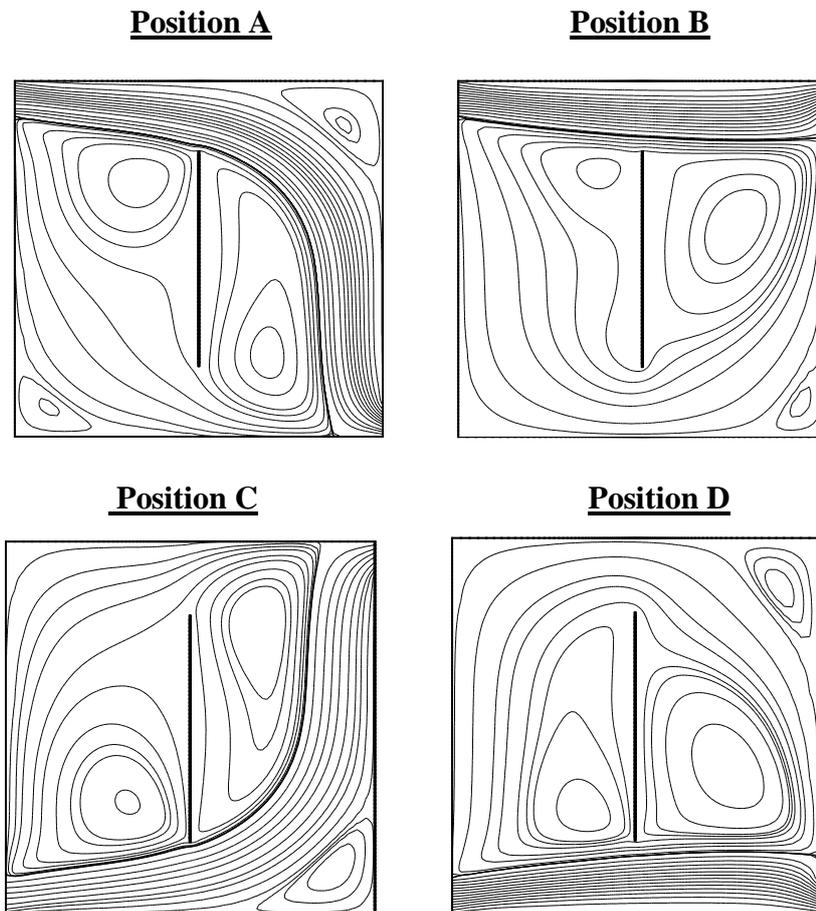
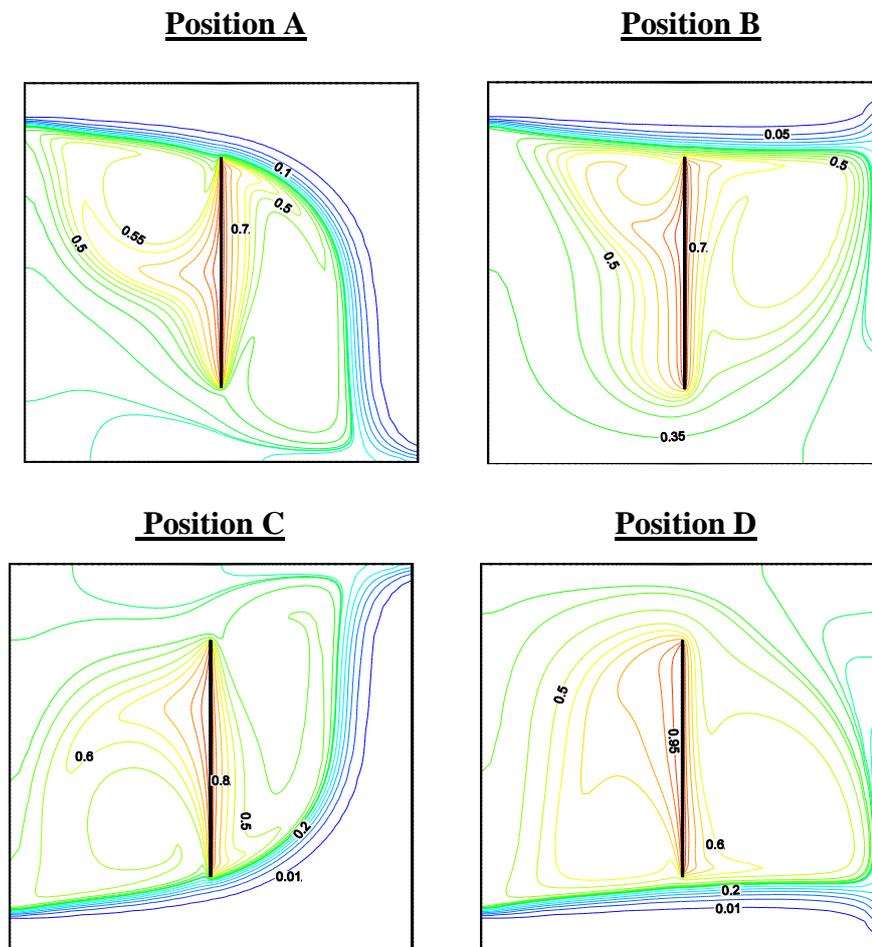


Figure III.18. : Les lignes de courants pour différents position à  $Gr = 10^4$ ,  $Re=500$  et  $\varphi=0.05$ .

Les lignes de courant sont présentées dans la figure III.18 pour chaque emplacement de port. Nous constatons que le tube de courant relie l'entrée à la sortie pour chaque configuration et la structure de l'écoulement est modifiée, ainsi, des tourbillons sont apparus.

### b) Champs thermique



**Figure III.19 :** Les lignes d'isothermes pour différents position à  $Gr = 10^4$ ,  $Re=500$  et  $\phi=0.05$ .

Les isothermes sont présentées dans la figure III.19 pour chaque emplacement de port. Nous remarquons que pour chaque emplacement, les profils se déforment et s'incurvent. Ainsi se développe un fort gradient de température dans la couche limite au niveau de la paroi chaude.

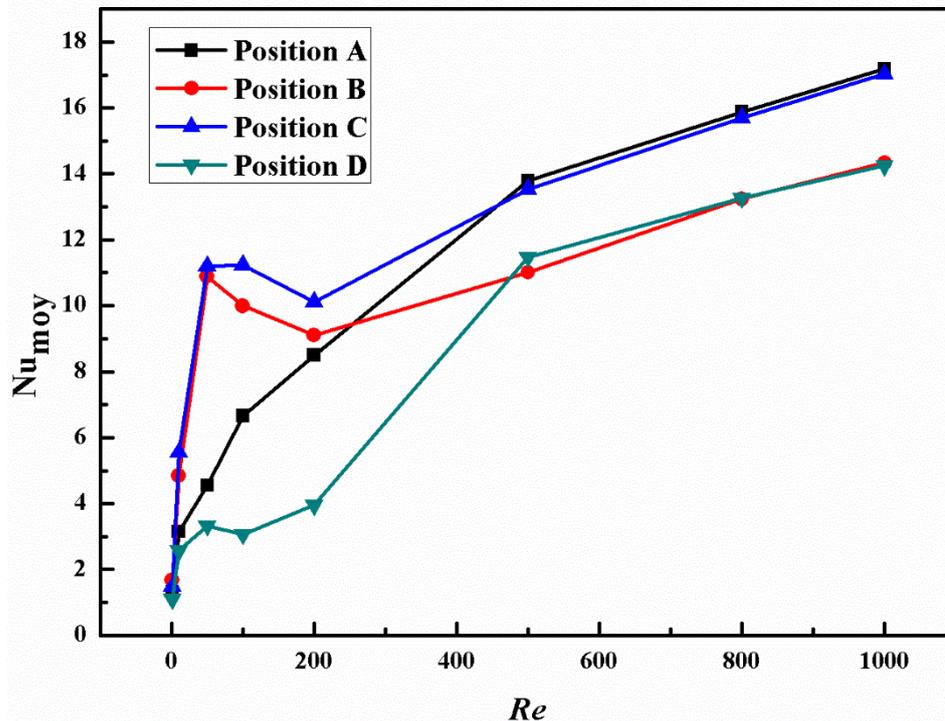
### c) Nombre de nusselt

La figure III.20 représente la variation du Nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différents configuration des ports.

Cette représentation nous renseigne sur la quantité de chaleur extraite à l'ailette chauffée afin de la refroidir. Pour des valeurs relativement faibles du nombre de Reynolds ( $Re \leq 200$ ), on

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

En augmentant la valeur de Reynolds jusqu'à  $Re = 800$  et  $Re=1000$ , le transfert de chaleur devient plus important pour la configuration C et A.



**Figure III.20 :** Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différentes dispositions des ports à  $Gr = 10^4$ ,  $L=0.6$  et  $\varphi=0.05$ .

### III. 5. Conclusion

Ce chapitre a traité d'une étude numérique en 2D sur le transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité carrée traversée par un nanofluide. La paroi au centre de l'enceinte est chauffée à une température constante. La méthode des volumes finis est utilisée pour résoudre le modèle mathématique qui a été finalement validé avec des résultats rencontrés dans la littérature. Un accord satisfaisant a été trouvé. On a étudié également les effets des nombres de Reynolds et Grashof, la fraction volumique solide, la position de la paroi chaude et l'emplacement des ports sur l'écoulement du fluide et de la performance thermique. Les résultats de l'analyse numérique conduisent aux conclusions suivantes :

- Les nanoparticules suspendues dans l'eau augmentent la conductivité thermique du fluide et donc le transfert de chaleur ;

- Les résultats ont montré que l'augmentation du nombre de Reynolds et de Grashof pour une fraction volumique donnée entraîne une amélioration du transfert de chaleur ;
- L'effet de l'emplacement des ports (entrées et sorties) jouent un rôle important sur les contours du courant et les isothermes. Au final, les deux positions A et C donneront un meilleur refroidissement lorsque  $Re = 500$  ;
- L'effet de la position de la paroi influe considérablement sur l'écoulement du fluide et la performance thermique. La position  $S = 0.7$  donneront un meilleur refroidissement lorsque  $Re \geq 200$ .

# **Conclusion générale**

## Conclusion Générale

L'étude présentée dans ce mémoire porte sur la convection mixte laminaire dans une cavité ventilée avec un nanofluide. Les parois de la cavité sont considérées comme adiabatiques, tandis que la paroi au centre de la cavité est soumise à une température chaude constante. Le nanofluide utilisé (Cu-eau) pénètre avec une vitesse horizontale constante  $U_0$  et à une température froide  $T_0=T_f$ . L'entrée et la sortie sont de même dimension ( $R$ ) et situées respectivement sur la partie supérieure de la paroi verticale gauche et la partie inférieure de la paroi verticale droite.

En se basant sur les approximations de Boussinesq, on a développé le modèle mathématique décrivant notre problème. On a également mis au point un modèle numérique basé sur la méthode des volumes finis pour discrétiser les équations gouvernantes. Nous avons pu déterminer les lignes de courant et les isothermes ainsi que la variation du nombre de Nusselt. Nous avons aussi validé notre procédure de simulation numérique en comparant nos résultats à ceux d'autres auteurs.

L'analyse des résultats obtenus par les différentes simulations montre que :

- L'ajout de nanoparticules Cu a produit une amélioration remarquable du transfert de chaleur par rapport au fluide pur ;
- L'augmentation de la fraction volumique du nanofluide favorise davantage le transfert de chaleur ;
- Les résultats ont montré que l'augmentation du nombre de Reynolds et de Grashof entraîne une amélioration du transfert de chaleur.

On peut conclure, enfin, que les paramètres géométriques et les propriétés thermo-physiques du fluide de refroidissement ont une influence considérable sur le transfert de chaleur.

Le présent travail aspire à être repris dans une perspective d'approfondissement et d'enrichissement, en considérant d'autres types de nanofluides et des régimes d'écoulement beaucoup plus représentatifs en vue de cerner la zone de transition vers le turbulent.

# **Références Bibliographiques**

## Références Bibliographiques

- [1] U. S. C. Stephen and J. A. Eastman, “Thermal Conductivity of Fluids. Ethane,” in *ENHANCING THERMAL CONDUCTIVITY OF FLUIDS WITH NANOPARTICLES*, 1995, vol. 8, no. 3, pp. 281–285, doi: 10.1021/je60018a001.
- [2] B. C. Pak and Y. I. Cho, “Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles,” *Exp. Heat Transf.*, vol. 11, no. 2, pp. 151–170, 1998, doi: 10.1080/08916159808946559.
- [3] Y. Xuan and Q. Li, “Heat transfer enhancement of nanofluids,” *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 21, no. 1, pp. 58–64, 2000, doi: 10.1016/S0142-727X(99)00067-3.
- [4] A. J. Chamkha and E. Abu-Nada, “Mixed convection flow in single- and double-lid driven square cavities filled with water-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluid: Effect of viscosity models,” *Eur. J. Mech. B/Fluids*, vol. 36, pp. 82–96, 2012, doi: 10.1016/j.euromechflu.2012.03.005.
- [5] S. El Bécaye Maïga, S. J. Palm, C. T. Nguyen, G. Roy, and N. Galanis, “Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows,” *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 26, no. 4 SPEC. ISS., pp. 530–546, 2005, doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2005.02.004.
- [6] H. A. Mintsa, G. Roy, C. T. Nguyen, and D. Doucet, “New temperature dependent thermal conductivity data for water-based nanofluids,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 48, no. 2, pp. 363–371, 2009, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2008.03.009.
- [7] J. Clerk maxwell, canada, 1954.
- [8] S. Fohanno, G. Polidori, and C. Popa, “Nanofluides et transfert de chaleur par convection naturelle Plan de l ’ exposé,” 2012.
- [9] S. Houat and Z. E. Bouayed, “The lattice Boltzmann method for Mixed Convection in a Cavity,” *Energy Procedia*, vol. 139, pp. 186–191, 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.11.194.
- [10] I. I. Nosonov and M. A. Sheremet, “Conjugate mixed convection in a rectangular cavity with a local heater,” *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 136, no. January, pp. 243–251, 2018, doi: 10.1016/j.ijmecsci.2017.12.049.
- [11] M. M. Rahman, M. A. Alim, M. A. H. Mamun, M. K. Chowdhury, and A. K. M. S. Islam, “Numerical Study of Opposing Mixed Convection,” *Network*, vol. 2, no. 2, pp. 25–36, 2007.
- [12] M. Zhao, M. Yang, M. Lu, and Y. Zhang, “Evolution to chaotic mixed convection in a multiple ventilated cavity,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 50, no. 12, pp. 2464–2472, 2011, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2011.07.001.
- [13] T. V. Radhakrishnan, A. K. Verma, C. Balaji, and S. P. Venkateshan, “An experimental and numerical investigation of mixed convection from a heat generating element in a ventilated cavity,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 32, no. 2, pp. 502–520, 2007, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2007.06.001.
- [14] M. Adnani, B. Meziani, and O. Ourrad, “Convection Mixte Dans Une Cavité Carrée En Présence D ’ un Bloc Soumis à une Température Froide,” no. February, pp. 25–26, 2017.

- [15] S. Ray and D. Chatterjee, "MHD mixed convection in a lid-driven cavity including heat conducting circular solid object and corner heaters with Joule heating," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 57, pp. 200–207, 2014, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.07.029.
- [16] M. Rahman, M. A. Alim, S. Saha, and M. K. Chowdhury, "Mixed Convection in a Vented Square Cavity with a Heat Conducting Horizontal Solid Circular Cylinder," *J. Nav. Archit. Mar. Eng.*, vol. 5, no. 2, pp. 37–46, 2009, doi: 10.3329/jname.v5i2.2504.
- [17] M. A. H. Mamun, M. M. Rahman, M. M. Billah, and R. Saidur, "A numerical study on the effect of a heated hollow cylinder on mixed convection in a ventilated cavity," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 37, no. 9, pp. 1326–1334, 2010, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.07.019.
- [18] A. J. Chamkha, S. H. Hussain, and Q. R. Abd-Amer, "Mixed convection heat transfer of air inside a square vented cavity with a heated horizontal square cylinder," *Numer. Heat Transf. Part A Appl.*, vol. 59, no. 1, pp. 58–79, 2011, doi: 10.1080/10407782.2011.541216.
- [19] R. Nasrin, M. A. Alim, and A. J. Chamkha, "Buoyancy-driven heat transfer of water-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluid in a closed chamber: Effects of solid volume fraction, Prandtl number and aspect ratio," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 55, no. 25–26, pp. 7355–7365, 2012, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.08.011.
- [20] K. Mehmood, S. Hussain, and M. Sagheer, "Mixed convection in alumina-water nanofluid filled lid-driven square cavity with an isothermally heated square blockage inside with magnetic field effect: Introduction," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 109, pp. 397–409, 2017, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.01.117.
- [21] 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," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 39, no. 7, pp. 1000–1008, 2012, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.04.002.
- [22] S. M. Sebdani, M. Mahmoodi, and S. M. Hashemi, "Effect of nanofluid variable properties on mixed convection in a square cavity," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 52, no. 1, pp. 112–126, 2012, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2011.09.003.
- [23] E. Sourtiji, S. F. Hosseinizadeh, M. Gorji-Bandpy, and D. D. Ganji, "Effect of water-based Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluids on heat transfer and pressure drop in periodic mixed convection inside a square ventilated cavity," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 38, no. 8, pp. 1125–1134, 2011, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.05.009.
- [24] S. Saedodin, M. Biglari, M. H. Esfe, and M. J. Noroozi, "Mixed convection heat transfer performance in a ventilated inclined cavity containing heated blocks: Effect of dispersing Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> in water and aspect ratio of the block," *J. Comput. Theor. Nanosci.*, vol. 10, no. 11, pp. 2663–2675, 2013, doi: 10.1166/jctn.2013.3266.
- [25] 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 Technol.*, vol. 253, pp. 780–788, 2014, doi: 10.1016/j.powtec.2013.12.039.
- [26] M. Alinia, D. D. Ganji, and M. Gorji-Bandpy, "Numerical study of mixed convection in an inclined two sided lid driven cavity filled with nanofluid using two-phase mixture model," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 38, no. 10, pp. 1428–1435, 2011, doi:

- 10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.08.003.
- [27] S. V. Patankar, *Patankar Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. 1980.
- [28] T. Basak and A. J. Chamkha, “Heatline analysis on natural convection for nanofluids confined within square cavities with various thermal boundary conditions,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 55, no. 21–22, pp. 5526–5543, 2012, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.05.025.

## Résumé

### **Etude de la convection mixte dans une cavité carrée ventilée en présence d'une plaque chaude avec nanofluide.**

Dans ce travail, on a mené une étude numérique de la convection mixte laminaire stationnaire d'un nanofluide traversant une cavité ventilée. La cavité en question est de forme géométrique carrée contenant une plaque verticale chaude au centre, traversée par un écoulement d'un nanofluide Cu/eau en régime laminaire et stationnaire. Le nanofluide est introduit dans l'enceinte à travers une ouverture placée sur le coin supérieur de la paroi verticale gauche qui par ailleurs est adiabatique, tout comme les autres parois de l'enceinte. Le fluide s'évacue alors à travers une ouverture placée sur le coin inférieur de la paroi verticale droite.

Les équations gouvernantes ont été discrétisées par la méthode des volumes finis. Un code de calcul a été conçu et réalisé dans ce contexte pour utiliser la simulation numérique comme outil d'investigation. Les résultats sont analysés au champ thermique et dynamique, ainsi l'influence du nombre de Reynolds sur le transfert de chaleur et l'addition des nanoparticules (Cu) dans l'eau permet d'améliorer la performance de transfert de chaleur.

**Mots clés : Nanofluide(Cu/eau), Convection mixte, Cavité carré ventilée, Volumes finis.**

## Abstract

### **Study of mixed convection in a ventilated square cavity in the presence of a hot plate with nanofluid.**

In this work, we conducted a numerical study of the stationary laminar mixed convection of a nanofluid through a ventilated cavity. The cavity, which has a geometric square shape containing a hot vertical plate in the center, crossed by a flow of a nanofluid Cu/water in laminar and stationary regime. The nanofluid is introduced into the enclosure through an opening placed on the upper corner of the left vertical wall, which is otherwise adiabatic, just like the other walls of the enclosure. The fluid then drains through an opening on the right lower corner of the vertical wall. The basic equations were discretized by the finite volume method. A computational code was designed and realized in this context to use numerical simulation as an investigative tool. The results are analyzed in the thermal and dynamic field, so the influence of the Reynolds number on the heat transfer and the addition of nanoparticles (Cu) in water improves the heat transfer performance.

**Keywords: Nanofluid (Cu/water), Mixed convection, Ventilated square cavity, Finished volumes.**

## **Résumé**

### **Etude de la convection mixte dans une cavité carrée ventilée en présence d'une plaque chaude avec nanofluide.**

Dans ce travail, on a mené une étude numérique de la convection mixte laminaire stationnaire d'un nanofluide traversant une cavité ventilée. La cavité en question est de forme géométrique carrée contenant une plaque verticale chaude au centre, traversée par un écoulement d'un nanofluide Cu/eau en régime laminaire et stationnaire. Le nanofluide est introduit dans l'enceinte à travers une ouverture placée sur le coin supérieur de la paroi verticale gauche qui par ailleurs est adiabatique, tout comme les autres parois de l'enceinte. Le fluide s'évacue alors à travers une ouverture placée sur le coin inférieur de la paroi verticale droite.

Les équations gouvernantes ont été discrétisées par la méthode des volumes finis. Un code de calcul a été conçu et réalisé dans ce contexte pour utiliser la simulation numérique comme outil d'investigation. Les résultats sont analysés au champ thermique et dynamique, ainsi l'influence du nombre de Reynolds sur le transfert de chaleur et l'addition des nanoparticules (Cu) dans l'eau permet d'améliorer la performance de transfert de chaleur.

**Mots clés : Nanofluide(Cu/eau), Convection mixte, Cavité carré ventilée, Volumes finis.**

## **Abstract**

### **Study of mixed convection in a ventilated square cavity in the presence of a hot plate with nanofluid.**

In this work, we conducted a numerical study of the stationary laminar mixed convection of a nanofluid through a ventilated cavity. The cavity, which has a geometric square shape containing a hot vertical plate in the center, crossed by a flow of a nanofluid Cu/water in laminar and stationary regime. The nanofluid is introduced into the enclosure through an opening placed on the upper corner of the left vertical wall, which is otherwise adiabatic, just like the other walls of the enclosure. The fluid then drains through an opening on the right lower corner of the vertical wall. The basic equations were discretized by the finite volume method. A computational code was designed and realized in this context to use numerical simulation as an investigative tool. The results are analyzed in the thermal and dynamic field, so the influence of the Reynolds number on the heat transfer and the addition of nanoparticles (Cu) in water improves the heat transfer performance.

**Keywords: Nanofluid (Cu/water), Mixed convection, Ventilated square cavity, Finished volumes.**