

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Centre Universitaire AbdelhafidBoussof–Mila

Institut des Sciences et de Technologie

Département de Sciences et Technologie



N°Ref :.....

**Projet de Fin d'Etude préparé En vue de l'obtention du
diplôme de MASTER**

Spécialité : Mécanique Energétique

**Influence des corps séparateurs sur le transfert
de chaleur dans une cavité carrée remplie d'un
nano fluide**

Réalisé par :

**-FENKOUH Rabeh
-GHETTOUT Younes**

Soutenu devant le jury :

M. Hassinet Lyamna	Président
M. Ben djaghlouli Ali	Examineur
M. Bouchoucha Abd El Malik	Encadreur

Année universitaire : 2022/2023

DEDICACE

*Nous dédions cette mémoire en particulier Au
prophète Mohamed (ص)*

*Nos Chères parents, source de nous bonheur & de nos
fierté, que Dieu nos les garde.*

Nos frères & sœurs

*Ainsi que nos tous les amis sans exception et tous les
collègues qui nous partagions les meilleurs Moments.*

*Enfin nous dédions ce modeste travail à tout ce qui
nous aidé à le réaliser.*

REMERCIEMENTS

Nous remercions tout d'abord Dieu le tout puissant qui nous éclaire le bon chemin.

*Nous remercions vivement et chaleureusement Monsieur **BOUCHOUCHA Abdel malik**, docteur à l'Université Abdel hafid BOUSSOUF, MILA. Encadreur de cette mémoire, pour avoir soutenu et guidé tout au long de cette mémoire. Nous le remercions pour la confiance qu'il nous a accordée, pour leur rigueur scientifique, pour leurs conseils judicieux qui ont contribué à la réalisation et à l'accomplissement de ce travail.*

Nous tenons aussi à remercions monsieur Professeurs et docteurs à l'Université Abdelhafid Boussouf MILA, pour leurs efforts et plaisirs.

Enfin, nous tenons à remercies tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail

NOMENCLATURE

A (IP)	Fonction d'un schéma numérique	[---]
A_P, A_E, A_W, A_N, A_S	Coefficients de l'équation algébrique de transport discrétisée	[---]
B	Longueur de la source de chaleur	[m]
b (i, j, k)	Terme source dans l'équation de transport discrétisée	[---]
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	[J/kg. K]
De, Dw, Dn, Ds	Flux diffusifs aux interfaces e, w, n, s de l'équation de transport discrétisée	[---]
Fe, Fw, Fn, Fs	Flux convectifs aux interfaces e, w, n, s, de l'équation de transport discrétisée	[---]
G	Accélération de la pesanteur	[m/s ²]
J_e, J_w, J_n, J_s	Flux aux interfaces (e, w, n et s)	[---]
K	Conductivité thermique	[W/m.K]
L	Longueur de la cavité	[m]
M	Masse	[kg]
Nu	Nombre de Nusselt local	[---]
Nu_{moy}	Nombre de Nusselt moyen	[---]
P	Pression	[Pa]
Pe_e, Pe_w, Pe_n, Pe_s	Nombre de Péclet aux interfaces e, w, n, s	[---]
Rc	Rapport de Conductivités thermiques	[---]
S_φ	Terme source de φ dans l'équation discrétisée	[---]

T	Température	[K]
u, v	Composantes de la vitesse dimensionnelle	[m/s]
U, V	Composantes de la vitesse adimensionnelle	[---]
x, y	Coordonnées cartésiennes dimensionnelles	[m]
X, Y	Coordonnées cartésiennes adimensionnelles	[---]

Symboles grecques

α	Diffusivité thermique du fluide	[m ² /s]
$\beta \left(= \frac{-1}{\rho_0} \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)$	Coefficient d'expansion thermique à pression constante du fluide	[1/K]
Γ	Coefficient de diffusion dans l'équation de transport	[---]
θ	Température adimensionnelle	[---]
μ	Viscosité dynamique du fluide	[kg/m.s]
ν	Viscosité cinématique du fluide	[m ² /s]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
ϕ	Fraction volumique solide	[---]
φ	Variable dépendante générale	[---]
ψ	Fonction de courant adimensionnelle	[---]
Φ	Fonction de dissipation visqueuse	[---]

Nombres adimensionnels

Ra= $(g\beta\Delta TL^3 / \nu_f\alpha_f)$	Nombre de Rayleigh	[---]
-------------------------------------------	--------------------	-------

$Pr = \nu_f / \alpha_f$ Nombre de Prandtl [---]

Indices et exposants

H Chaud

C Froid

F Fluide

P Particule solide

Nf Nanofluide

* Valeur adimensionnelle

0 Valeur de reference

SOMMAIRE

Dédicace	i
Remerciements.....	ii
Nomenclature	iii.iv.v
Sommaire.....	vi.vii.viii.
Liste des tableaux	ix
Liste des figures	x.xi.xii
Résumer.....	xiii
Abstract.....	xiv
ملخص.....	xv
Introduction générale.....	xvi.xvii

CHAPITRE I : SYNTHESE BIBIOGRAPHIQUE

I.1 INTRODUCTION	1
I.2 CAVITE CAREE	1.2
I.3 LES NANOFLUIDE	2
I.4 LES NANOPARTICULE.....	2.3
I.5 CONVECTION	3.4
I.6 CONVECTION NATURELLE.....	4.5
I.7 SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE	5-32

CHAPITRE II : MODELISATION DU PROBLEME

II.1 INTRODUCTION.....	33
II.2 ELEMENT MATHEMATIQUE DE BASE	33
II.2.1 Equation de continuité.....	33

II.2.2 Equations de quantité de mouvement.....	33.34
II.2.3 Equation de l'énergie.....	34
II.3 HYPOTHESES SIMPLIFICATRICES.....	35
II.4 GEOMETRIE ET FORMULATION MATHEMATIQUE.....	35
II.4.1 Géométries.....	35.36
II.4.2 Modèle mathématique et équations dimensionnelles.....	36.37
II.4.3 Adimensionnalisation des équations.....	37-39
II.4.4 Conditions aux limites.....	39
II.5 CONCLUSION.....	39
CHAPITRE III : RESOLUTION NUMERIQUE	
III.1 INTRODUCTION.....	40
III.2 CHOIX DE METHODES NUMERIQUE.....	40
III.3 MAILLAGE.....	40.41
III.4 FORME GENERALE DE L'EQUATION DE TRANSPORT	41.42
III.5 DISCRETISATION DE L'EQUATION GENERALE DE TRANSPORET.....	42.43
III.6 SCHEMAS NUMERIQUES.....	43.44
III.7 FONCTION $A(P)$ POUR DIFFERENTS SCHEMAS NUMERIQUES	44
III.8 CHOIX DE LA METHODE DE COUPLAGE PRESSION-VITESSE.....	44
III.9 CRITERE DE CONVERGENCE.....	45
III.10 ALGORITHME SIMPLER.....	45.46
III.11 CONCLUSION	46
CHAPITRE VI : RESULTATS ET DUSCUTATIONS	
IV.1 INTRODUCTION.....	47

IV.2 PRESENTATION DES RESULTATS.....	47-48
IV.2.1 Paramètres géométrique et physique du problème pour les trois applications.....	48
IV.3 EFFET DU MAILLAGE SUR LES SOLUTIONS NUMERIQUE.....	49
IV.4 RESULTATS ET DUSCUSSIONS.....	49
IV.4.1 Verification avec un travail numerique.....	49-50
IV.4.2 L'effet de differntes de nombre de rayleigh (10^3 - 10^6) et differentes de nombre de separateur.....	50-60
IV.4.3 Effet d'epaisseurs.....	60-64
IV.4.4 Effet de positions de corps.....	64-68
IV.4.5 Effet de la fraction volumique.....	68-70
IV.4.6 Effet du type de nanofluides.....	71-72
CONCLUSION GENERAL.....	73
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	74-77

LISTE DES TABLEAUX

Tableau II_1 Les propriétés thermo-physiques de l'eau et des nanoparticules à 20°C.....	36
Tableau III_1 Variable ϕ , coefficient de diffusion Γ et le terme source S_ϕ pour les équations de notre problème.....	42
Tableau III_2 Les expressions de la fonction $A(P)$ pour différents schémas numériques (Patankar, 1980).....	44
Tableau IV_1 montre les propriétés physiques utilisées pour notre simulation numérique...	48

LISTE DES FIGURES

Figure I.1	Représentation schématique d'un conteneur avec différents états limites.	6
Figure I.2	Modèle schématique du problème.	7
Figure I.3	Schéma de l'étude envisagée.	8
Figure I.4	Géométrie du problème et méthodes d'échange de chaleur.	9
Figure I.5	Les configurations d'écoulement et le système physique (section transversale).	10
Figure I.6	Schéma du modèle physique.	11
Figure I.7	Vue 2D et 3D de la configuration étudiée.	11
Figure I.8	Représentation schématique d'une enceinte carrée remplie d'un nanofluide hybride contenant un cylindre partiellement chauffé.	12
Figure I.9	Le modèle physique de la simulation actuelle consistant en une cavité et une paire de sources de chauffage et de refroidissement.	13
Figure I.10	Configurations étudiées.	14
Figure I.11	schéma de principe d'un travail expérimental.	14
Figure I.12	Le schéma physique.	15
Figure I.13	Géométrie computationnelle.	16
Figure I.14	Schématisation du problème physique et conditions aux limites.	16
Figure I.15	Schéma et détails de la géométrie.	17
Figure I.16	Vue schématique du modèle physique et du système de coordonnées.	18
Figure I.17	Vue schématique de la géométrie.	19
Figure I.18	Montage expérimental de cette étude.	20
Figure I.19	(a) Modèle physique de la convection dans une cavité carrée avec le système de coordonnées et (b) diagramme schématique en 3D.	21
Figure I.20	Schéma de principe du modèle physique.	21
Figure I.21	Géométrie et conditions aux limites du problème.	22
Figure I.22	Composantes des tenseurs de force et de contrainte de couple dans la théorie cohérente des contraintes de couple.	23
Figure I.23	Description schématique du modèle physique 3D (a) et limitecondition (b).	24
Figure I.24	Modèle physique et système de coordonnées.	25

Figure I.25	description physique de la convection naturelle dans la cavité avec (a) Cas 1: Les parois gauche et droite partiellement actives sont froides et chauffées, les parties inactives sont adiabatiques (b) Cas 2: sidedpartially active walls are heated; partially active portion of lower walls is cold while the portions which inactive of the wholecavity are keptadiabatic.	26
Figure I.26	Modèle physique de la convection dans une cavité carrée avec le système de coordonnées.	27
Figure I.27	La vue schématique de la présente cavité carrée ondulée.	28
Figure I.28	Géométrie du problème et conditions aux limites.	28
Figure I.29.1	Configuration du domaine de calcul et conditions aux limites.	29
Figure I.29.2	Comparaison du nombre de Nusselt pour diverses fractions volumiques de nanoparticules lorsque $Ra \approx 10$.	29
Figure I.29.3	(a) Isothermes (b) iso-concentration et (c) lignes de courant pour $Ra \approx 105$; $u \approx 0.04$ et $N \approx 0.5$.	30
Figure I.30	Modèle physique du problème.	30
Figure I.31	Représentation schématique de l'examiné Géométrie.	31
Figure I.32	Schéma du problème étudié et de ses conditions aux limites.	32
Figure II.1	Configuration du problème avec les conditions aux limites.	36
Figure III.1	Volume de contrôle typique.	41
Figure III.2	Schéma représentatif de l'algorithme simple.	46
Figure IV.1 : a, b	Comparaison entre nos résultats numériques et ceux de Aminossadati and Ghasemi, (2010) $Ra=10^5$ et $\phi=0.1$, (a) Nusselt local et (b) profil de vitesse.	50
Figure IV.2 Cas 1	Les champs de températures (gauche) et Les lignes de courant (droite) pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau), fluide pur (—), nanofluide(----)à $\phi = 0,1$, pour différentes de nombre de Rayleigh (10^3 - 10^6) et différentes positions de séparateur.	51-52
Figure IV.2 Cas 2	Les champs de températures (gauche) et Les lignes de courant (droite) pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau), fluide pur (—), nanofluide(----)à $\phi = 0,1$, pour différentes de nombre de Rayleigh(10^3 - 10^6) et différentes positions de séparateur.	53.54
Figure IV.2 Cas 3	Les champs de températures (gauche) et Les lignes de courant (droite) pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau), fluide pur (—),	54.55

	nanofluide(----)à $\phi = 0,1$, pour différentes de nombre de Rayleigh(10^3-10^6) et différentes postions de séparateur.	
Figure IV. 3 Cas 1	Les champs de Vitesse à $\phi = 0,1$, pour différentes de nombre de Rayleigh(10^3-10^6) et différentes postions de séparateur.	56.57
Figure IV. 3 Cas 2	Les champs de Vitesse à $\phi = 0,1$, pour différentes de nombre de Rayleigh(10^3-10^6) et différentes postions de séparateur.	57.58
Figure IV. 3 Cas 3	Les champs de Vitesse à $\phi = 0,1$, pour différentes de nombre de Rayleigh(10^3-10^6) et différentes postions de séparateur.	59.60
Figure IV.4	Les champs de températures (gauche) et Les lignes de courant (droite) pour une cavité carrée rempliée d'un nanofluide ($Al_2 O_3$ -eau),à $\phi = 0,1$, pour le nombre de Rayleigh 10^5 et différentes épaisseurs de séparateur	61.62
Figure IV.5	Les champs de vitesse pour une cavité carrée rempliée d'un nanofluide ($Al_2 O_3$ -eau),à $\phi = 0,1$, pour le nombre de Rayleigh 10^5 et différentes épaisseurs de séparateur.	63.64
Figure IV. 6 Cas 1	Les champs de températures (gauche) et Les lignes de courant (droite) pour une cavité carrée rempliée d'un nanofluide ($Al_2 O_3$ -eau),à $\phi = 0,1$, pour le nombre de Rayleigh 10^5 et différentes épaisseurs de séparateur.	65.66
Figure IV.7	Les champs de vitesse pour une cavité carrée rempliée d'un nanofluide ($Al_2 O_3$ -eau),à $\phi = 0,1$, pour le nombre de Rayleigh 10^5 et différentes épaisseurs de séparateur	67.68
Figure IV.8	Variation de nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ pour différents nombre de Rayleigh et différentes postions de séparateur .	69.70
Figure IV.9	Variation de nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ pour différents position de séparateur et le nombre de Rayleigh $Ra=10^5$.	70
Figure IV.10	variation de nombre de Nusselt local pour différents types de nanofluide et fraction volumique des nanoparticules $\phi=0.1$ et le nombre de Rayleigh 10^5 .	72
Figure IV.11	La variation de la Vitesse V et $Y=0.50$ pour différents types de nanofluide et fraction volumique des nanoparticules $\phi=0.1$ et le nombre de Rayleigh 10^5 .	72

RESUMER

L'échange thermique par convection naturelle est un phénomène physique d'une grande importance dans les systèmes d'ingénierie en raison de ses vastes applications dans le refroidissement des systèmes électroniques, les échangeurs de chaleur industriels, les fenêtres à double vitrage pour l'isolation thermique, ainsi que les réseaux de refroidissement, et bien d'autres.

Dans cette étude, nous avons examiné l'échange thermique par convection naturelle dans un système bidimensionnel à l'intérieur d'une cavité carrée rempli d'une solution nanofluide avec des séparateurs, et cette étude a été réalisée par une application pratique.

L'application consistait en une cavité carrée rempli d'une solution nanofluide (eau + particules d'alumine) avec des parois verticales maintenues à température constante, tandis que la paroi inférieure était chauffée et la paroi supérieure horizontale du récipient était maintenue à une température relativement basse (T_c).

L'effet de nombre de Rayleigh (10^3 - 10^6) et différentes de nombre de séparateur, effet d'épaisseurs et effet de positions de séparateur (trioxyde d'aluminium Al_2O_3) dispersées dans la solution à base d'eau sur les champs de flux et de chaleur a été étudié. Un code de calcul maison en fortran, basé sur la méthode des volumes finis, a été utilisé pour simuler l'écoulement 2D avec le transfert de chaleur, basé sur la méthode des volumes finis pour simuler l'écoulement et l'échange thermique dans un domaine bidimensionnel.

Les résultats ont montré que l'ajout de particules de nanofluide dans l'eau pure permet d'améliorer l'échange thermique, et que les corps de séparation agissent comme des obstacles au sein du fluide, ce qui affecte la distribution et le flux de chaleur.

Mots clés :

Convection naturelle, cavité carrée, nanofluide, nanoparticules.

ABSTRACT

Heat transfer through natural convection is a significant physical phenomenon in engineering systems due to its wide applications in cooling electronic systems, industrial heat exchangers, double glazing for thermal insulation, as well as cooling networks and many others.

In this memorandum, we have studied natural convection heat transfer in a two-dimensional system inside a square container filled with a nanofluid solution with spacers, and this study was conducted through an application.

The application focused on a container filled with a nanofluid solution (water + aluminum particles), where the vertical walls are maintained at constant temperature, while the bottom wall is hot, and the upper horizontal wall of the container is kept at a relatively low temperature (T_c).

The effect of different Rayleigh numbers (10^3 - 10^6) and different separator numbers, effect of thicknesses and effect of separator positions (aluminum trioxide Al_2O_3) distributed in the water-based solution on flow fields and heat fields was investigated, A house code in FORTRAN, based on the finite volume method, was used to simulate 2D flow with heat transfer, based on the finite volume method to simulate the flow and heat transfer in a two-dimensional domain.

The results showed that adding of nanoparticles to pure water can enhance heat transfer, and the presence of the separating bodies acts as obstacles within the group, affecting the distribution and flow of heat.

Keywords:

Natural convection, square cavity, nanofluid, nanoparticles. separator

ملخص

يعد التبادل الحراري عن طريق الحمل الحراري الطبيعي ظاهرة فيزيائية ذات أهمية قصوى في الأنظمة الهندسية بسبب استعمالها الواسعة في عملية تبريد الأنظمة الإلكترونية، و المبادلات الحرارية في الطرائق الصناعية، و التزجيج المزدوج في عملية العزل الحراري، بالإضافة إلى شبكات التبريد و غيرها كثير.

- في هذه المذكرة قمنا بدراسة بطريق الحمل الحراري الطبيعي في نظام ذو بعدين داخل وعاء مربع معبئ بمحلول نانوي مع وجود فواصل، و هذه الدراسة كانت بتطبيق.

- التطبيق كان يعنى بوعاء معبئ بمحلول نانوي (ماء+ جزيئات الألمنيوم)، يتم الحفاظ على الجدران العمودية ثابتة الحرارة، بينما يكون الجدار السفلي ساخنًا ويتم الاحتفاظ بالجدار العلوي الأفقي للحاوية عند درجة حرارة منخفضة نسبيًا (Tc)

• تأثير أرقام رايلي المختلفة (10^3-10^6) وأرقام الفواصل المختلفة وتأثير السماكات وتأثير مواضع الفاصل (ثلاثي أكسيد الألمنيوم Al_2O_3) الموزعة في المحلول ذو القاعدة المائية على حقول التدفق و الحقول الحرارية. باستخدام برنامج حساب تم تطويره بلغة البرمجة (FORTRON) معتمدين على طريقة الحجم المنتهية بهدف محاكاة التدفق و التبادل الحراري في معلم ذو بعدين.

• النتائج أظهرت أنه بإضافة الجزيئات النانوية في الماء الصافي يمكن تحسين التبادل الحراري وايضا تعمل أجسام الفصل كعوائق ضمن المجموعة، مما يؤثر على توزيع الحرارة و تدفقها.

الكلمات المفتاحية :

الكلمات المفتاحية: الحمل الحراري، وعاء مربع، محلول نانوي، جزيئات نانوية. الفاصل

INTRODUCTION GENERALE

Le transfert de chaleur par convection naturelle est un phénomène essentiel dans les systèmes d'ingénierie en raison de son large éventail d'applications dans le refroidissement des équipements électroniques, les échangeurs de chaleur, le double vitrage pour l'isolation thermique, la fabrication de matériaux pour l'énergie, les radiateurs, et bien d'autres. L'amélioration des performances de transfert de chaleur dans ces systèmes est primordiale pour favoriser l'économie d'énergie. Cependant, la faible conductivité thermique des fluides traditionnels tels que l'eau et les huiles limite leur capacité à améliorer le transfert de chaleur et la compacité de ces systèmes. Les solides, en revanche, ont généralement une conductivité thermique supérieure à celle des liquides. Grâce à leur petite taille et à leur grande surface spécifique, les nanoparticules présentes dans les nanofluides confèrent à ces derniers des propriétés supérieures, notamment une conductivité thermique élevée, une obstruction minimale dans les canaux de circulation, une stabilité à long terme et une homogénéité. Par conséquent, les nanofluides trouvent de nombreuses applications dans des domaines tels que l'électronique, l'automobile et l'industrie nucléaire, où l'amélioration du transfert de chaleur est essentielle.

La nanotechnologie est largement considérée comme l'une des forces motrices de la prochaine révolution industrielle majeure de ce siècle, avec des applications dans les sciences biologiques, les sciences physiques, le transport, l'environnement et la sécurité nationale.

La convection naturelle dans une cavité carrée a fait l'objet de nombreux travaux théoriques et expérimentaux visant à améliorer le transfert de chaleur et à accroître l'efficacité des systèmes de refroidissement, la croissance de cristaux pour l'industrie des semi-conducteurs, l'industrie métallurgique, la thermique des bâtiments, etc. La cavité carrée reste la géométrie la plus étudiée dans ce domaine. Dans ce type de cavité, deux parois sont généralement maintenues à des températures différentes, tandis que les autres parois sont isolées.

Le premier principe de la thermodynamique traite des quantités d'énergie échangées et établit que l'énergie ne peut ni être créée ni être détruite. En revanche, le deuxième principe de la thermodynamique traite de la qualité de cette énergie.

Dans ce travail, nous étudions la convection naturelle laminaire dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide. Nous avons développé notre propre code de calcul et mené une étude numérique d'un écoulement laminaire de nanofluide en convection naturelle dans une cavité carrée bidimensionnelle (2D). L'accent a été mis sur l'amélioration du transfert de chaleur.

Ce travail est divisé en quatre chapitres. Le premier chapitre présente une revue détaillée de la littérature sur la convection naturelle dans les nanofluides, y compris les études théoriques et expérimentales pour les cas diphasiques et monophasiques. Il décrit également les différents modèles souvent utilisés dans la littérature pour estimer les propriétés thermophysiques telles que la viscosité dynamique et la conductivité thermique.

Le deuxième chapitre concerne la modélisation du problème, les aspects mathématiques, les hypothèses simplificatrices, les géométries et la formulation mathématique des conditions aux limites.

Le chapitre III présente une analyse du choix du maillage. Il aborde la méthode des volumes finis (dans le cas 2D) et sa mise en œuvre pour la discrétisation des équations du problème, ainsi que le choix d'un maillage approprié.

Enfin, le chapitre IV présente les résultats obtenus pour une configuration bidimensionnelle avec un nanofluide en convection naturelle. Après la validation de notre programme de calcul, nous mettons l'accent sur l'influence de certains paramètres tels que les nombres de Rayleigh, la fraction volumique des nanoparticules solides, le type de nanofluide, L'effet de différentes de nombre de séparateur, effet d'épaisseurs et effet de positions de séparateur.

. Les résultats obtenus sont comparés à ceux de l'eau pure, permettant ainsi d'évaluer l'efficacité des nanofluides.

En conclusion, ce manuscrit résume les principaux résultats obtenus. Parmi les objectifs de ce travail, on peut citer :

- Étudier les effets du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique des nanoparticules solides.
- Analyser l'influence de nombre de séparateur et du type de nanofluides.
- Étudier l'effet d'épaisseurs et effet de positions de séparateur.
- Comparer l'efficacité entre l'eau pure et un nanofluide.

CHAPITRE I : SYNTHESE BIBIOGRAPHIQUE

I.1 INTRODUCTION	1
I.2 CAVITE CAREE	1.2
I.3LES NANOFLUIDE	2
I.4 LES NANOPARTICULE	2.3
I.5 CONVECTION	3.4
I.6 CONVECTION NATURELLE	4.5
I.7 SYNTHESE BIBIOGRAPHIQUE	5-32

I.1 Introduction :

Le processus de transfert d'énergie est appelé transfert de chaleur. Bien que la grandeur transférée, connue sous le nom de chaleur, ne puisse être directement mesurée ni observée, les effets qu'elle produit peuvent être observés et mesurés.

Le transfert thermique est l'un des modes d'échange d'énergie les plus courants et se produit naturellement entre deux zones ou deux systèmes lorsqu'il y a une différence de température entre eux, indépendamment du milieu qui les sépare. L'étude des transferts thermiques repose sur les concepts de quantité de chaleur, qui est associée au mouvement de translation, de vibration et de rotation des molécules, ainsi que sur les différences de température qui caractérisent l'intensité de l'énergie transférée. Ces concepts sont définis par la thermodynamique, qui ne considère que des états d'équilibre et néglige les mécanismes d'échange d'énergie qui y conduisent.

I.2 Cavité carrée :

Dans le domaine de l'ingénierie mécanique, "cavité carrée" fait référence à un vide ou à un espace de forme carrée. Voici une explication de sa signification et de son impact sur la chaleur :

Échange thermique : Les cavités carrées peuvent influencer le transfert de chaleur dans l'ingénierie des machines et des dispositifs mécaniques. Lorsqu'une cavité carrée est présente dans un corps métallique ou une structure, la chaleur peut se transférer à travers la cavité entre les surfaces adjacentes. Le taux de transfert de chaleur à travers la cavité dépend des propriétés du matériau environnant et des dimensions de la cavité. Les conceptions utilisant des cavités carrées sont parfois utilisées pour améliorer la distribution de la chaleur dans les parties des machines ou des dispositifs mécaniques.

Refroidissement des appareils : Les cavités carrées peuvent être utilisées pour améliorer le processus de refroidissement des appareils en ingénierie mécanique. En dirigeant le flux d'air ou de liquide à travers la cavité, il est possible d'améliorer la dissipation de la chaleur des composants sensibles vers l'environnement. Des conceptions de refroidissement spécifiques tirent parti des cavités carrées pour augmenter l'efficacité du processus de refroidissement.

Conception d'appareils thermiques : Les cavités carrées peuvent être utilisées dans la conception d'appareils thermiques tels que les échangeurs de chaleur, les fours et les moteurs thermiques. Les cavités carrées permettent d'améliorer le flux de liquides ou de gaz chaud à travers l'appareil, ce qui contribue à augmenter l'efficacité de transfert de chaleur et à améliorer les performances de l'appareil.

En général, les cavités carrées ont un impact sur l'ingénierie mécanique en termes d'échange de chaleur, de refroidissement des appareils et de conception d'appareils thermiques.

I.3 Les nanofluides :

Les nanofluides sont des suspensions de particules de taille nanométrique (d'un diamètre généralement inférieur à 100 nm), appelées nanoparticules, dans un fluide de base dans le but d'améliorer certaines de ses propriétés. Bien que l'idée d'améliorer les propriétés thermiques des fluides en ajoutant des particules ne soit pas nouvelle, l'utilisation de nanoparticules permet potentiellement de minimiser considérablement les problèmes d'érosion et de sédimentation rencontrés avec les particules de plus grande taille. En outre, certains auteurs ont suggéré que les nanofluides pourraient présenter des performances thermiques améliorées en termes de conductivité thermique et d'échange de chaleur liquide-vapeur en raison de leur taille nanométrique.

Récemment, une nouvelle classe de nanofluides, appelée «nanofluides hybrides», a été mise en avant pour améliorer encore davantage les taux de transfert de chaleur. Ces nanofluides hybrides consistent à disperser deux types de nanoparticules dans un fluide de base.

I.4 Les nanoparticules :

Le terme "nanotechnologie" désigne un domaine de recherche qui concerne plusieurs domaines scientifiques et qui traite, de manière générale, des principes et des propriétés à l'échelle nanométrique, c'est-à-dire au niveau des atomes et des molécules. Les nanotechnologies visent à produire des objets ou des matériaux dont la taille est inférieure à 100 nanomètres. Ces matériaux sont composés de nanoparticules qui sont intentionnellement produites, contrairement aux particules très fines qui sont naturelles ou qui proviennent de la combustion.

Les nanomatériaux peuvent être composés de métaux, de céramiques, de carbones, de polymères ou encore de silicates qui présentent des caractéristiques spécifiques différentes de celles de ces mêmes matériaux à l'échelle macroscopique. L'acquisition de ces nouvelles propriétés physico-chimiques ouvre ainsi un immense champ de recherches fondamentales et appliquées regroupées sous l'appellation de "nanosciences"

❖ Les nanoparticules les plus utilisées pour obtenir des nanofluides sont:

1 : Les nanoparticules des oxydes métalliques:

- l'oxyde d'aluminium, Al_2O_3 .

- l'oxyde de cuivre, CuO .

- l'oxyde de silicium, SiO_2 .

2 : Les nanoparticules métalliques :

- l'aluminium, Al .

- le cuivre, Cu .

- l'or, Au .

- l'argent, Ag .

Les liquides de base les plus utilisés sont:

- l'eau.

- l'éthylène-glycol, EG

- les huiles.

I.5 Convection :

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

Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure se déroule en plusieurs étapes. Tout d'abord, la chaleur se propage par conduction de la surface aux particules fluides adjacentes, ce qui augmente la température et l'énergie interne de ces particules. Ensuite, ces particules se mélangent avec d'autres particules situées dans une région à basse température, transférant une partie de leur énergie.

Cette énergie est alors stockée dans les particules fluides et transportée grâce à leur mouvement.

Le transfert de chaleur par convection est classé en deux catégories : la convection libre et la convection forcée, en fonction du mode d'écoulement du fluide. La convection libre se produit lorsque des courants de fluides se créent simplement à cause des différences de densité résultant des gradients de température. C'est également connu sous le nom de convection naturelle.

En revanche, lorsque le mouvement du fluide est provoqué par une action externe telle qu'une pompe ou un ventilateur, le processus est appelé convection forcée. Si les deux causes existent simultanément, sans que l'une soit plus importante que l'autre, la convection est considérée comme étant mixte.

Dans cette note, nous parlerons de convection naturelle

I.6 Convection naturelle :

En convection naturelle, les déplacements du fluide sont engendrés par des gradients de densité résultant de l'inégalité du champ de température. Les couches chaudes, ayant une densité plus faible, subissent une force dirigée vers le haut, à l'instar du principe d'Archimède. Ainsi, le fluide s'élève dans les régions à température élevée. Le phénomène inverse, avec des courants descendant, se produit pour les parties du fluide dont la température est inférieure à celle du fluide chaud. Ces courants de convection naturelle sont induits par des différences de densité, et donc leur manifestation dépend de la force de pesanteur terrestre. Le poids a pour effet de donner un rôle crucial à la direction verticale. Ainsi, la géométrie d'un système convectif doit considérer la forme, les dimensions et la disposition par rapport à la verticale.

Les effets de la convection naturelle sont familiers, on peut les observer quotidiennement dans l'eau que l'on chauffe dans un récipient, dans les panaches de certaines cheminées d'usines, la circulation atmosphérique, les vents, les tempêtes sont aussi des manifestations de la convection naturelle. Pour modéliser la convection naturelle, il faut décrire l'interaction des champs de température, de pression et de vitesse à partir des équations de conservation de la quantité de mouvement, de masse et d'énergie.

Le transport de chaleur par convection naturelle dans des milieux poreux est un phénomène couramment observé dans la nature ainsi que dans diverses applications

technologiques. Ce domaine de recherche a été étudié pendant plusieurs décennies, donnant lieu à de nombreuses publications scientifiques sur le sujet. Parmi ces publications, nous pouvons citer la synthèse bibliographique ou les travaux suivants :

I.7 Synthèse bibliographique :

Tinnisaha et al. [1] Dans cette étude, les chercheurs ont examiné le transport thermique convectif libre et l'écoulement de fluide dans une cavité carrée dotée d'une paroi supérieure ondulée et d'une seule ailette chauffée attachée verticalement au milieu de la paroi inférieure, remplie de nanofluide $Al_2O_3-H_2O$. La paroi supérieure ondulée est chauffée à une température basse $T = T_c$, tandis que les parois gauche, droite et inférieure sont isolées. L'ailette est chauffée à une température élevée $T = T_h$ ($T_h > T_c$). Nous utilisons des techniques d'éléments finis pondérés résiduels de Galerkin pour résoudre le modèle mathématique. Les résultats sont comparés à des travaux publiés et validés avec succès. Nous affichons les lignes de courant et les contours isothermes pour différents paramètres pertinents tels que le nombre de Rayleigh, le volume de nanoparticules et le nombre de Hartmann. Nous constatons que pour une augmentation de la valeur de ces paramètres, le flux de température change significativement. Le nombre moyen de Nusselt change également considérablement avec le volume de nanoparticules, le nombre de Rayleigh et le nombre de Hartmann. Des changements dans les lignes de courant et les isothermes sont également observés avec les variations de la longueur de l'ailette. Nous étudions également différentes formes de nanoparticules pour déterminer les meilleures performances de transfert de chaleur, et constatons que le facteur de forme de la nanoparticule a une grande influence sur le transport de température. Enfin, nous constatons que le taux de transport de température augmente de 7,65% pour les nanoparticules en forme de lame, tandis qu'il augmente de 2,86% pour les nanoparticules sphériques.

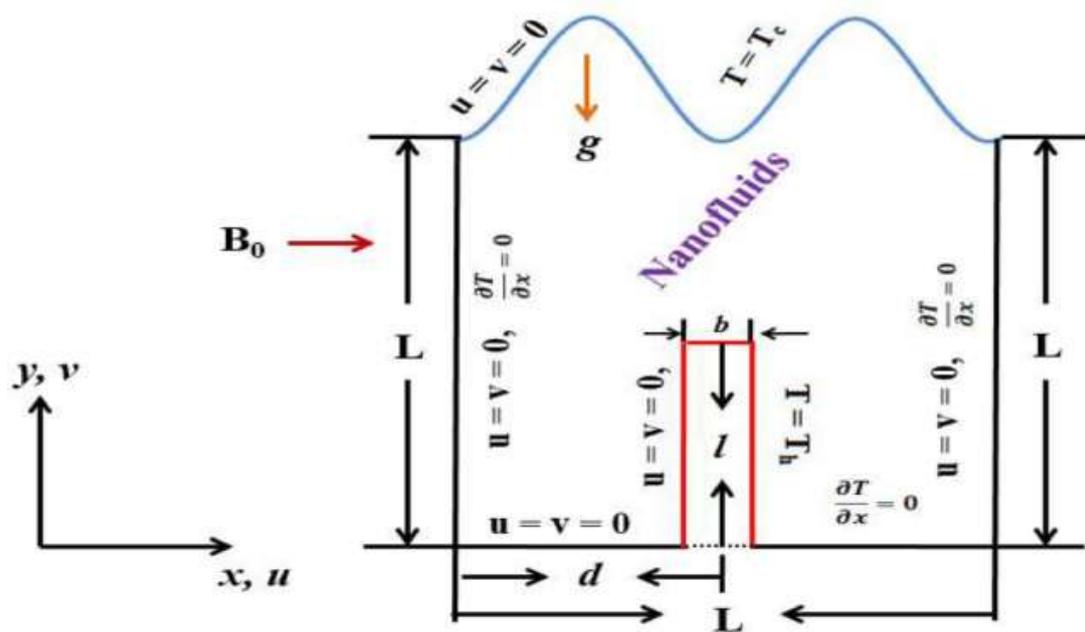


Figure I.1 : Représentation schématique d'un conteneur avec différents états limites [1].

U. Rashid et al. [2] Ils ont étudié qu'il est possible d'obtenir de nombreuses applications importantes pour des formes de nanoparticules spécifiques ainsi que des plages de tailles particulières. La forme des nanoparticules de taille nanométrique est importante dans tous les domaines de la détection des métaux-traces, des dosages biomoléculaires, de l'étiquetage moléculaire et de l'application de la nanotechnologie. Les effets de la forme des nanoparticules sont très importants sur la conductivité thermique de la suspension. L'objectif principal de l'étude actuelle est d'élaborer les effets de la forme des nanoparticules sur l'écoulement de nanofluide dans une cavité carrée à entraînement de couvercle avec un obstacle circulaire fixe au centre. Le mur supérieur de la cavité carrée est adiabatique et mobile. La cavité circulaire et le fond de la cavité sont chauffés, tandis que les autres parois de la cavité sont froides. Le nanofluide diamant-eau contient trois types de formes de nanoparticules, à savoir la sphère, la colonne (non sphérique) et la lamelle (non sphérique). Le phénomène de l'écoulement modélisé est gouverné sous forme d'équations aux dérivées partielles couplées et est résolu par la méthode des éléments finis (MEF). L'analyse de la distribution de l'écoulement est discutée sous forme de lignes de courant, de motifs de contours isothermes, de distribution de vitesse, de distribution de température, d'énergie cinétique et de nombre de Nusselt. Les résultats graphiques indiquent que les nanoparticules de forme lamellaire (non sphérique) ont une meilleure performance en termes de distribution de température et de transfert de chaleur (diamant-eau).

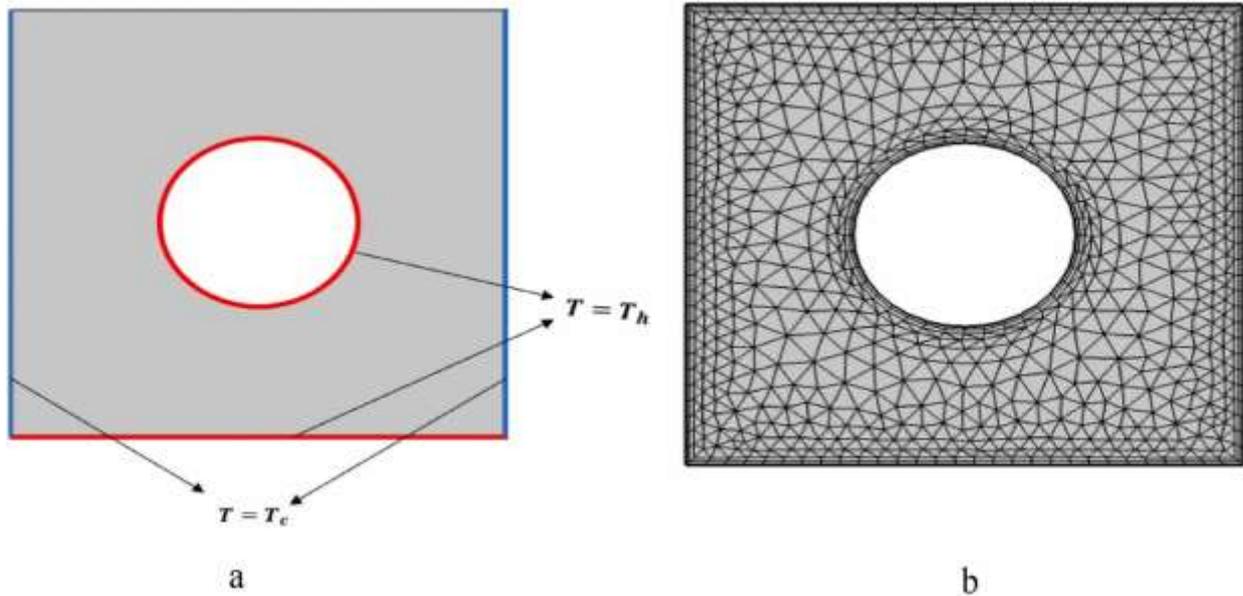


Figure I.2 : Modèle schématique du problème [2].

S. Hussainet al. [3] Ils ont dit que le travail devrait consister en la méthode des éléments finis de Galerkin d'ordre élevé (GFEM) pour étudier la convection naturelle d'un matériau à changement de phase nano-encapsulé (NEPCM) dans une cavité rainurée saturée par un milieu poreux. La cavité rainurée contient une forme ovale avec des vitesses nulles et une condition adiabatique. Les chercheurs ont étudié les effets de plusieurs paramètres, tel que le paramètre de Darcy, le rayon d'une forme ovale interne, le nombre de Rayleigh, la porosité, la température de fusion et le nombre de Stefan. Les résultats montrent que l'augmentation de la température de fusion réduit l'intensité des lignes de courant et déplace la position de la capacité thermique vers le mur chaud. L'augmentation du paramètre de Darcy diminue la résistance poreuse de l'écoulement de nanofluide et améliore ainsi les mouvements de nanofluide et l'intensité des lignes de courant. Un paramètre de Darcy plus faible améliore les isothermes et modifie les motifs de capacité thermique à l'intérieur d'une cavité rainurée. La forme ovale interne ralentit les mouvements de nanofluide dans la cavité lorsqu'elle est étendue. Enfin, un nombre de Rayleigh plus élevé améliore l'intensité de l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur convectif dans une cavité rainurée.

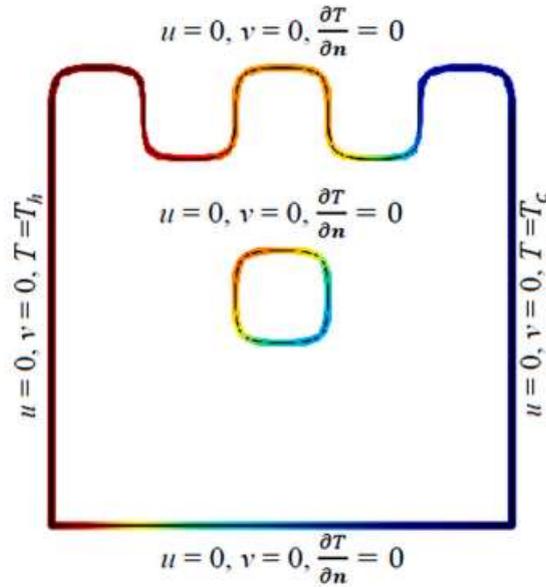


Figure I.3 : Schéma de l'étude envisagée[3].

Ehsan golab et al. [4] Ils se rendent compte que l'objectif de cette simulation est d'étudier l'impact de l'ajout de nanoparticules de NEPCM dans de l'eau en convection naturelle dans une cavité, à l'aide de la méthode FVM et de l'algorithme SIMPLE. Les NEPCM sont constituées d'une coque et d'un noyau ayant des propriétés de changement de phase. Les particules de NEPCM dans le fluide de base sont capables d'absorber et de dissiper la chaleur dans l'état de changement de phase liquide-solide, permettant ainsi un transfert de chaleur amélioré. L'étude a mis en évidence le phénomène de paroi d'énergie résultant du changement de phase du noyau de NEPCM, dont l'intensité est proportionnelle à la chaleur latente du noyau et à l'épaisseur de la paroi d'énergie. Les effets des paramètres de la paroi d'énergie tels que la force, l'épaisseur, l'emplacement et la fraction volumique ont été étudiés sur la paroi d'énergie et le taux de transfert de chaleur. Les résultats ont montré que l'ajout de NEPCM à l'eau peut augmenter le taux de transfert de chaleur jusqu'à 48 % en augmentant la capacité thermique du mélange eau-NEPCM. Le meilleur taux de transfert de chaleur a été observé lorsque la paroi d'énergie est au centre de la cavité. De plus, une relation a été proposée pour le coefficient de dilatation thermique du NEPCM, prenant en compte les effets du coefficient de dilatation thermique du matériau du noyau et de la coque.

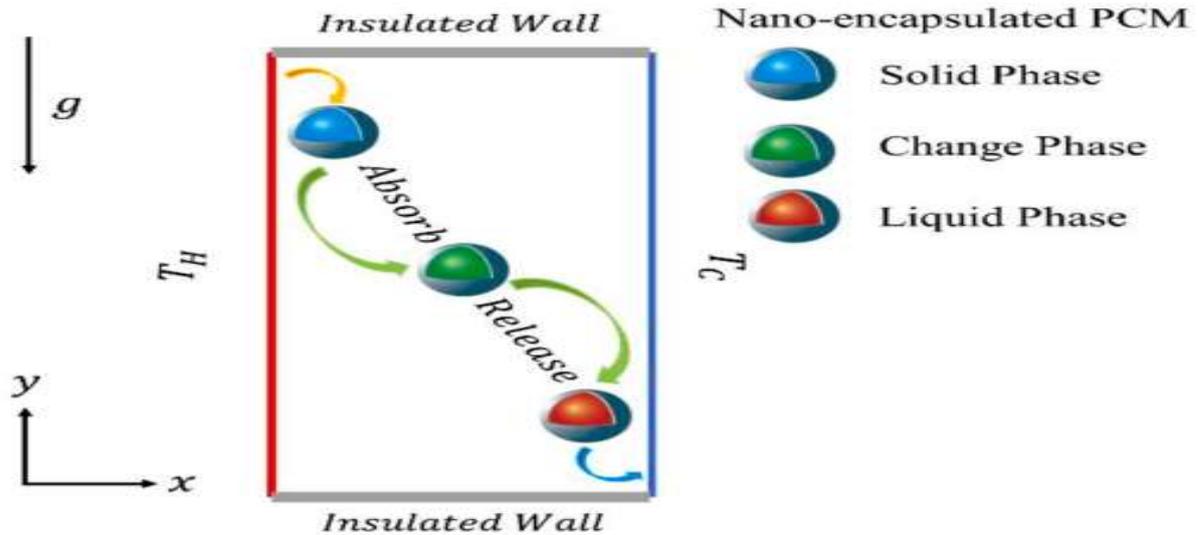


Figure I.4 : Géométrie du problème et méthodes d'échange de chaleur[4].

M Hasan et al. [5] Dans cette étude, les chercheurs s'intéressent au flux de chaleur instable de nanofluides laminaires magnétohydrodynamiques dans une cavité carrée, alimentée par une réaction chimique exothermique. Puisque les réactions chimiques exothermiques sont intrinsèquement liées aux applications d'écoulement de nanofluides, nous avons pris en compte cette réaction chimique exothermique, gouvernée par l'énergie de la cinétique d'Arrhenius, dans notre analyse. Nous avons utilisé un nanofluide à base d'eau contenant des nanoparticules d'oxyde de fer (Fe_3O_4) pour nos simulations. La cavité carrée a été décrite avec précision en utilisant des conditions de chauffage et d'écoulement appropriées. La paroi verticale gauche de la cavité est chauffée de manière inégale, tandis que la paroi verticale droite reste à une température constante relativement fraîche. Les parois supérieure et inférieure sont des parois isolantes et chaque paroi est soumise à une condition de non-glissement. Nous avons transformé les équations gouvernant le nanofluide en un ensemble d'équations sans dimension à l'aide d'une analyse de similarité, puis les avons modifiées en équations d'éléments finis. Nous avons utilisé la méthode de Galerkin en analyse par éléments finis pour obtenir les résultats du problème. Les résultats de notre étude montrent que le nombre de Rayleigh, le nombre de Frank-Kamenetsky et le rapport de volume de nanosolides ont tous des effets significatifs sur le régime d'écoulement convectif et que le nombre de Nusselt moyen augmente avec ces paramètres. À cause de la valeur plus élevée du nombre de Rayleigh ($Ra = 10^6$), le nombre de Nusselt moyen a augmenté de 75,92 %, tandis que la génération de chaleur due à une réaction fortement exothermique (nombre de Frank-Kamenetskii plus élevé) peut faire exploser la solution bornée. Le nanofluide eau- Fe_3O_4 a

montré un taux de transfert de chaleur plus élevé (maximum de 22,65 %) que celui du fluide de base.

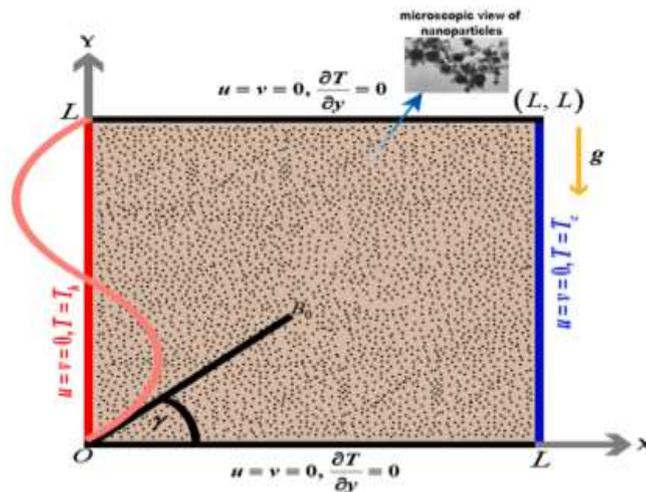


Figure I.5 : Les configurations d'écoulement et le système physique (section transversale)[5].

Yulin Ma et al. [6] Dans ce travail, Les scientifiques sont arrivés au transfert de chaleur intermittent normal d'un nanofluide eau/oxyde d'aluminium dans un récipient carré incliné a été étudié. Les parois du cratère sont froides et les parois supérieure et inférieure sont isolées. Il y a une épaisseur de paroi de 0,5 et une conductivité thermique de 100 sur les parois froides. De plus, il y a une source de chaleur à température constante au centre du récipient. Le conteneur est sous l'influence d'un champ magnétique oblique (MF). Les équations gouvernantes ont été résolues à l'aide de la méthode des volumes finis (FVM) et résolues à l'aide de l'algorithme SIMPLE. Les résultats indiquent que le taux de transfert de chaleur augmente de 3,11 avec l'augmentation du nombre de Rayleigh (Ra). Le taux de transfert de chaleur maximal se produit dans des champs magnétiques faibles. Lorsque l'angle du conteneur est augmenté, le taux de transfert de chaleur sur les parois gauche et droite augmente de 33 % et diminue de 55 %, respectivement. Le taux de transfert de chaleur sur la paroi droite augmente de 14 % lorsque l'angle du champ magnétique augmente. L'ajout de nanomatériaux entraîne également une augmentation du taux de transfert de chaleur.

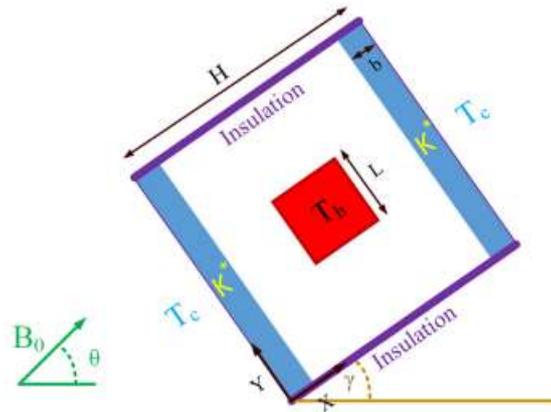


Figure I.6 : Schéma du modèle physique[6].

Chabani et al. [7] Les chercheurs nous disent que cet article de recherche concerne une enquête numérique portant sur le flux laminaire des nano-fluides et leur impact sur le transfert de chaleur par convection en fonction de leurs caractéristiques thermo-physiques. Le choix s'est porté sur le nano-fluide hybride $Ag-Al_2O_3/H_2O$, en raison de ses excellentes propriétés, et une analyse d'écoulement magnéto-hydrodynamique a été réalisée à l'intérieur d'une enceinte poreuse trapézoïdale modifiée. Pour résoudre les équations sans dimension, le modèle de Darcy-Forchheimer-Brinkmann et la méthode des éléments finis ont été utilisés. Les variables telles que le nombre de Rayleigh, le nombre de Darcy, le nombre de Hartmann et la fraction volumique du nano-fluide hybride ont été modifiées. Les résultats ont montré que l'augmentation de Ra , Da et ϕ améliorerait le Nusselt moyen et stimulerait le transfert thermique, tandis que Ha devait être réduit. En outre, les caractéristiques géométriques de la trapèze ont été évaluées, indiquant que la diminution du rapport d'aspect de l'enceinte, le nombre d'ondulations de la paroi et l'augmentation de l'angle d'inclinaison des parois latérales étaient essentielles pour une efficacité thermique et une transmission de chaleur prolongées.

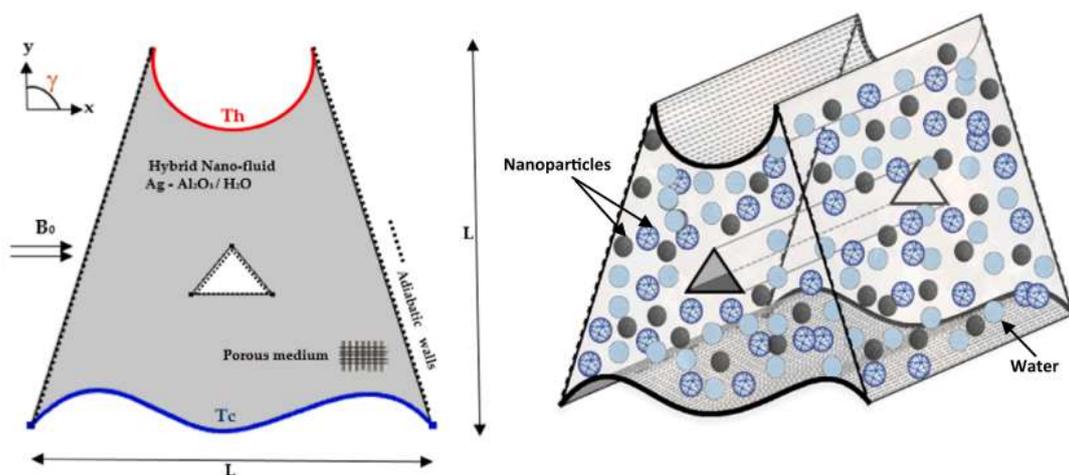


Figure I.7 : Vue 2D et 3D de la configuration étudiée[7].

H. Saleh et al. [8] L'objectif de cette étude est d'analyser la convection naturelle générée par une différence de température entre une enceinte froide et un cylindre chaud. Le cylindre est chauffé localement sur sa surface supérieure tandis que le reste de sa surface est adiabatique. Pour remplir l'enceinte, nous avons utilisé des nanofluides hybrides. Ce type de fluide est constitué d'un matériau à changement de phase nano-encapsulé (NEPCM) en suspension dans l'eau, qui agit comme fluide hôte. Le NEPCM est composé d'un noyau de n-nonadécane enfermé dans une coque de polyuréthane. Cette substance peut stocker la chaleur latente à l'état de charge et la libérer à l'état de décharge. Lorsque cela se produit, la chaleur latente est extraite et peut circuler dans l'enceinte. Les paramètres clés étudiés sont la partie chauffante du cylindre, qui varie de 0,25 à 0,75, le nombre de Stefan, compris entre 0,2 et 0,7, la température de fusion, comprise entre 0,1 et 0,5, l'intensité de chauffage, entre 104 et 106, ainsi que la fraction volumique de particules hybrides, qui varie de 0 à 0,05. Les résultats obtenus montrent qu'en ajoutant 1 % de particules hybrides, le taux de transfert de chaleur peut être augmenté de plus de 10 %

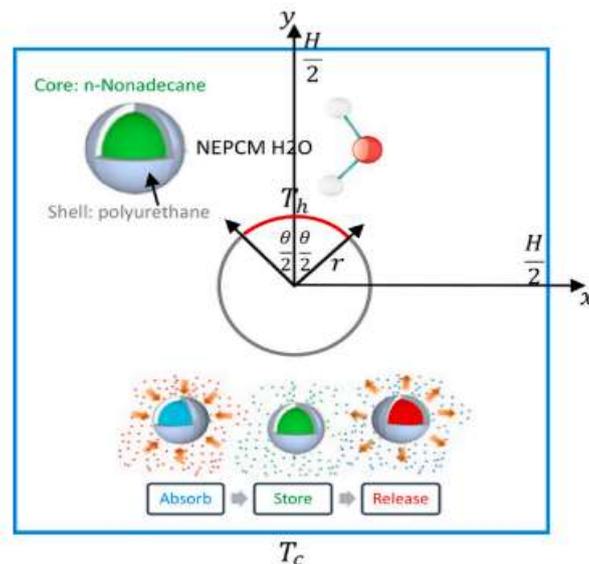


Figure 1.8 : Représentation schématique d'une enceinte carrée remplie d'un nanofluide hybride contenant un cylindre partiellement chauffé[8].

Yan Cao et al. [9] Dans cette étude, nous avons simulé le flux de convection naturelle de l'eau en présence d'un matériau à changement de phase nano-encapsulé (NPCM) à l'intérieur d'une chambre isolée. Nous avons considéré une paire de tuyaux comme source de chauffage et de refroidissement, avec des conditions de température uniformes. Le noyau du NPCM était constitué de n-nonadécane, avec une température de fusion de 30,44 °C. Ce noyau a la capacité de changer de phase liquide-solide pour transférer la chaleur entre les sources de chauffage et de refroidissement. Nous avons résolu la simulation en régime permanent en utilisant un algorithme SIMPLE basé sur la méthode des volumes finis (FVM). Nous avons étudié les effets du nombre de Rayleigh, de la fraction volumique et de l'emplacement de la zone de changement de phase sur le coefficient de transfert de chaleur convectif. Les résultats ont montré que le changement de phase du NPCM se produit à de faibles nombres de Rayleigh, mais n'a aucun effet sur le coefficient de transfert de chaleur par

convection. En revanche, il est directement lié à la conductivité thermique du mélange. De plus, l'ajout d'une fraction volumique de 0,02 de NPCM dans l'eau a augmenté le coefficient de transfert de chaleur par convection de 10,43 %, 19,1 % et 18,3 % par rapport à l'eau pure pour les nombres de Rayleigh de 10^2 , 10^4 et 10^6 , respectivement.

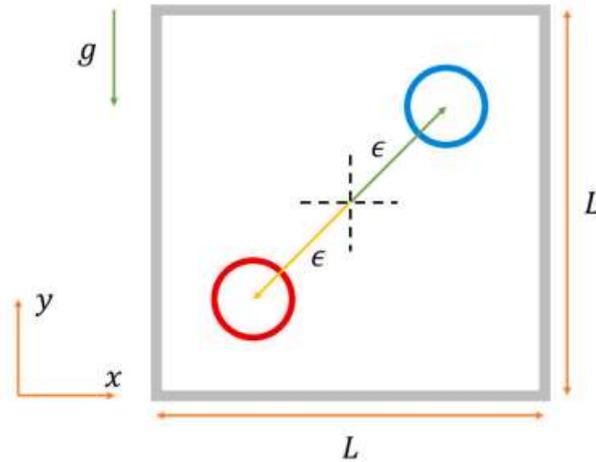


Figure I.9 : Le modèle physique de la simulation actuelle consistant en une cavité et une paire de sources de chauffage et de refroidissement[9].

L. El Moutaouakil et al. [10] ont effectué Une solution analytique pour le flux convectif naturel stable dans une cavité rectangulaire verticale, induit par une génération uniforme de chaleur volumétrique, est présentée. Cette solution est obtenue en utilisant la théorie des perturbations et l'analyse en série de Fourier. L'étude se concentre sur l'effet de la disposition de deux paires de sources/puits sur les caractéristiques de l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur dans la cavité. Trois configurations différentes sont considérées, et les formules théoriques sont validées à l'aide de simulations numériques basées sur la méthode des volumes finis. Les résultats montrent un accord satisfaisant pour les lignes de courant, les isothermes, la vitesse et les profils de température, pour des rapports d'aspect de la cavité allant de 0,2 à 2, une amplitude de chaleur source/puits allant de 0 à 0,5, et un paramètre de transition de 0 à 0,3. Le nombre de Rayleigh choisi comme grandeur de perturbation est fixé à $Ra=10^3$. Pour de faibles valeurs du paramètre de transition, le transfert de chaleur local le long des parois actives de la cavité présente un comportement oscillant dû aux erreurs de troncature dans le processus mathématique d'intégration.

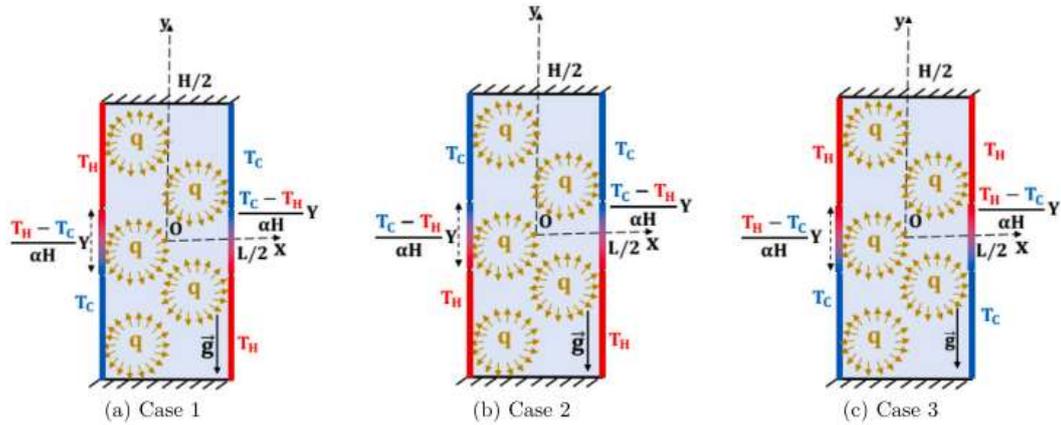
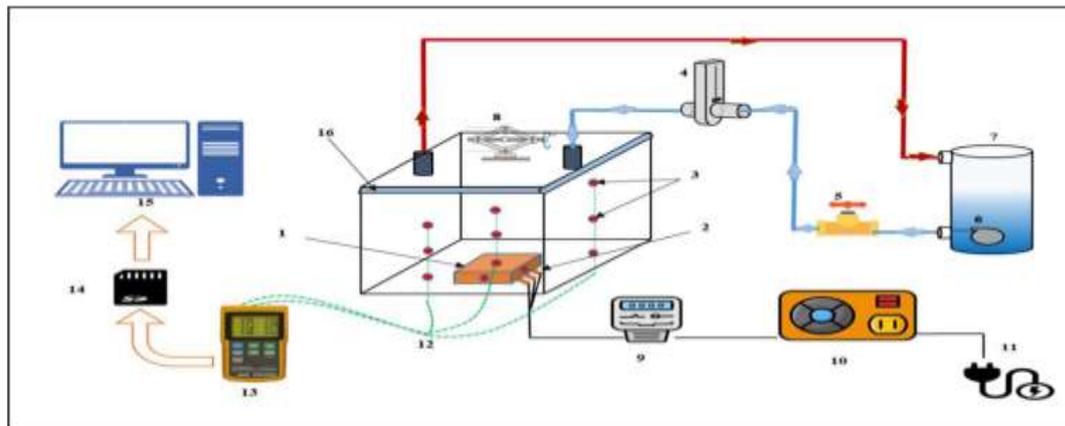


Figure I.10 : Configurations étudiées[10].

Zainab M et al. [11] Les résultats ont montré que le nombre de Rayleigh a un impact significatif sur le transfert de chaleur, car plus il augmente, plus le nombre de Nusselt est élevé, et plus le comportement non newtonien est grand, plus le transfert de chaleur augmente. La modification de la forme de l'obstacle a également un impact notable sur le transfert de chaleur, car la forme cylindrique améliore le transfert de chaleur plus que la forme cuboïde. En ce qui concerne la proportion d'aspect, elle affecte également le transfert de chaleur de manière inverse. Ces résultats ont été publiés par Elsevier Ltd en 2022.



1	Obstacle	5	Valve	9	Power analyzer (Wattmeter)	13	Temperature recorder
2	Electrical heater	6	pump	10	Power supply	14	Memory card
3	Temperature measuring points	7	Constant temperature bath	11	Electrical source	15	Personal computer
4	Liquid flow meter	8	Jack	12	Thermocouple's wire	16	Cooling chamber

Figure I.11 : schéma de principe d'un travail expérimental[11].

Marina S et al. [12] Dans cette étude, ont étudié une analyse numérique de la convection thermo gravitationnelle dans une région cubique poreuse sous un chauffage non uniforme de la paroi verticale a été menée. Le liquide de travail avait une viscosité exponentielle dépendante de la température. Pour décrire la transmission de chaleur à l'intérieur des structures poreuses, l'approche du non-équilibre thermique local a été utilisée. Le modèle mathématique a été formulé en ajoutant les fonctions potentielles vectorielles non-

dimensionnelles, le vecteur de vorticité et la température. Les équations différentielles ont été r solv es à l'aide de la technique des différences finies du second ordre. L'impact des paramètres clés sur la structure de la circulation des fluides et du transfert d'énergie dans un cube a été étudié. Ces paramètres comprenaient le nombre de Nield, le nombre de Darcy, le paramètre de changement de viscosité et le temps. La présence d'une couche poreuse a conduit à une amélioration du transfert de chaleur. Pour des propriétés de perméabilité élevées du milieu poreux (nombres de Darcy élevés) et des valeurs élevées du coefficient de transfert de chaleur interfacial (nombre de Nield), l'intensité du flux dans la cavité était élevée. En outre, l'utilisation d'une viscosité variable du fluide de travail était également un moyen efficace de gérer le transfert de chaleur et le débit de fluide

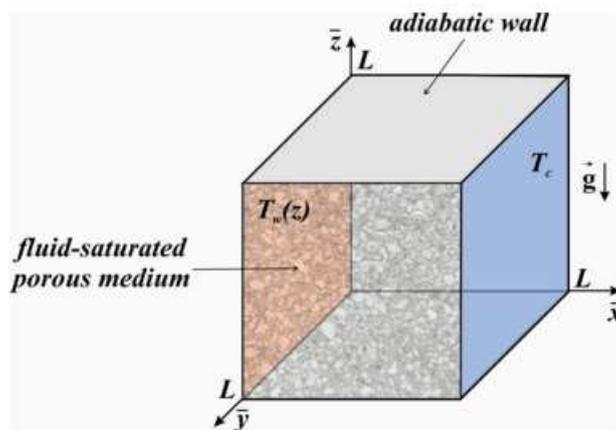


Figure I.12 : Le schéma physique[12].

S.A Khan et al. [13] Les chercheurs ont mené des études numériques pour l'examiner l'effet du fluide de base, de la taille et du matériau de construction des nanoparticules sur le transfert de chaleur par convection naturelle des nanofluides à l'intérieur d'un anneau vertical à l'aide d'une méthode de volume fini. Les simulations sont réalisées à un flux de chaleur constant de 10 000 W/m² et une fraction volumique de nanoparticules de 0,03. Trois paramètres d'entrée contrôlables, à savoir la taille des nanoparticules (13 nm, 36 nm et 59 nm), le matériau des nanoparticules (cuivre, oxyde d'aluminium et dioxyde de titane) et les fluides de base (eau, éthylène glycol et éthanol), ont été pris en compte. pour l'étude. Leur effet sur quatre réponses de sortie, à savoir. le coefficient de transfert de chaleur (HTC), le nombre de Nusselt (Nu), le débit massique (MFR) et le nombre de Reynolds (Re) ont été étudiés à l'aide du réseau orthogonal L27 de Taguchi. Comme nouveauté, l'étude est encore étendue grâce à l'optimisation multi-réponses. Deux méthodes de prise de décision multicritères (MCDM), à savoir l'importance des critères par la corrélation inter critères (CRITIC) et l'évaluation pondérée du produit de la somme agrégée (WASPAS), sont mises en œuvre pour déterminer le réglage optimal des paramètres d'entrée qui donnent des réponses multiples optimales. La combinaison optimale des paramètres d'entrée, qui maximise simultanément les réponses de sortie, se trouve sous A2B1C1 (c'est-à-dire, taille des particules = 36 nm, matériau de construction de nanoparticules comme le cuivre et fluide de base comme l'eau). Il est également conclu que les fluides de base ont l'influence maximale

sur le taux de transfert de chaleur, suivis de la taille des nanoparticules et des matériaux de construction.

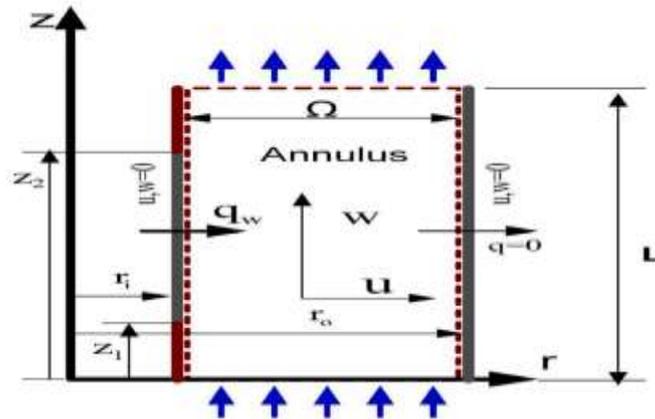


Figure I.13 : Géométrie computationnelle.

F. ZOUIRI et al. [14] Dans cette étude numérique, les scientifiques se sont concentrés sur la convection naturelle laminare au sein d'une cavité carrée contenant un fluide newtonien incompressible. Les parois verticales sont maintenues à température constante tandis que les parois horizontales sont adiabatiques, excepté pour une partie centrale de la paroi inférieure, maintenue à une température supérieure à celle des parois verticales. En utilisant la méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLER, les équations gouvernant l'écoulement sont résolues. Cette étude examine l'impact de l'intensité des forces de flottabilité et de la longueur de la source thermique sur les propriétés hydrodynamiques et thermiques de l'écoulement. Les résultats obtenus montrent que le transfert de chaleur est amélioré lorsque le nombre de Rayleigh et la longueur de la source thermique augmentent.

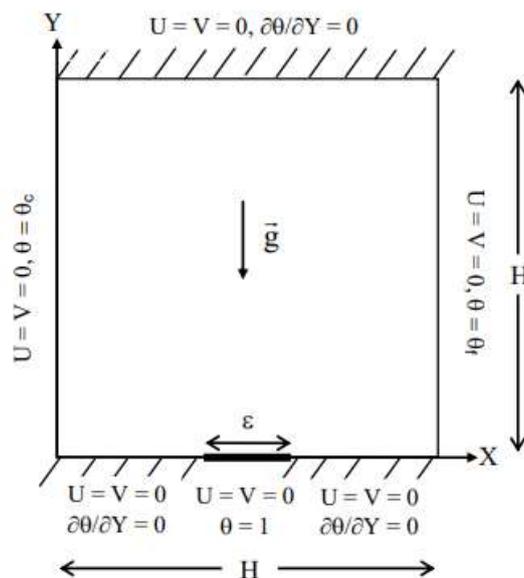


Figure I.14 :Schématisation du problème physique et conditions aux limites[14].

Zhixiong Li et al. [15] Une étude numérique a été menée pour analyser la convection libre du nanofluide Al_2O_3 /eau dans une cavité carrée inclinée et exposée à un champ magnétique constant horizontal, ainsi qu'à un rayonnement. La génération d'entropie a également été étudiée. Les parois gauche et droite de la cavité ont été maintenues à une température constante (T_c), tandis que les parois supérieure et inférieure étaient isolées. Une chicane circulaire de rayon R et de température T_h a été placée au centre de la cavité. Les résultats ont montré que l'augmentation du nombre de Rayleigh (Ra) a entraîné une amélioration de 4,5 fois du nombre de Nusselt (Nu). L'augmentation de Ra a également favorisé la génération d'entropie mais a réduit le nombre de Bejan (Be). Le taux de transfert de chaleur et la génération d'entropie ont également augmenté en augmentant le rapport d'aspect. En revanche, l'augmentation du nombre de Hartmann (Ha) a réduit le taux de transfert de chaleur et a généré une entropie réduite de 45 % et 35 %, respectivement. En outre, Be a également augmenté avec Ha . Les angles d'inclinaison de 0 et 60° ont montré respectivement une génération d'entropie maximale et Be maximal. L'incorporation du transfert de chaleur par rayonnement et l'ajout de nanoparticules au fluide ont augmenté à la fois le taux de transfert de chaleur et la génération d'entropie.

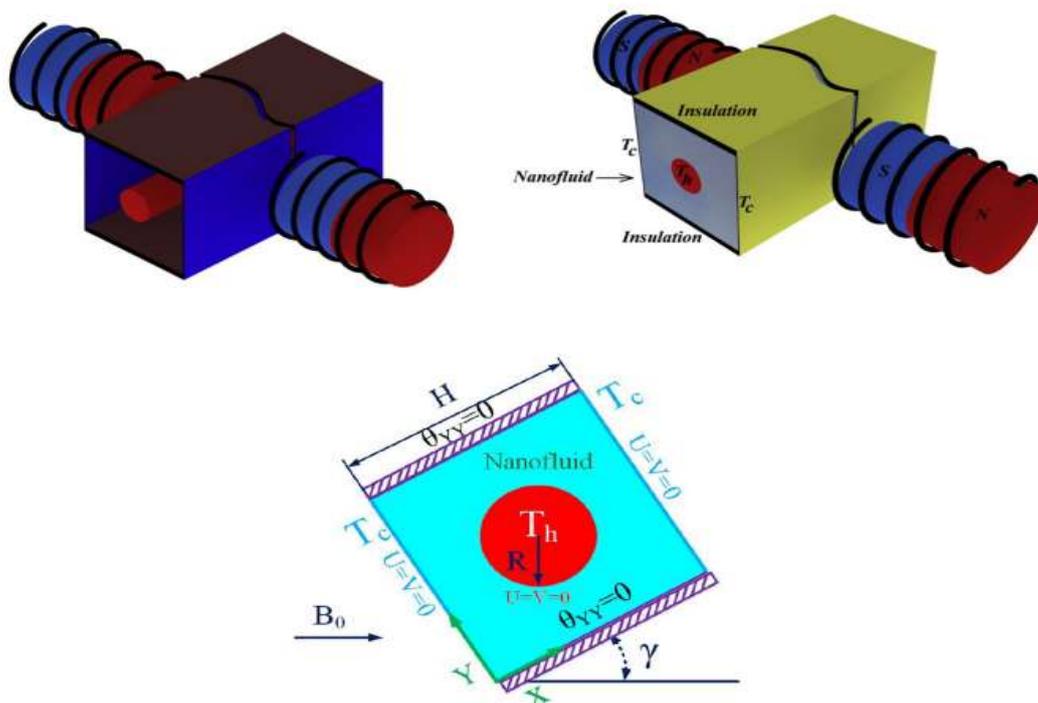


Figure I.15 : Schéma et détails de la géométrie[15].

M. Ghalambaz et al. [16] ont étudié l'écoulement convectif libre et le transfert de chaleur d'une suspension de matériaux à changement de phase nano-encapsulés (NEPCM) dans une enceinte. Ces particules NEPCM sont constituées d'un noyau enveloppé d'un matériau à changement de phase (PCM). L'enceinte est une cavité carrée, avec des parois supérieures et inférieures isolées, et des parois verticales isothermes à chauffage différentiel. Les particules de NEPCM circulent par convection naturelle à l'intérieur de la cavité. Les noyaux PCM subissent un changement de phase du solide au liquide et absorbent une partie de la chaleur environnante sous forme de chaleur latente dans la région chaude, puis la

libèrent dans la région froide par solidification. Les équations gouvernantes représentant la conservation de la masse, du débit et de la chaleur de la suspension NEPCM sont introduites sous la forme d'équations aux dérivées partielles. Elles sont transformées en une forme adimensionnelle et résolues par la méthode des éléments finis. Une vérification de la grille et un test de validation sont effectués pour garantir l'exactitude des résultats. Les résultats montrent que la température de fusion des particules de NEPCM est le facteur clé affectant l'amélioration du transfert de chaleur des NEPCM dans le flux de convection naturelle. L'amélioration du transfert de chaleur dépend fortement de la température de fusion non-dimensionnelle, h_f , et de très bonnes performances peuvent être obtenues dans la plage de $\frac{1}{4} < h_f < \frac{3}{4}$. En comparaison avec le fluide de base, une amélioration relative d'environ 10 % peut être obtenue en utilisant des NEPCM à une température de fusion non-dimensionnelle de $\frac{1}{4}$.

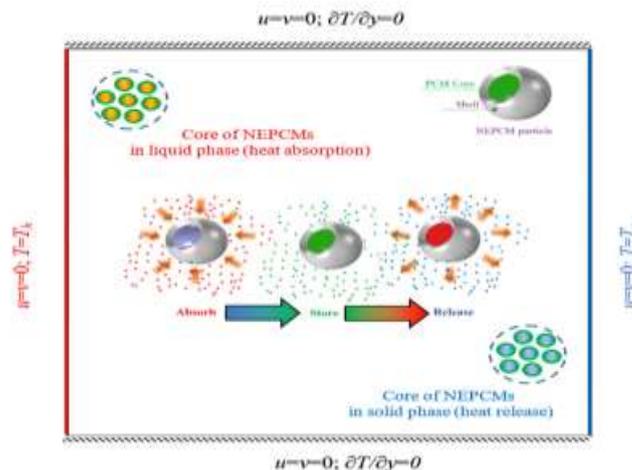


Figure I.16 : Vue schématique du modèle physique et du système de coordonnées[16].

M. Ghalambaz et al. [17] Les auteurs notent qu'en raison de la dépendance à la température de la capacité thermique du matériau à changement de phase nano-encapsulé (NEPCM), il y a un intérêt croissant pour les applications potentielles de ces matériaux dans le transfert de chaleur. Dans cette étude, la convection naturelle en régime permanent dans une enceinte poreuse saturée de nanofluide à l'aide de NEPCM a été étudiée. La cavité est supposée avoir des températures chaudes et froides constantes aux limites verticales gauche et droite, respectivement, et est entièrement isolée des parois inférieure et supérieure. Les équations gouvernantes sont d'abord non dimensionnées en utilisant l'approche de non-équilibre thermique local (LTNE) pour la structure poreuse, puis résolues en utilisant la méthode de Galerkin par éléments finis. L'impact de différents paramètres, tels que la conductivité thermique poreuse (k_s), le transfert de chaleur à l'interface solide-fluide ($10 \leq h \leq 105$), le nombre de Stefan ($0,2 \leq Ste \leq 1$) et la fraction volumique des nanoparticules ($0,0 \leq \phi \leq 0,05$) sur les schémas des isothermes fluides et solides, les lignes de courant et les contours du rapport de capacité calorifique, la température de fusion ($0,05 \leq \theta_f \leq 1$), les nombres de Nusselt locaux et moyens et le rapport de transfert de chaleur global ont été étudiés. Les résultats ont montré que l'augmentation de la conductivité thermique poreuse entraîne non seulement une augmentation du taux de transfert de chaleur, mais également une augmentation du débit de fluide à l'intérieur de la cavité. Pour de faibles valeurs de Ste , le taux de chaleur transféré dans

l'enceinte poreuse est intensifié. Cependant, quel que soit le nombre de Stefan, le taux maximal de transfert de chaleur est réalisable lorsque la température de fusion non dimensionnelle est d'environ 0,5. L'utilisation de NEPCM dans une structure poreuse hautement conductrice n'est plus efficace que lorsque les phases sont dans l'état d'équilibre thermique local. Néanmoins, le taux de transfert de chaleur est plus élevé lorsque le déséquilibre thermique local est validé entre les phases. En outre, pour une mauvaise conductivité thermique du milieu poreux comme les billes de verre (condition LTE), l'ajout de 5 % des matériaux à changement de phase nano-encapsulés à l'eau pure peut augmenter le taux de transfert de chaleur jusqu'à 47 % (pour $Ste \frac{1}{4} 0,2$ et $\theta f \frac{1}{4} 0,5$). Cette étude thermique des NEPCM démontre l'avantage de ces nanoparticules dans le transfert de chaleur et ouvre la voie à d'autres études basées sur les applications.

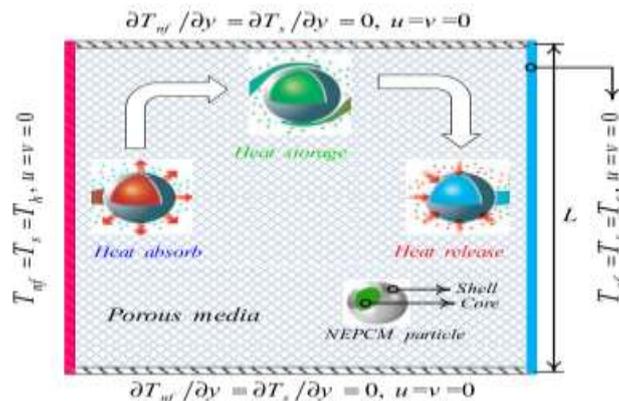


Figure I.17 : Vue schématique de la géométrie[17].

S.O. Giwa et al. [18] Dans cet article, ils étudient les nanofluides hybrides comme une nouvelle classe de nanofluides connus pour leurs propriétés thermiques et d'écoulements améliorés par rapport aux nanofluides à une seule particule. Cependant, les études expérimentales sur la convection naturelle de nanofluides hybrides dans des enceintes sont très rares dans le domaine public. Cet article étudie la convection naturelle des nanofluides Al_2O_3 -MWCNT/eau à divers pourcentages de poids de bi-nanoparticules (Al_2O_3 :MWCNT ; 80:20, 60:40, 40:60 et 20:80) pour 0,1 % vol. une cavité carrée. Les Nuav, hav, Ra et Qav à différents gradients de température (20 °C–50 °C) ont été pris en compte. La viscosité et la conductivité thermique des nanofluides stables et du fluide de base ont été mesurées expérimentalement dans une plage de températures de 20 °C à 50 °C. Les données expérimentales obtenues pour ces propriétés ont été utilisées dans l'étude. La plage de Ra considérée dans ce travail était de $1,65 \times 10^8$ – $3,80 \times 10^8$. Une relation directe a été remarquée entre Ra et Nuav. On a observé que le gradient de température et le pourcentage de poids des bi-nanoparticules dans les nanofluides augmentaient Nuav, hav et Qav. Le nanofluide hybride avec 60:40 % en poids de nanoparticules d' Al_2O_3 et de MWCNT a été identifié comme ayant la valeur la plus élevée pour Ra, Nuav, hav et Qav à divers gradients de température. De plus, des améliorations maximales de 16,2 %, 20,5 % et 19,4 % ont été enregistrées pour Nuav, hav et Qav, respectivement, à $T = 50$ °C, par rapport au fluide de base. L'engagement de nanofluides Al_2O_3 -MWCNT/eau dans une cavité carrée a montré des performances de convection naturelle améliorées. Une nouvelle corrélation liée au rapport Ra

et bi-nanoparticules a été développée pour prédire Nuav. Les résultats de cette étude corroborent davantage l'avantage offert par les nanofluides hybrides par rapport aux nanofluides à une seule particule.

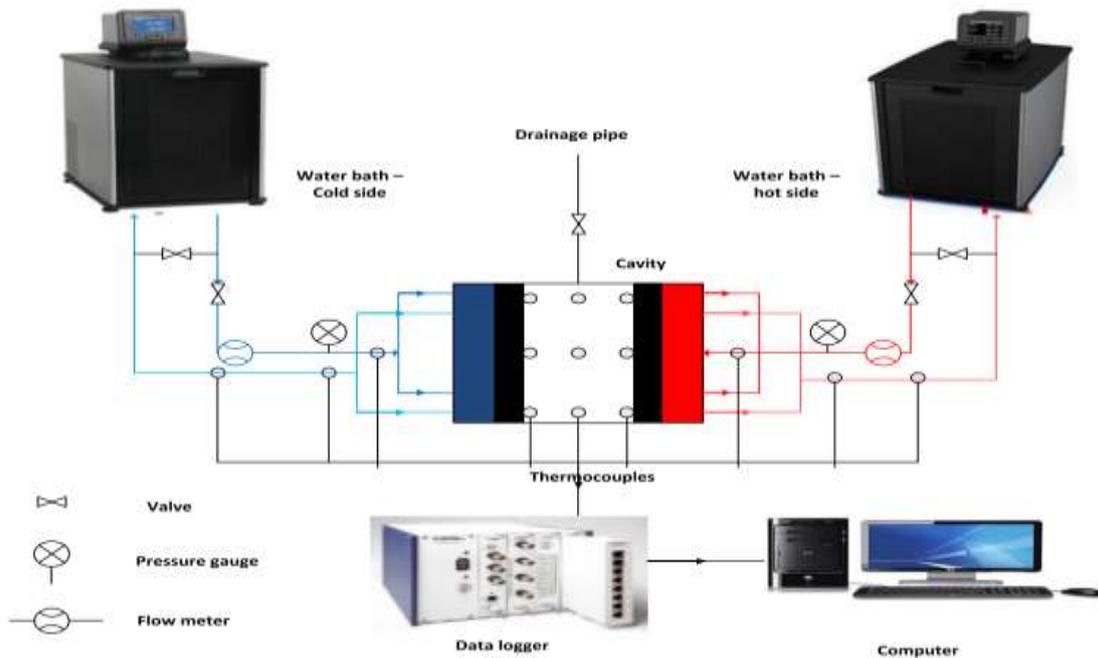


Figure I.18 : Montage expérimental de cette étude[18].

A. I. Alsabery et al. [19] Dans cette étude, ils l'ont examiné numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle du nanofluide Al_2O_3 -eau à l'intérieur d'une cavité carrée avec un cylindre circulaire solide. Nous avons utilisé la méthode des éléments finis pour nos calculs numériques, en prenant en compte le modèle biphasé de Buongiorno. Certaines parties des surfaces verticales de la cavité ont été maintenues à température constante (la paroi gauche à Th et la paroi droite à Tc), tandis que les autres parois (les parois horizontales et le reste des parois verticales) ont été considérées comme adiabatiques. Nous avons étudié les effets de différents paramètres pertinents tels que le nombre de Rayleigh ($10^3 \leq Ra \leq 10^6$), la fraction volumique des nanoparticules ($0 \leq \phi \leq 0,04$), la conductivité thermique du cylindre solide ($k_w = 0,28, 0,76, 1,95, 7$ et 16), le rayon du cylindre solide ($0,1 \leq R \leq 0,4$), la longueur de la source de chaleur/du dissipateur ($0,2 \leq D \leq 0,8$) et la position de la source de chaleur/du dissipateur ($0,2 \leq B \leq 0,8$) sur l'écoulement du fluide et les caractéristiques de transfert de chaleur. Nous avons représenté graphiquement les résultats numériques obtenus et les avons discutés en détail en examinant les lignes de courant, les isothermes, les fractions volumiques de nanoparticules et le nombre de Nusselt local et moyen Nu . Nous avons constaté que le transfert de chaleur était amélioré avec une augmentation de la fraction volumique des nanoparticules pour tous les nombres de Rayleigh étudiés. De plus, la conductivité thermique, la taille du cylindre circulaire solide et les paramètres D et B ont été identifiés comme des facteurs clés pour contrôler et optimiser le transfert de chaleur à l'intérieur de la cavité qui est partiellement chauffée et refroidie.

Enfin, nous avons démontré que la méthode proposée était en bon accord avec les résultats expérimentaux et numériques précédemment publiés.

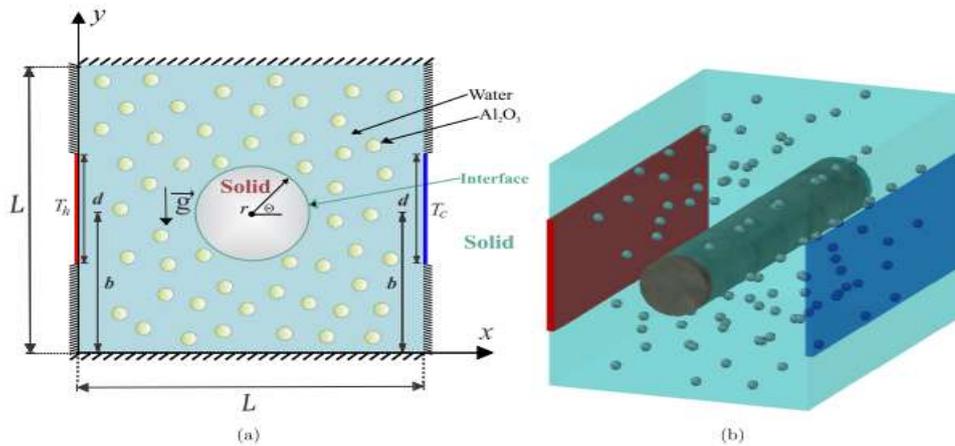


Figure I.19 : (a) Modèle physique de la convection dans une cavité carrée avec le système de coordonnées et (b) diagramme schématique en 3D[19].

S. Hussain et S.E. Ahmed. [20] Cet article traite d'une étude numérique portant sur la convection naturelle stable dans une enceinte ouverte remplie d'un milieu poreux et utilisant un nanofluide. Pour cela, le modèle à deux phases est appliqué pour le nanofluide et le nombre de Darcy pour le milieu poreux. Les équations aux dérivées partielles sont résolues numériquement à l'aide de la méthode des éléments finis de Galerkin avec l'élément *Q2Pdisc* 1, et des comparaisons précieuses sont effectuées. Les calculs sont réalisés pour une large gamme de paramètres directeurs, tels que le nombre de Rayleigh Ra variant de 10^4 à 10^7 , le nombre de Darcy Da de 10^{-2} à 10^{-6} , le nombre de Lewis L de 0,1 à 1, le rapport de flottabilité Nr de 0,1 à 1 et Nb de 0,1 à 1. Les résultats indiquent que le taux de transfert de chaleur moyen diminue lorsque le nombre de Lewis et le rapport de flottabilité augmentent, pour les valeurs élevées du nombre de Rayleigh.

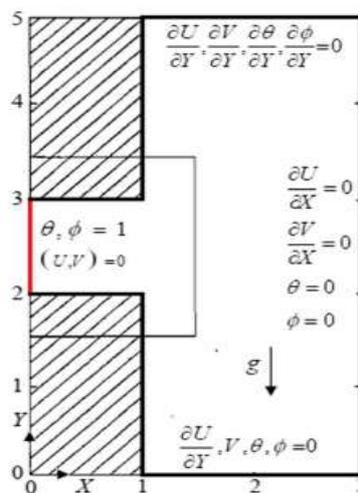


Figure I.20 : Schéma de principe du modèle physique[20].

A.R. Rahmati et A.A. Tahery. [21] Dans cette étude, ils ont réalisé pour la première fois une simulation d'une gressesse naturelle laminaire d'un nano fluide eau-TiO₂ autour d'un obstacle chaud dans une cavité carrée en utilisant la méthode Lattice Boltzmann (LBM). Nous avons examiné l'impact du nombre de Rayleigh, de la dimension de l'obstacle, de la fraction volumique du nanofluide, des dimensions de la cavité, du rapport de surface et de différents modèles de calcul du coefficient de conductivité thermique et du coefficient de viscosité sur le nombre de Nusselt et le transfert de chaleur autour de l'obstacle chaud dans l'enceinte.

Nos résultats ont montré que l'augmentation du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique entraîne une augmentation du nombre moyen de Nusselt. Le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation des dimensions de l'obstacle jusqu'à 0,5 L, mais diminue lorsque les dimensions de l'obstacle augmentent à 0,7 L. La formation de vortex se produit à 0,8 L, ce qui entraîne une augmentation du transfert de chaleur. Nous avons également constaté que le transfert de chaleur est plus efficace en doublant la largeur de l'obstacle plutôt que la longueur de l'obstacle.

Le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de la longueur de la cavité, mais diminue avec l'augmentation de la largeur de la cavité. Nous avons également constaté que tous les résultats étaient identiques dans les modèles Hamilton-Crosser et Maxwell-Garnett lorsque le rapport de surface était égal à un. Cependant, le transfert de chaleur a augmenté avec la diminution du rapport de surface. Enfin, nous avons observé que le nombre de Nusselt moyen était inférieur dans le modèle de Wang par rapport au modèle de Brinkman.

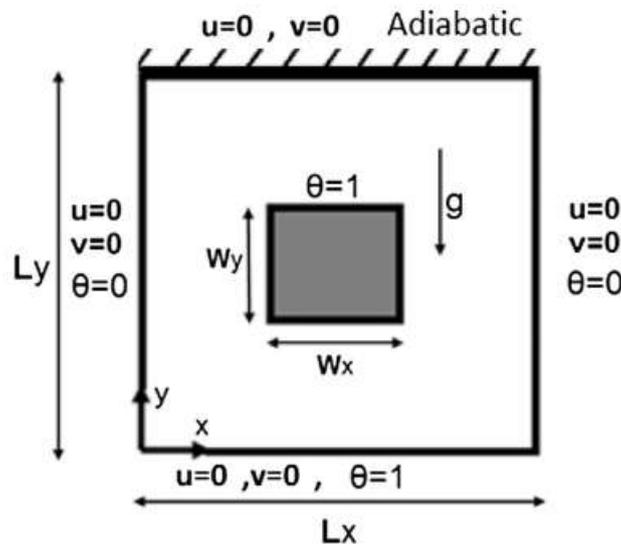


Figure I.21 : Géométrie et conditions aux limites du problème[21].

A. Hajesfandiari et al. [22] ont mené La théorie des contraintes de couple antisymétrique cohérente est utilisée dans cette étude pour modéliser le problème de convection de Rayleigh-Bénard en introduisant un paramètre d'échelle de longueur caractéristique intrinsèque "l" dans la formulation. L'objectif est de mettre en évidence l'impact potentiel de la taille sur la stabilité de la convection de Rayleigh-Bénard. Dans cette étude, nous considérons un

écoulement bidimensionnel et nous examinons les effets des couples-contraintes en développant puis en appliquant une formulation de la dynamique des fluides computationnelle de la fonction de courant vorticité-température. Les équations déterminantes pour l'écoulement dépendant de la taille sont détaillées, basées sur l'approximation de Boussinesq. Ensuite, la formulation est appliquée au problème de convection de Rayleigh-Bénard dans une cavité carrée pour examiner numériquement la stabilité de l'écoulement en fonction du paramètre d'échelle de longueur "l". L'étude couvre une gamme de nombres de Rayleigh et comprend une évaluation de la valeur critique au-delà de laquelle les instabilités convectives commencent à apparaître, sur la base d'une norme d'énergie cinétique globale. Les conditions aux limites supplémentaires associées à la théorie des contraintes de couple cohérentes jouent un rôle important dans la détermination de ce nombre de Rayleigh critique et affectent également les modèles d'écoulement. De plus, ces développements peuvent encourager l'étude des phénomènes d'écoulement multiphysiques dépendant de la taille en général, qui peuvent révéler de nouvelles caractéristiques et mécanismes de dissipation et de stockage d'énergie aux plus petites échelles de continuum.

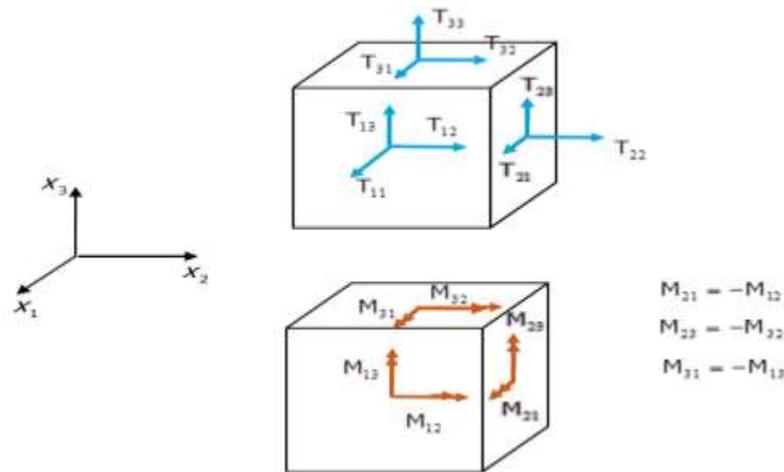


Figure I.22 : Composantes des tenseurs de force et de contrainte de couple dans la théorie cohérente des contraintes de couple[22].

F. Selimefendigil et H. F. Öztöp. [23] Les chercheurs visent cette étude d'analyser le rôle du champ magnétique et de l'ondulation de surface sur les caractéristiques de transfert convectif naturel dans une cavité trapézoïdale remplie de nanofluide de CuO-eau en utilisant la méthode des éléments finis. Divers paramètres pertinents, tels que le nombre de Rayleigh (entre 104 et 106), le nombre de Hartmann (entre 0 et 40), le nombre (entre 0 et 16) et la hauteur (entre 0 et 0,5H) de la forme d'onde triangulaire, ainsi que la fraction volumique de nanoparticules solides (entre 0 et 0,04), ont été analysés pour évaluer leur influence sur l'écoulement du fluide et les caractéristiques thermiques. Les résultats montrent que lorsque la hauteur d'ondulation et le nombre d'ondes d'ondulation augmentent, le transfert de chaleur local et moyen diminue. L'utilisation de nanoparticules de CuO est bénéfique pour améliorer le transfert de chaleur, surtout dans les configurations sans champ magnétique. En effet, une augmentation de 26,86% du nombre de Nusselt moyen est obtenue lorsqu'un champ magnétique est imposé à un nombre de Hartmann de 30, tandis qu'une augmentation de 40,72% du transfert de chaleur moyen est obtenue en l'absence de champ magnétique avec l'ajout de 4% de nanoparticules de CuO dans l'eau. Enfin, un modèle mathématique basé sur

une décomposition orthogonale et une interpolation polynomiale parmi les coefficients modaux a été développé pour reconstruire l'ensemble du flux et du champ thermique dans la cavité ondulée 3D, et pourrait être utilisé pour effectuer des prédictions thermiques.

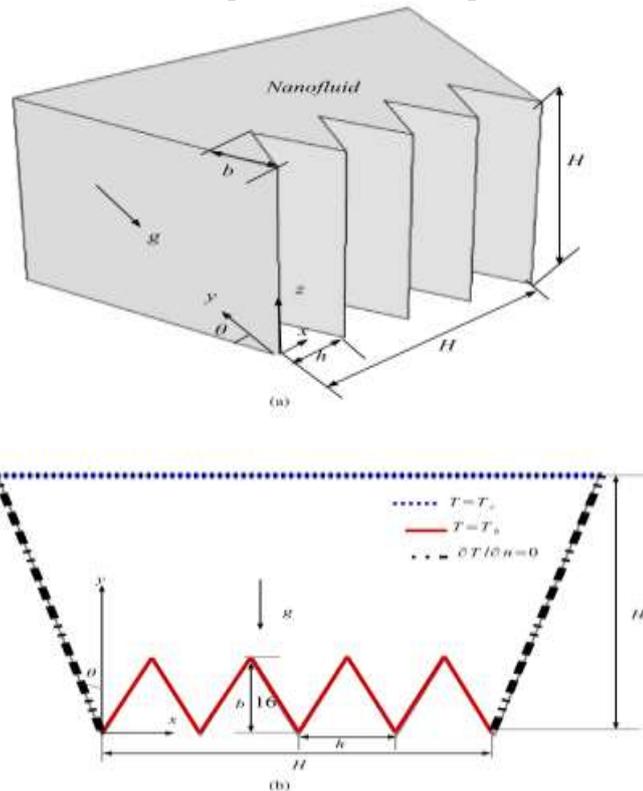


Figure I.23 : Description schématique du modèle physique 3D (a) et limite condition (b)[23].

A. Sheremet et al. [24] Les deux chercheurs On étudie la convection mixte dans une cavité poreuse carrée remplie d'un nanofluide à base d'eau, en prenant en compte les effets de zones d'aspiration/injection, de diffusion brownienne et de thermophorèse. Le nanofluide hautement concentré pénètre dans la cavité par la bordure inférieure ouverte et ressort par la bordure supérieure ouverte. La bordure inférieure ouverte est maintenue à une concentration de nanofluide élevée, une température basse et une vitesse verticale constante, tandis que les conditions de sortie sont fixées par la bordure supérieure ouverte. Les murs verticaux sont isothermes et les murs horizontaux sont adiabatiques. On suppose que le flux de nanoparticules est nul pour toutes les parois rigides. Le modèle nanofluide de Buongiorno et l'approche de Darcy sont utilisés pour décrire numériquement le processus à l'intérieur du milieu poreux, en résolvant le problème aux limites avec la méthode des différences finies. Les effets du nombre de Rayleigh, du nombre de Darcy, du nombre de Reynolds et des tailles des sections d'entrée et de sortie sur l'écoulement du nanofluide et le transfert de chaleur sont étudiés. On observe une amélioration du transfert de chaleur avec l'augmentation du nombre de Rayleigh modifié, du nombre de Reynolds et des tailles des sections d'entrée/sortie.

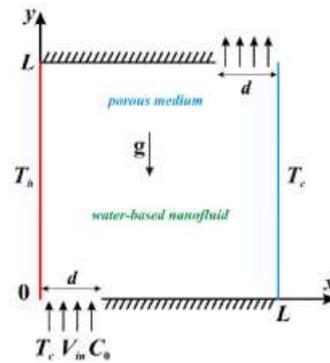


Figure I.24 : Modèle physique et système de coordonnées[24].

S Khan et al. [25] notent que le transport de chaleur induit par la flottabilité résultant de la convection naturelle à l'intérieur d'une enceinte segmentée ou chauffée sélectivement a gagné en importance au fil des décennies en raison de son utilité dans de nombreux domaines industriels tels que le refroidissement de sources de chaleur, la stérilisation des aliments, la croissance de cristaux, les systèmes d'énergie géothermique, les capteurs solaires thermiques, les procédés de fusion et de recristallisation, les industries microélectronique et nucléaire, ainsi que le domaine biomédical, entre autres. L'analyse moderne actuelle se concentre sur l'étude de la convection naturelle d'un nanofluid composé d'oxyde de titane et d'eau à l'intérieur d'une cavité dotée de parois partiellement actives, simulées à l'aide de la méthode des éléments finis (MEF). L'écoulement des fluides et le transport thermique à l'intérieur de l'enceinte sont examinés. Deux cas sont considérés dans cette nouvelle étude. Dans le premier cas, un dissipateur thermique maintenu à une température constante T_c est constitué par les parois partiellement actives de la cavité à gauche et à droite, ainsi que par une source de chaleur isotherme dont la température T_h correspondante est supérieure à T_c . Les parois supérieure et inférieure, quant à elles, sont isolées et ne participent pas aux échanges thermiques. Dans le deuxième cas, les parois gauche et droite de la cavité sont chauffées, tandis qu'une paroi inférieure partiellement active est maintenue à une température froide, et les autres parties inactives sont isolées par les parois de la cavité. La méthode des éléments finis est utilisée pour résoudre les équations gouvernant le système. L'importance du nombre de Rayleigh ($100 \leq Re \leq 1e6$) et de la fraction volumique de nanopoudres ($0,01 \leq \phi \leq 0,06$) pour l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur est illustrée par des lignes de courant et des isothermes. Les résultats démontrent que la vitesse du fluide augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh. De plus, les performances thermiques s'améliorent avec le nombre de Rayleigh. Par ailleurs, le transfert de chaleur augmente avec la fraction volumique de nanoparticules. En outre, l'analyse révèle que le nombre de Nusselt local s'améliore avec le nombre de Rayleigh et la fraction volumique de nanoparticules.

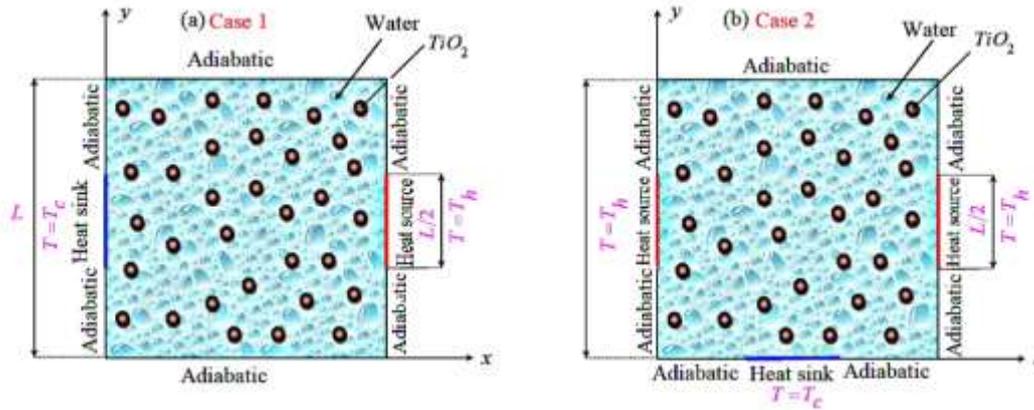


Figure I.25 : description physique de la convection naturelle dans la cavité avec (a) Cas 1: Les parois gauche et droite partiellement actives sont froides et chauffées, les parties inactives sont adiabatiques (b) Cas 2: les parois latérales partiellement actives sont chauffées; la partie partiellement active des parois inférieures est froide tandis que les parties inactives de toute la cavité sont maintenues adiabatiques[25].

A.I. Alsabery et al. [26] Les chercheurs ont étudié le problème de la convection convective dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide, dans laquelle les parois horizontales présentent des changements de température sinusoïdaux, est visualisé à l'aide de lignes de chaleur. Pour cette étude, des nanofluides à base d'eau contenant des nanoparticules d'argent (Ag), de cuivre (Cu), d'alumine (Al_2O_3) ou de dioxyde de titane (TiO_2) ont été choisis. Les équations clés ainsi que les conditions aux limites spécifiées ont été résolues numériquement en utilisant la méthode des différences finies. Une large plage de nombres de Rayleigh ($105 \leq Ra \leq 108$), de fractions volumiques de nanoparticules ($0 \leq \phi \leq 0,2$), de déphasages ($0 \leq \theta \leq \pi$), de rapports d'amplitude ($0 \leq \varepsilon \leq 1$), de rapports de conductivité thermique paroi/nanofluide ($0,44 \leq K \leq 23,8$) et de rapports d'épaisseur de paroi/hauteur ($0 \leq S \leq 0,7$) a été considérée.

Les résultats obtenus grâce à cette méthode concordent bien avec les travaux précédemment publiés, ce qui valide l'approche proposée. Les résultats de calcul détaillés concernant l'influence des différents paramètres sur les lignes de courant, les lignes de chaleur, les isothermes et le transfert de chaleur global sont présentés graphiquement. Il est observé que le taux de transfert de chaleur s'améliore considérablement avec l'augmentation de l'épaisseur de la paroi solide. Différentes valeurs du rapport de conductivité thermique sont présentées pour décrire diverses améliorations du taux de transfert de chaleur.

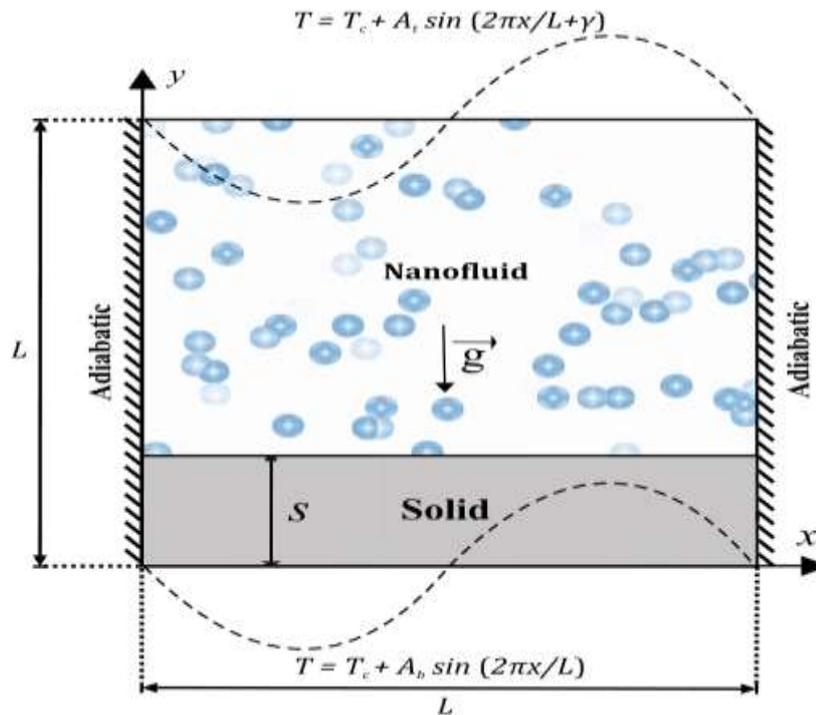


Figure I.26 : Modèle physique de la convection dans une cavité carrée avec le système de coordonnées[26].

K .Shirvan et al. [27] L'objectif principal de cette recherche est d'étudier l'impact des caractéristiques de surface ondulée sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité carrée ondulée cosinus remplie d'un nanofluide Cu-eau. Tout d'abord, les équations gouvernantes bidimensionnelles sont discrétisées en utilisant une méthode de volumes finis, puis résolues à l'aide d'un algorithme simple. Afin d'optimiser le transfert de chaleur dans la cavité ondulée, une procédure d'optimisation est mise en œuvre en utilisant la méthodologie de surface de réponse pour différentes amplitudes ondulées, longueurs d'onde ondulées et fractions volumiques de nanoparticules. L'impact de divers paramètres sur les quantités de débit est discuté et illustré à l'aide de graphiques et de tableaux. Les résultats ont révélé que le nombre de Nusselt moyen diminue avec l'augmentation des amplitudes et des longueurs d'onde des ondulations jusqu'au niveau (0), puis présente un comportement inverse, c'est-à-dire que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation des amplitudes et des longueurs d'onde des ondulations jusqu'au niveau (+1), avec un nombre de Rayleigh fixe à 10^4 . Il est également noté que le nombre moyen de Nusselt s'améliore avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. Une analyse de sensibilité est également réalisée, révélant une sensibilité accrue du nombre moyen de Nusselt à un niveau bas (1) pour l'amplitude et la longueur d'onde de l'ondulation, tandis que la sensibilité reste indépendante de la fraction volumique des nanoparticules à tous les niveaux.

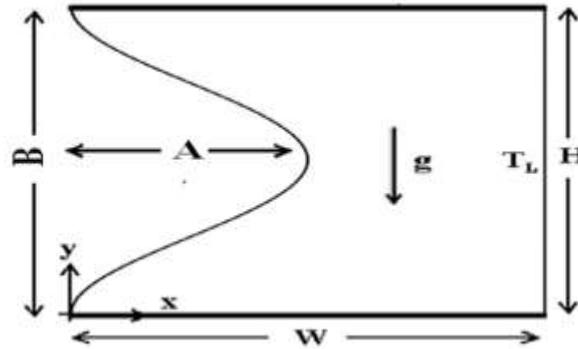


Figure I.27 : La vue schématique de la présente cavité carrée ondulée[27].

Be Bouamoud et S Houat . [28] Dans cette étude, les deux chercheurs ont étudié numériquement le flux de chaleur naturel bidimensionnel dans une cavité carrée .Les parois verticales étaient maintenues à des températures légèrement différentes, tandis que les frontières horizontales étaient considérées comme adiabatiques. Pour ce faire, nous avons utilisé la méthode de Boltzmann sur réseau thermique avec une approche à double population.

Nous avons mené cette étude sur un nanofluide homogène composé d'eau pure ($Pr = 6,2$) et de nanoparticules d'alumine, en variant les fractions volumiques solides (ϕ) à des valeurs de 0,02, 0,04, 0,06 et 0,08, dans un régime laminaire. Nous avons adopté un modèle monophasé et avons utilisé les modèles de Brinkman et Maxwell-Garnetts pour évaluer respectivement la viscosité dynamique effective et la conductivité thermique.

Les résultats obtenus ont été présentés sous forme de lignes de courant, d'isothermes, de nombres de Nusselt, ainsi que de profils de vitesse et de température. Selon cette étude, nous avons constaté que le taux de transfert de chaleur augmentait avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique solide.

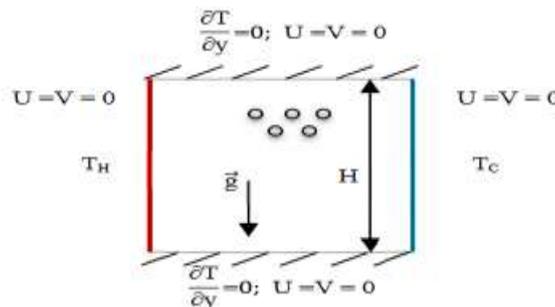


Figure I.28 : Géométrie du problème et conditions aux limites[28].

S Chen et al. [29] Ils nous ont dit que la nature à double portage du nanofluide diffusé est souvent observée dans le domaine de l'ingénierie des énergies renouvelables. Néanmoins, notre compréhension de ses caractéristiques fondamentales demeure limitée à ce jour. Plus précisément, trois questions cruciales concernant ses fondements restent sans réponse : (29,1) ses performances non seulement dans les régimes laminaires, mais également au-delà de ces régimes, (29,2) l'influence du rapport des forces de flottabilité sur le transfert de chaleur et de masse, (29,3) la corrélation entre les grandeurs sans dimension qui décrivent les

caractéristiques de ce type de convection. Cette étude vise donc à révéler les caractéristiques de la double convection naturelle diffusive du nanofluide sur une large gamme de régimes, allant des régimes laminaires aux régimes turbulents, grâce à des expériences numériques. Nous constatons que le comportement du nanofluide diffère dans les régimes laminaires par rapport aux régimes turbulents. Certaines conclusions énoncées dans la littérature antérieure concernant la double convection laminaire du nanofluide peuvent être remises en question dans son homologue turbulent. L'effet du rapport des forces de flottabilité sur le transfert de chaleur et de masse du nanofluide présente certaines similitudes avec le fluide de base pur, ainsi que des différences évidentes. En particulier, une corrélation de type puissance entre le nombre de Nusselt, le nombre de Sherwood, le nombre de Rayleigh, le rapport des forces de flottabilité et la fraction volumique des nanoparticules a été établie pour la première fois grâce à nos expériences numériques.

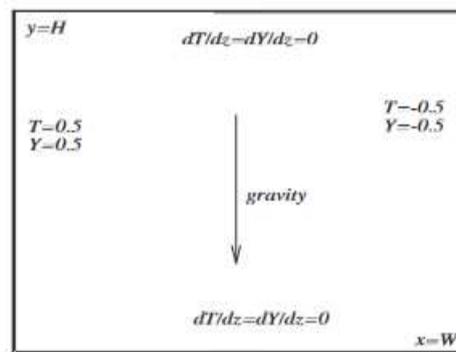


Figure I.29.1 : Configuration du domaine de calcul et conditions aux limites

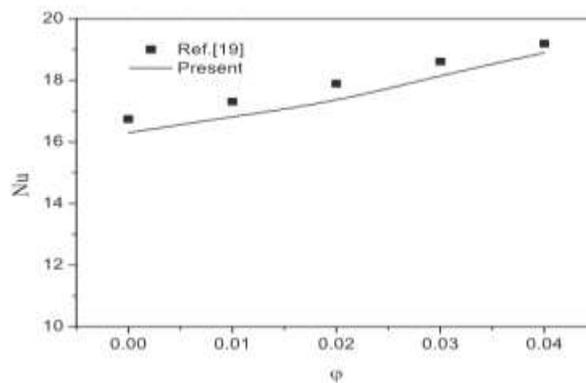


Figure I.29.2 : Comparaison du nombre de Nusselt pour diverses fractions volumiques de nanoparticules lorsque $Ra = \frac{1}{4} 10^4$ [29].

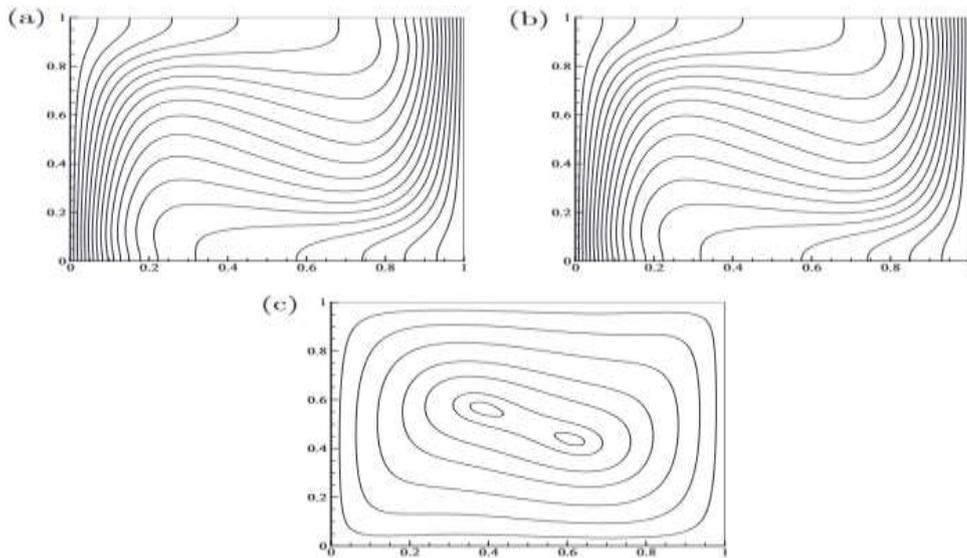


Figure I.29.3 : (a) Isothermes (b) iso-concentration et (c) lignes de courant pour $Ra \approx 10^5$; $u \approx 0.04$ et $N \approx 0.5$ [29].

A. H. Bhuiyana et al. [30] Les scientifiques ont étudié la convection naturelle des nanofluides à base d'eau dans une cavité carrée partiellement chauffée à la paroi inférieure remplie de nanofluides en utilisant différents types de nanoparticules.. La paroi opposée de cette enceinte est maintenue à une température plus basse. La méthode numérique employée dans cette étude repose sur la méthode résiduelle pondérée de Galerkin avec une formulation par éléments finis. Les calculs ont été effectués pour des nombres de Rayleigh compris entre 10^3 et 10^6 , ainsi que pour différentes fractions volumiques de nanoparticules solides, allant de 0 à 0,2.

On observe une amélioration du taux de transfert de chaleur avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, pour l'ensemble de la gamme des nombres de Rayleigh étudiée. Il est également noté que l'amélioration du transfert de chaleur dépend fortement du type de nanofluides utilisés.

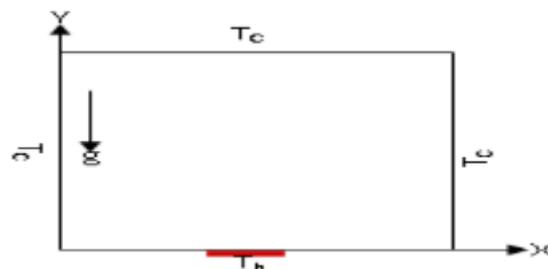


Figure I.30 : Modèle physique du problème[30].

Abdelhamid Boualit et al. [31] Grâce à leurs expériences, les chercheurs ont conclu que le principal défi de cette technologie prometteuse de pile à combustible empilée est d'obtenir un refroidissement efficace à l'aide d'un appareil compact. La fiabilité et la sécurité d'un tel système dépendent largement de l'efficacité du transfert de chaleur assuré,

ce qui implique l'utilisation d'un fluide caloporteur de haute qualité. Afin d'évaluer les possibilités d'amélioration des performances de ce fluide, une simulation numérique de convection naturelle laminaire est effectuée dans une cavité carrée remplie de nanofluide cuivre-eau. Cette étude tient compte de l'effet de dispersion thermique sur l'intensité du transfert de chaleur. Les équations gouvernantes sont résolues à l'aide de la méthode des éléments finis. La structure hydrodynamique de l'écoulement ainsi que son comportement thermique sont étudiés sur une large plage de nombres de Rayleigh. Les résultats obtenus démontrent une amélioration du transfert de chaleur avec une augmentation de la concentration volumique des nanoparticules, pour tous les nombres de Rayleigh étudiés. Cependant, il a été observé que l'augmentation du diamètre des nanoparticules ne conduit à une amélioration du transfert de chaleur que lorsque la dispersion thermique est significative. Une corrélation, avec un coefficient de confiance de 99,94 %, est proposée pour quantifier l'intensité du transfert de chaleur en fonction du nombre de Rayleigh, du diamètre et de la concentration des particules.

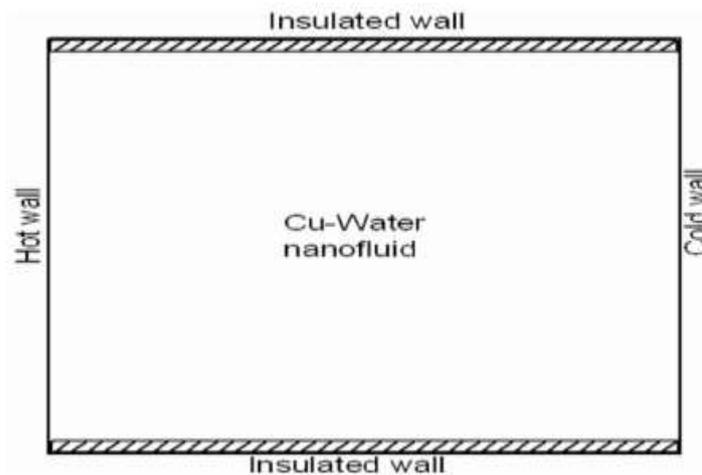


Figure I.31 : Représentation schématique de l'examiné géométrie[31].

M Siavashi. [32] Les deux chercheurs ont étudié numériquement la convection naturelle du nanofluide Cu-eau à l'intérieur d'une cavité carrée partiellement remplie de milieu poreux en utilisant un modèle à deux phases. La densité et la viscosité du mélange sont déterminées par le modèle de Corcione, tandis que la relation de Darcy-Brinkman-Forchheimer est utilisée pour simuler l'écoulement du fluide dans le milieu poreux. Les parois horizontales de la cavité sont adiabatiques, tandis que les parois verticales sont maintenues à des températures chaudes et froides constantes. Une couche poreuse est placée sur les parois, et l'effet de la concentration en nanoparticules, des nombres de Rayleigh et de Darcy, ainsi que du rapport d'épaisseur de la couche poreuse sur le taux de transfert de chaleur est étudié. Les résultats sont présentés et comparés en termes de nombre moyen de Nusselt, de lignes de courant et d'isothermes. On discute de l'effet unique des nanoparticules, ainsi que de l'impact simultané du nanofluide et de la couche poreuse sur les caractéristiques du transfert de chaleur. L'utilisation du nanofluide et des milieux poreux a des influences à la fois positives et négatives sur le transfert de chaleur, car ils peuvent affaiblir la convection tout en renforçant la conduction. Par conséquent, il

existe une fraction volumique et une épaisseur de couche poreuse optimales pour différentes conditions de nombre de Rayleigh et de nombre de Darcy, afin de maximiser le nombre moyen de Nusselt (Nu).

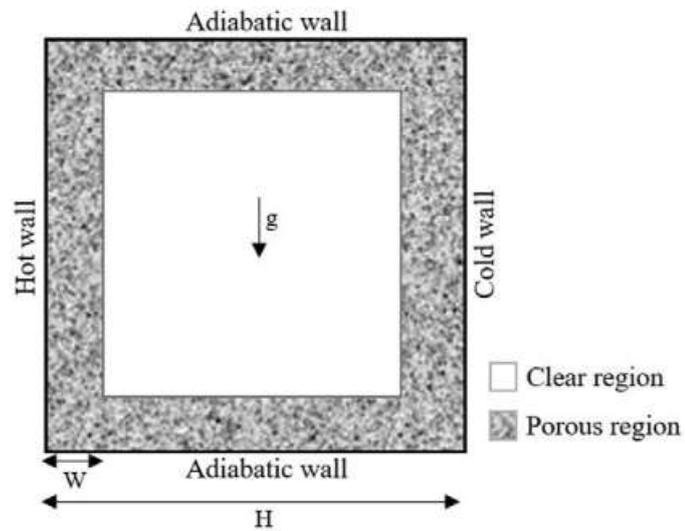


Figure I.32 : Schéma du problème étudié et de ses conditions aux limites[32].

CHAPITRE II : MODELISATION DU PROBLEME

II.1 INTRODUCTION	33
II.2 ELEMENT MATHEMATIQUE DE BASE	33
II.2.1 EQUATION DE CONTINUTE	33
II.2.2 EQUATIONS DE QUANTITE DE MOUVEMENT	33.34
II.2.3 EQUATION DE L'ENERGIE	34
II.3 HYPOTHESES SIMPLIFICATRICES	35
II.4 GEOMETRIE ET FORMULATION MATHEMATIQUE	35
II.4.1 GEOMETRIES	35.36
II.4.2 MODELE MATHEMATIQUE ET EQUATIONS	36.37
DIMENSIONNELLES	
II.4.3 ADIMENSIONNALISATION DES EQUATIONS	37-39
II.4.4 CONDITIONS AUX LIMITES	39
II.5 CONCLUSION	39

II.1 Introduction :

L'objectif de ce problème consiste en la simulation numérique de l'écoulement d'un nanofluide dans une cavité carrée soumise à des conditions aux limites thermiques différentes.

- La première partie consiste à présenter une étude bidimensionnelle (2-D) à l'aide d'un code maison Fortran ; On commence par l'écriture des équations sous leurs formes générales, puis on passera aux différents traitements de ces équations ainsi que les conditions aux limites associées.

II.2 Eléments mathématiques de base :

La formulation mathématique des phénomènes de convection repose sur les équations liant les différents paramètres à savoir : la vitesse, la pression et la température. Ces équations sont obtenues à partir des lois de conservation de masse, de conservation de la quantité de mouvement (équations de Navier - Stokes), et de conservation d'énergie.

II.2.1 Equation de continuité :

C'est l'équation qui exprime le principe de conservation de la masse. Elle s'exprime sous forme tensorielle comme suit (Bejan, 2004) :

$$\frac{\partial(\partial u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad \text{EqII.1}$$

(j : indice de somme, = 1~3).

II.2.2 Equation de la quantité de mouvement :

Cette équation est déduite de la deuxième loi de la dynamique, qui stipule que la variation de la quantité de mouvement d'une particule fluide est égale à la somme des forces extérieures sur cette particule. Elle s'écrit sous forme tensorielle comme suit :

$$\frac{\partial(\rho u_i v_j)}{\partial x_j} = \rho g_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad \text{EqII.2}$$

Où :

$\frac{\partial(\rho u_i v_j)}{\partial x_j}$: Représente le taux net de transport de quantité de mouvement suivant la direction i, par mouvement du fluide.

ρg_i : Représente les forces de volume suivant la direction i.

$\frac{\partial p}{\partial x_i}$: Représente les forces dû à la pression.

$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$: Représente les forces nettes de viscosité.

$\frac{\partial p}{\partial x_i}$

(j : indice de somme, = 1~3).

(i : indice de direction, = 1~3).

II.2.3 Equation de l'énergie :

L'équation de l'énergie est obtenue en appliquant le premier principe de la thermodynamique pour un fluide Newtonien incompressible.

L'équation d'énergie est donnée comme suit :

$$\rho C_p \frac{\partial(u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(K \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + q + \mu \Phi \quad \text{EqII.3}$$

Où :

k : La conductivité thermique.

C_p : La chaleur spécifique à pression constante.

ρ : La masse volumique.

\dot{q} : La génération de chaleur par unité de volume (densité de chaleur volumétrique).

μ : Viscosité dynamique du fluide.

Φ : La dissipation visqueuse

II.3 Hypothèses simplificatrices :

1- Fluide Newtonien, visqueux et incompressible.

2- Ecoulement bidimensionnel (suivant les coordonnées cartésiennes x et y).

3- Régime laminaire et stationnaire.

4-La dissipation visqueuse dans l'équation d'énergie est négligeable.

5-La source de chaleur \dot{q} dans l'équation d'énergie est négligeable ($\dot{q}=0$).

6-L'approximation de Boussinesq est valide, elle consiste à considérer que les variations de la masse volumique sont négligeables aux niveaux de tous les termes des équations de quantité de mouvement ($\rho = \rho_0$), sauf au niveau du terme de gravité. (Force de flottabilité).

La variation de ρ en fonction de la température est donnée comme suit :

$$\rho = \rho_0[1 - \beta(T - T_0)]$$

T_0 : Température de référence, pour notre cas $T_0 = T_C$ (température de la paroi froide).

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

ρ_0 : Masse volumique du fluide à T_0 .

7- Les propriétés physiques du fluide (ρ, ν, CP, k) sont supposées constantes.

- Les nanoparticules sont supposées avoir la forme sphérique et dans un état d'équilibre thermique avec le fluide de base [13].
- La dissipation visqueuse est négligeable ($\mu\Phi = 0$).

II. 4 Géométries et formulations mathématiques :

II.4.1 Géométries :

Les configurations étudiées sont présentées sur les Figures II.1 (a-c).

- La Figure II.1 représente une cavité carrée de dimension L qui est remplie d'un nanofluide avec des séparateurs. Et nous avons changé le nombre et la position de séparateurs quelque fois. la paroi supérieure est maintenue à une

température froide T_c , la paroi inférieure est maintenue à une température chaude T_h , les parois verticales sont adiabatiques.

	ρ (kg.m^{-3})	C_p ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	k ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	$\beta \times 10^5$ (K^{-1})	$\alpha \times 10^6$ ($\text{m}^2.\text{s}^{-1}$)
L'eau pure	998,2	4179	0,613	21	0,147
Alumine (Al_2O_3)	3880	765	40	0,85	13,17

TableII_1 :Les propriétés thermo-physiques de l'eau et des nanoparticules à 20°C.

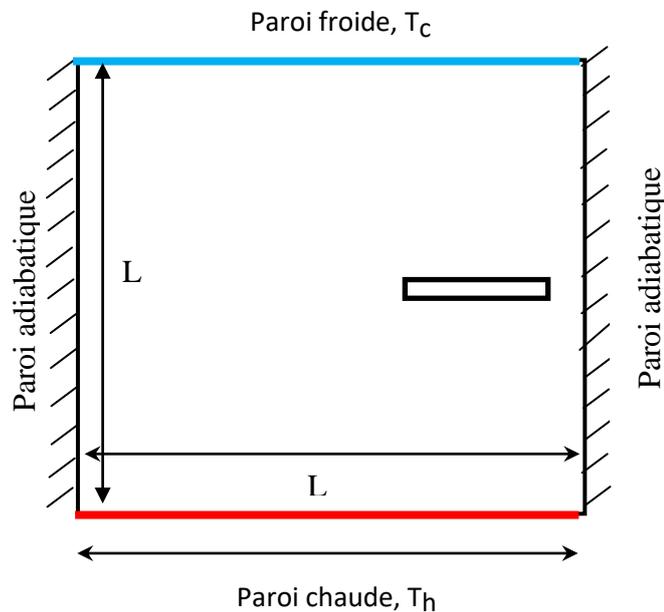


Figure II.1 : Configuration du problème avec les conditions aux limites.

II.4.2 Modèle mathématique et équations dimensionnelles :

En prenant compte de toutes ces hypothèses, les équations dimensionnelles peuvent s'écrire comme suit :

- Equation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

EqII.1

- Equation de quantité de mouvement suivant « x »

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

- Equation de quantité de mouvement suivant « y »

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + (\rho\beta)_{nf} g(T - T_c) \right] \quad \text{EqII.3}$$

- Equation d'énergie

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_{nf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad \text{EqII.4}$$

La masse volumique effective du nanofluide est donnée par

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_f + \phi\rho_p \quad \text{EqII.5}$$

Où ϕ est la fraction volumique de nanoparticules.

La diffusivité thermique du nanofluide :

$$\alpha_{nf} = K_{nf} / (\rho CP)_{nf} \quad \text{EqII.6}$$

La capacité calorifique du nanofluide :

$$(\rho CP)_{nf} = (1 - \phi)(\rho CP)_f + \phi(\rho CP)_p \quad \text{EqII.7}$$

Le coefficient de dilatation thermique de la nanofluide peut être déterminé par :

$$(\rho\beta)_{nf} = (1 - \phi)(\rho\beta)_f + \phi(\rho\beta)_p \quad \text{EqII.8}$$

La viscosité du nanofluide est approximée par le modèle de Brinkman

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \phi)^{2.5}} \quad \text{EqII.9}$$

La conductivité thermique effective du nanofluide est approximée par le modèle de Maxwell [18]:

$$K_{nf} = K_f \left[\frac{(K_p + 2K_f) - 2\phi(K_f - K_p)}{(K_p + 2K_f) + \phi(K_f - K_p)} \right] \quad \text{EqII.10}$$

II.4.3 Adimensionnalisation des équations :

Les équations dimensionnelles sont écrites sous forme adimensionnelle par l'utilisation des variables caractéristiques suivantes:

$$X = \frac{x}{L}, Y = \frac{y}{L}, U = \frac{uL}{\alpha_f}, V = \frac{vL}{\alpha_f}, P = \frac{pL^2}{\rho_{nf}\alpha_f^2}, \theta = \frac{T-T_c}{\Delta T=(T_h-T_c)} \quad \text{EqII.11}$$

Equation de continuité

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad \text{EqII.12}$$

Equation de quantité de mouvement suivant « X »

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}\alpha_f} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad \text{EqII.13}$$

Equation de quantité de mouvement suivant « Y »

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}\alpha_f} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \frac{(\rho\beta)_{nf}}{\rho_{nf}\beta_{nf}} RaPr\theta \quad \text{EqII.14}$$

Equation d'énergie

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\alpha_{nf}}{\alpha_f} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad \text{EqII.15}$$

Le nombre de Rayleigh et le nombre de Prandtl sont définies comme suit :

$$Ra = \frac{g\beta_f L^3 (T_h - T_c)}{V_f \alpha_f}, \quad Pr = \frac{V_f}{\alpha_f} \quad \text{EqII.16}$$

- **Nombre de Nusselt**

Le nombre de Nusselt est défini comme suite

$$Nu = \frac{h_{nf} L}{K_f} \quad \text{EqII.17}$$

Le coefficient de transfert de chaleur h_{nf} est donné par la relation suivante :

$$h_{nf} = -K_{nf} \left(\frac{\partial T}{\partial X} \right)_{paroi} \quad \text{EqII.18}$$

$$K_{nf} = \left(\frac{q_w}{\partial T / \partial X} \right)_{paroi} \quad \text{EqII.19}$$

Où q_w est un flux de chaleur par unité de surface.

D'après les équations (II.18), (II.19) et les variables adimensionnelles on déduit le nombre de Nusselt local:

$$Nu = -\frac{K_{nf}}{K_f} \left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \right)_{paroi} \quad \text{EqII.20}$$

Le nombre de Nusselt moyen est défini par :

$$Nu_m = \frac{1}{A} \int Nu \, dA \quad \text{EqII.21}$$

II.4.4 Conditions aux limites :

Les conditions aux limites sous forme adimensionnelle sont:

$$\text{À } X=0, 0 \leq Y \leq 1: U = V = 0, \frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$$

$$\text{À } X=l, 0 \leq Y \leq 1: U = V = 0, \frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$$

$$\text{À } Y=0, 0 \leq X \leq 1: U = V = 0, \theta = 1$$

$$\text{À } Y=l, 0 \leq X \leq 1: U = V = 0, \theta = 0$$

II.5 Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons présenté les éléments mathématique de base, les hypothèses simplificatrices. Le but aussi était de présenter la géométrie et la formulation du problème en commençant par détailler les méthodes utilisées dans la création et la génération du maillage du domaine physique pour la configuration 2D.

CHAPITRE III : RESOLUTION NUMERIQUE

III.1 INTRODUCTION	40
III.2 CHOIX DE METHODES NUMERIQUE	40
III.3 MAILLAGE	40.41
III.4 FORME GENERALE DE L'EQUATION DE TRANSPORT	41.42
III.5 DISCRETISATION DE L'EQUATION GENERALE DE TRANSPORT	42.43
III.6 SCHEMAS NUMERIQUES	43.44
III.7 FONCTION $A(P)$ POUR DIFFERENTS SCHEMAS NUMERIQUES	44
III.8 CHOIX DE LA METHODE DE COUPLAGE PRESSION-VITESSE	44
III.9 CRITERE DE CONVERGENCE	45
III.10 ALGORITHME SIMPLER	45.46
III.11 CONCLUSION	46

III.1 Introduction :

Les écoulements des fluides en régimes laminaire ou turbulent, sont décrits par le système d'équations aux dérivées partielles.

Ainsi, tous les phénomènes physiques sont régis par ce système formé par les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie, qu'il convient de résoudre pour connaître les caractéristiques du champ thermique et du champ d'écoulement. Malheureusement, il est pratiquement impossible de trouver une solution analytique et exacte à de tel système du fait que les équations citées précédemment soient très complexes, c'est à dire non - linéaires d'une part et couplées d'une autre part comme dans le cas de la convection de Rayleigh-bénard. Dans ce cas, le recours à la résolution numérique s'impose et nous incite à choisir la méthode numérique adéquate pour obtenir les meilleures approximations.

III.2 Choix de la méthode numérique :

Dans notre problème on a utilisé la méthode des volumes finis. Cette méthode est basée sur l'intégration des équations de conservation que l'on applique sur chaque volume de contrôle élémentaire.

A partir des variables connues aux centres des volumes, on évalue les flux aux surfaces des volumes par interpolation. La grille est a priori quelconque, permettant ainsi de traiter des écoulements à géométrie complexe. Cette méthode donne de très bon résultat, car elle garantit la conservation des bilans massique et thermique sur tout le domaine étudié.

III.3 Maillage :

Les équations différentielles ponctuelles qui gouvernent notre phénomène sont écrites dans chaque point du domaine physique. Pour les projeter sur ce domaine, nous construisons une grille divisée en un certain nombre de volumes finis, et en chaque volume on considère des points situés en son milieu. Les faces d'un volume de contrôle typique sont localisées au point e, w, n, s (Figure III.1). Notons P le centre du volume de contrôle considéré et E, W, N, S sont les centres des volumes de contrôles adjacents situés respectivement à l'Est, l'Ouest, le Nord et le Sud de celui contenant P.

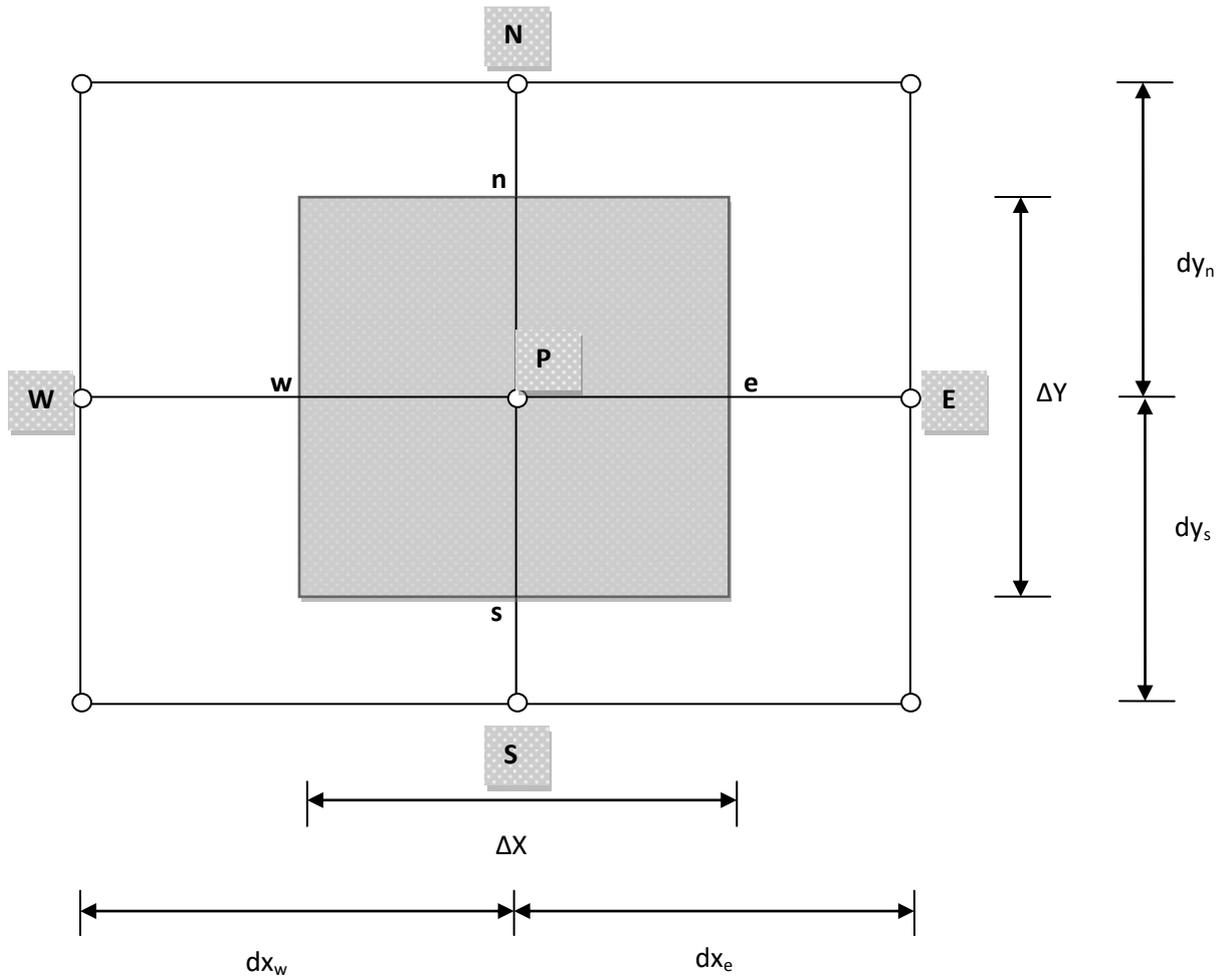


Figure III.1 : Volume de contrôle typique.

III.4 Forme générale de l'équation de transport :

Les équations différentielles aux dérivées partielles adimensionnelles (II_12à II_15) présentées dans le chapitre II, peuvent se mettre sous la forme générale d'une équation de transport (Eq III_1), dont les expressions des grandeurs physiques, correspondant à chacune des équations (II_12à II_15) qui sont données dans le tableau III_1.

$$\frac{\partial \phi}{\partial \tau} + \frac{\partial (U\phi)}{\partial X} + \frac{\partial (V\phi)}{\partial Y} = \frac{\partial}{\partial X} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial Y} \right) + S_\phi \dots \dots \dots \text{Eq III}_1$$

Equation	ϕ	Γ	S_ϕ
Continuité	1	0	0
Quantité de mouvement suivant X	U	$\frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf} \alpha_f}$	$-\frac{\partial P}{\partial X}$
Quantité de mouvement suivant Y	V	$\frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf} \alpha_f}$	$\frac{(\rho\beta)_{nf}}{\rho_{nf} \beta_{nf}} Ra Pr \theta - \frac{\partial P}{\partial Y}$
Energie	θ	$\frac{\alpha_{nf}}{\alpha_f}$	0

Tableau III_1 Variable ϕ , coefficient de diffusion Γ et le terme source S_ϕ pour les équations de notre problème.

III.5 Discrétisation de l'équation générale de transport :

La discrétisation de l'équation générale de transport (Eq III_1) sur un volume de contrôle typique donne, (voir Figure III.1)

$$\int_{s_w}^{n_e} \frac{\partial(U \phi)}{\partial x} dx dy + \int_{s_w}^{n_e} \frac{\partial(V \phi)}{\partial y} dx dy = \int_{s_w}^{n_e} \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) dx dy + \int_{s_w}^{n_e} \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) dx dy + \int_{s_w}^{n_e} S_\phi dx dy \quad \dots\dots\dots EqIII_2$$

$$\int_{s_w}^{n_e} \frac{\partial(U \phi)}{\partial x} dx dy = (U_e \phi_e - U_w \phi_w) \Delta Y$$

$$\int_{s_w}^{n_e} \frac{\partial(V \phi)}{\partial y} dx dy = (V_n \phi_n - V_s \phi_s) \Delta X$$

$$\int_{s_w}^{n_e} \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) dx dy = \left[\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \right] \Delta Y$$

$$\int_{s_w}^{n_e} \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) dx dy = \left[\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s \right] \Delta X$$

$$\int_{s w}^n \int_{e} S_{\phi} dx dy = \overline{S_{\phi}} \Delta X \Delta Y$$

III.6 Schémas numériques :

La forme générale de l'équation algébrique discrétisée où les flux de convection et de diffusion sont calculés par une fonction $A(P)$, (voir Tableau III_2), présentée comme suit:

$$A_P \phi_P^{n+1} = A_E \phi_E^{n+1} + A_W \phi_W^{n+1} + A_N \phi_N^{n+1} + A_S \phi_S^{n+1} + b \dots \dots \dots \text{Eq III}_2$$

Avec:

$$\left. \begin{aligned} A_E &= D_e A(|P_e|) + \text{Max}(-F_e, 0) \\ A_W &= D_w A(|P_w|) + \text{Max}(F_w, 0) \\ A_N &= D_n A(|P_n|) + \text{Max}(-F_n, 0) \\ A_S &= D_s A(|P_s|) + \text{Max}(F_s, 0) \\ b &= (\overline{S_{\phi}}) \Delta X \Delta Y \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots \text{Eq III}_3$$

$$A_P = A_E + A_W + A_N + A_S + (F_e - F_w + F_n - F_s) \dots \dots \dots \text{Eq III}_4$$

D'où:

$$\left. \begin{aligned} F_e &= U_e \Delta Y, & F_w &= U_w \Delta Y \\ F_n &= V_n \Delta X, & F_s &= V_s \Delta X \end{aligned} \right\} \text{Les flux convectifs} \dots \dots \dots \text{Eq III}_5$$

$$\left. \begin{aligned} D_e &= \frac{\Gamma_e}{dX_e} \Delta Y, & D_w &= \frac{\Gamma_w}{dX_w} \Delta Y \\ D_n &= \frac{\Gamma_n}{dY_n} \Delta X, & D_s &= \frac{\Gamma_s}{dY_s} \Delta X \end{aligned} \right\} \text{Les flux diffusifs} \dots \dots \dots \text{Eq III}_6$$

$$\left. \begin{aligned} P_e &= \frac{F_e}{D_e} \\ P_w &= \frac{F_w}{D_w} \\ P_n &= \frac{F_n}{D_n} \\ P_s &= \frac{F_s}{D_s} \end{aligned} \right\} \text{Les nombres de Péclet aux interfaces: e, w, n, s.}$$

III.7 Fonction $A(|P|)$ pour différents schémas numériques :

Le tableau ci- dessous (Tableau III_2) donne les expressions de la fonction $A(|P|)$ pour différents schémas numériques.

Schéma	Formule de la fonction
Différences centrées	$1 - 0.5 P $
Power Law	$\text{Max} [0, (1 - 0.5 P)^5]$

Tableau III_2 Les expressions de la fonction $A(|P|)$ pour différents schémas numériques.

Dans le présent travail, nous avons utilisé le schéma Power Law (loi de puissance) pour évaluer les flux convectifs, car il permet de fournir une meilleure stabilité de la solution numérique et donne des résultats proches des résultats numériques des travaux de recherche antérieurs.

III.8 Choix de la méthode de couplage Pression -Vitesse :

La présence de la pression dans les équations de conservation de la quantité de mouvement sous forme de gradient rend la résolution de celles-ci plus compliquée, pour la principale raison est que cette pression est inconnue et constitue l'une des variables du problème. La solution passe par la définition des vitesses sur un maillage décalé "Staggeredgrid". Et l'emploi d'algorithmes tels que "SIMPLER" pour résoudre ce lien ou faire le couplage entre la pression et la vitesse. Cet algorithme a été utilisé comme procédure d'estimation et correction pour le calcul de la pression et des composantes de la vitesse.

III.9 Critère de convergence :

Le critère de convergence est vérifié lorsque la différence des vitesses et des températures entre deux itérations consécutives est négligeable; c'est-à-dire:

$$|\theta^{n+1} - \theta^n| < 10^{-4}$$

$$|U^{n+1} - U^n| < 10^{-4}$$

$$|V^{n+1} - V^n| < 10^{-4}$$

Où: n et n+1 sont les itérations successives.

III.10 Algorithme simplr :

L'algorithme simplr est comme suit:

- ✓ Initier un champ de vitesse.
- ✓ Calculer les coefficients des équations de quantité de mouvement et les pseudo-vitesses.
- ✓ Calculer les coefficients de l'équation de pression discrétisée et la résoudre pour obtenir le champ de pression P.
- ✓ Considérer le champ de pression obtenu comme une estimation, le faire remplacer dans les équations de quantité de mouvement pour obtenir les vitesses estimées.
- ✓ Calculer le terme b_p de l'équation de correction de pression et la résoudre pour obtenir $P'(i, j)$.
- ✓ Corriger le champ de vitesse en utilisant les deux équations.
- ✓ Résoudre l'équation discrétisée d'énergie pour obtenir le champ de température $\theta(i, j)$.
- ✓ Considérer le champ de vitesse comme une nouvelle estimation des vitesses et retourner à l'étape deux jusqu'à la convergence.

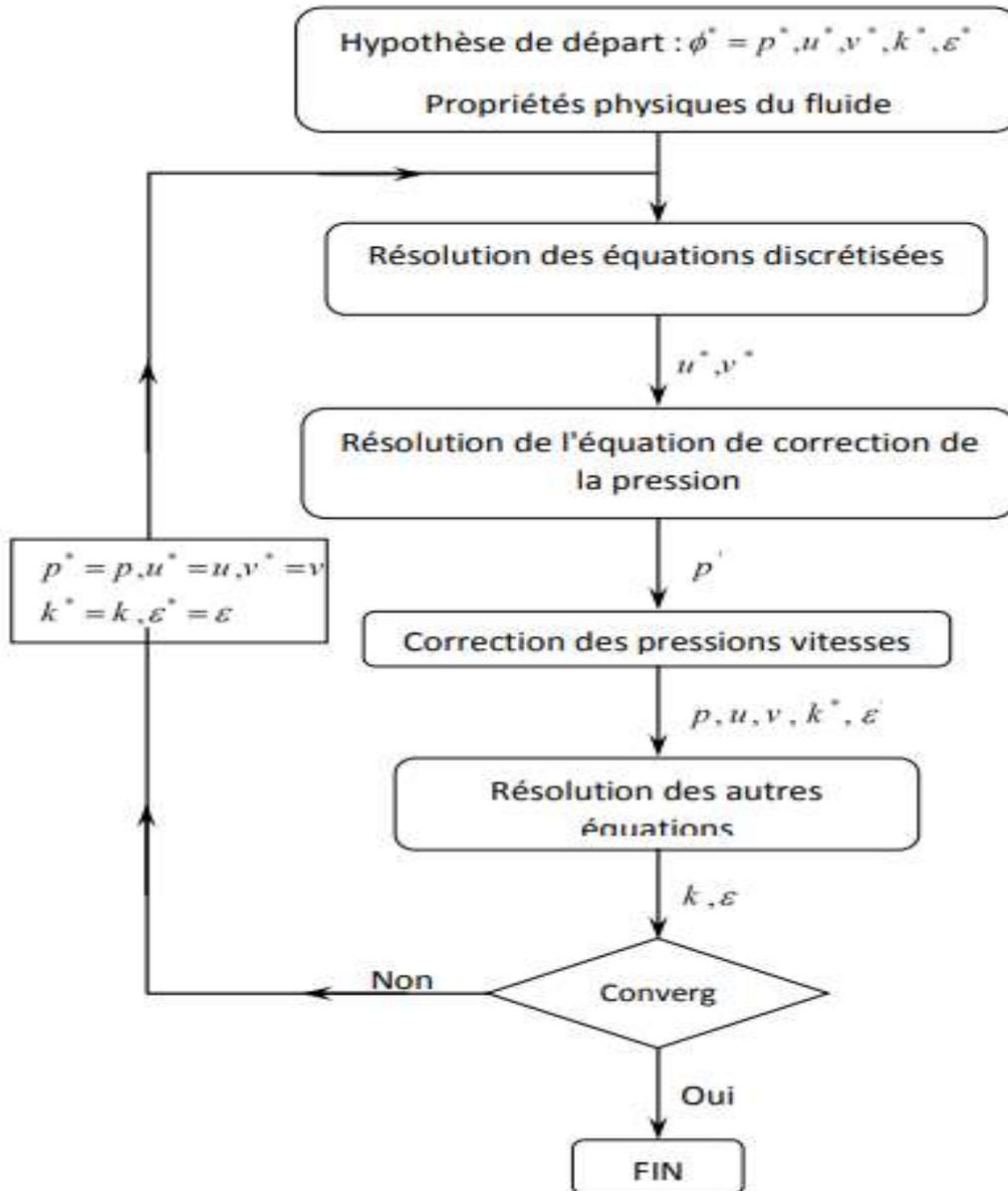


Figure III.2 : Schéma représentatif de l'algorithme simple.

III.11 Conclusion :

A travers ce chapitre, nous avons élaboré les hypothèses considérées dans notre travail. Le but aussi était de présenter la géométrie et la formulation du problème en commençant par détailler les méthodes utilisées dans la création et la génération du maillage du domaine physique pour la configuration 2D. Par la suite, nous avons présenté la résolution numérique des équations qui régissent l'écoulement de notre cas d'étude.

CHAPITRE IV : RESULTATS ET DISCUSSIONS

IV.1 INTRODUCTION	47
IV.2 PRESENTATION DES RESULTATS	47-48
IV.2.1 PARAMETRES GEOMETRIQUE ET PHYSIQUE DU PROBLEME POUR LES TROIS APPLICATIONS	48
IV.3 EFFET DU MAILLAGE SUR LES SOLUTIONS NUMERIQUE	49
IV.4 RESULTATS DE DUSCUSSIONS	49
IV.4.1 VERIFICATION AVEC UN TRAVAIL NUMERIQUE	49-50
IV.4.2 L'EFFET DE DIFFERNTES DE NOMBRE DE RAYLEIGH (10^3 - 10^6)ET DIFFERENTES POSITIONS DE SEPARATEUR	50-60
IV.4.3 EFFET D'EPAISSEURS	60-64
IV.4.4 EFFET DE POSITIONS DE CORPS	64-68
IV.4.5 EFFET DE LA FRACTION VOLUMIQUE	68-70
IV.4.6 EFFET DU TYPE DE NANOFUIDES	71-72

IV.1 Introduction :

Après avoir écrit le programme de calcul en langage Fortran 6.6, les principaux résultats obtenus reflétant le comportement des champs dynamiques et thermiques pour notre configuration, sont exposés dans ce chapitre.

Le présent travail a pour but d'étudier l'influence de certains paramètres sur le transfert de chaleur par convection naturelle laminaire en régime stationnaire à l'intérieur d'une cavité carrée, remplie de nanofluide, (Voir figure II_1 à, chapitre II).

IV.2 Présentation des résultats :

Les résultats de nos simulations numériques pour le champ d'écoulement et le champ thermique sont visualisés graphiquement comme suit:

- Pour le champ d'écoulement
 - Les contours de la fonction de courant « ψ » dans le plan (X-Y).
 - Les profils de la vitesse verticale « V » dans différentes stations en fonction de (X).

La structure de l'écoulement est visualisée à l'aide de la fonction de courant « ψ » définie par :

$$V = -\frac{\partial \psi}{\partial X} \text{ et } U = \frac{\partial \psi}{\partial Y} \dots\dots\dots \text{EqIV_1}$$

L'intégration de cette équation donne le débit à travers la surface :

$$\int_1^2 d\psi = \int_1^2 U dY = -\int V dX \dots\dots\dots \text{EqIV_2}$$

Physiquement, la différence entre deux lignes de courant représente le débit du fluide écoulé à travers la distance séparant, donc:

$$\psi_2 - \psi_1 = -V \Delta X \dots\dots\dots \text{EqIV_3}$$

- Pour le champ thermique
 - Les isothermes.

- Les profils de la température « θ » dans différentes stations en fonction de (X) et (Y).
- Le profil du nombre du Nusselt local le long des six faces des deux composants « Nu »

Le nombre du Nusselt local est défini comme suit:

$$Nu = -\frac{k_{nf}}{k_f} \left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \right) \dots \dots \dots \text{EqIV}_4$$

Le nombre du Nusselt moyen est défini comme suit:

$$Nu_m = \frac{1}{A} \int_A Nu \, dA \dots \dots \dots \text{EqIV}_5$$

IV.2.1 Paramètres géométriques et physiques du problème pour les trois applications :

	ρ (kg.m ⁻³)	C_p (J.kg ⁻¹ .k)	k (W.m ⁻¹ .k ⁻¹)	$\beta \times 10^{-5}$ (k ⁻¹)	$\alpha \times 10^{-6}$ (m ² /s)
Pure water	997.1	4179	0.613	21	0.147
Copper (Cu)	8933	385	401	1.67	116.31
Silver (Ag)	10500	235	429	1.89	171
Alumina (Al₂O₃)	3970	765	40	0.85	13.17
Titaniumoxide (TiO₂)	4250	686.2	89538	0.9	3.07

Le tableau IV_1 montre les propriétés physiques utilisées pour notre simulation numérique

Les simulations numériques sont effectuées pour les nombres de Rayleigh (Ra=10³,10⁴, 10⁵, 10⁶), différentes fractions volumiques pour le fluide pure ($\phi =0$), pour les nanoparticules (Cu, Al₂O₃, Ag et TiO₂, égale à 0 ,0.03, 0.05, 0.07, 0.1) et pour différent postions de séparateurs et le nombre,et différent épissure de la séparateurs. Ainsi, nous avons présenté les résultats concernant les champs de température, les lignes de courants et que le nombre de Nusselt .

IV.3 Effet du maillage sur les solutions numériques :

L'étude a été menée pour cinq maillages : 40×40, 60×60, 80×80, 100×100 et 120×120 nœuds. Le tableau dessus montre la variation des Nu_m avec la taille du maillage lorsque le régime d'écoulement dans la cavité est permanent ($Ra=10^5$). Le changement enregistré dans les valeurs calculées est très petit pour les trois maillages 60×60, 80×80 et 100×100 et nous avons remarqué que la variation de température entre , 80×80 et 100×100 est inférieure de 2×10^{-5} . Cependant, et après avoir exécuté les tests de l'indépendance entre la solution numérique et le maillage, le quatrième maillage 80×80 nœuds a été choisi pour achever tous les calculs. Ce maillage donne également le meilleur compromis entre le coût et la précision des calculs.

Grid	40×40	60×60	80×80	100×100	120×120
Nu_m	9.60801	10.60801	10.65801	10.66801	10.66802

IV.4 Résultats et discussions :

IV.4.1 Vérification avec un travail numérique:

Pour valider notre code de calcul et lui donner plus de crédibilité, nous avons choisi de comparer les résultats obtenus par nos simulations numériques avec ceux trouvés par Aminossadati et Ghasemi (2009), qui ont traité le cas de la convection naturelle dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide contient une source de chaleur située sur la paroi inférieure de l'enceinte isolée thermiquement, Les parois verticales et la paroi horizontale supérieure de l'enceinte sont maintenues des températures constantes froide (T_c). La comparaison concerne le Nusselt local et le profil de vitesse Figure (IV.1. à, b) montre un bon accord entre les résultats obtenus dans le présent travail et ceux d'Aminossadati et Ghasemi Figure (IV. 1. A, b), ce qui nous réconforte dans la fiabilité de notre code du calcul, en indiquant que la méthode des volumes finis est utilisée dans les deux travaux.

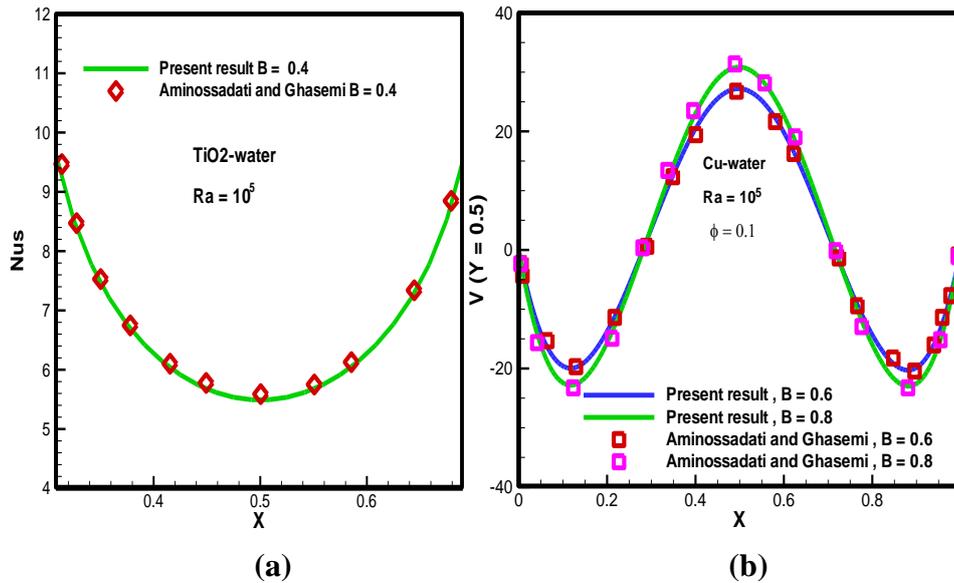


Figure (IV. 1 : a, b): Comparaison entre nos résultats numériques et ceux de Aminossadati and Ghasemi, (2010) $Ra=10^5$ et $\phi = 0.1$, (a) Nusselt local et (b) profil de vitesse.

IV.4.2 L'effet de différentes de nombre de Rayleigh (10^3 - 10^6) et différentes positions de séparateur :

Dans cette partie, nous présentons les résultats d'une étude numérique de transfert de chaleur par convection naturelle dans un cavité carré avec des séparateurs pour différentes positions et le nombre Rayleigh à chaque fois qu'il est chauffé par une source de chaleur. Et rempli d'un mélange d'eau et de nanoparticules. Une isotherme et un nombre de Nusselt ont été présentés pour ce cas.

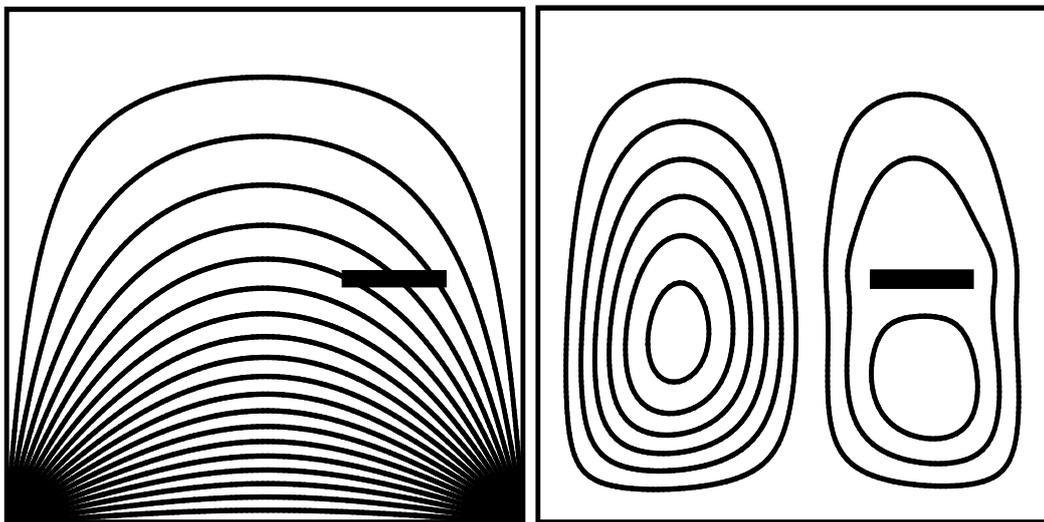
Les figures (IV.2) cas 1, 2 et 3 représentent les champs de températures (gauche) et les lignes de courant (droite) pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide ($Al_2 O_3$ -eau), à $\phi = 0,1$, pour différentes de nombre de Rayleigh (10^3 - 10^6) et différentes positions de séparateur où l'on note :

- Notez l'évolution des lignes de courant et les champs de températures pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh, où la densité de flux est élevée pour des valeurs du nombre de Rayleigh élevées pour les trois cas différents de séparateur.
- Nous remarquons que si le nombre de Rayleigh est petit, le transfert de chaleur sera régi par la conductivité thermique, ce qui signifie que la chaleur se déplacera relativement lentement. Lorsque le nombre de Rayleigh est grand, la convection de masse (courants de convection générés par le mouvement du fluide) sera le principal facteur de transfert de chaleur,

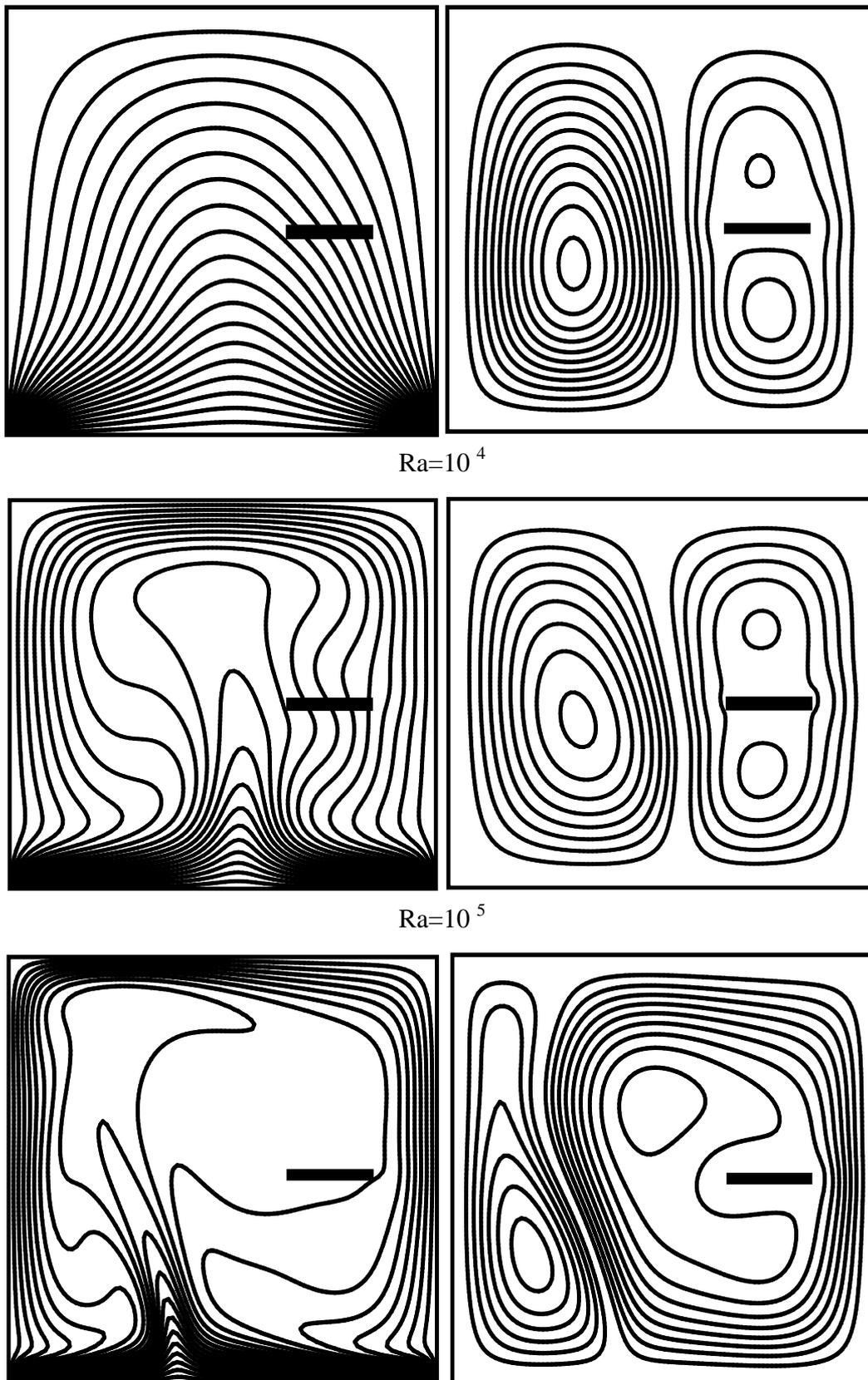
- Nous notons que l'emplacement du séparateur est la valeur spécifique du nombre de Rayleigh dans laquelle se produisent un changement soudain de transfert de chaleur et l'apparition de lignes de courant. Où, lorsque le nombre critique de Rayleigh est dépassé (c'est-à-dire que l'emplacement du séparateur est dépassé), des lignes de courant commencent à apparaître et à se propager du côté chaud inférieur au côté supérieur froid
- On observe que les lignes d'écoulement améliorent l'apparition de deux cellules en rotation dans la même direction dans la lumière, asymétriques, où la cellule avec le séparateur est plus déformée, et l'écoulement est asymétrique dans tous les cas de Rayleigh ($Ra = 10^3, 10^4, 10^5$ et 10^6). Par conséquent, nous pouvons constater que la forme de la cellule change avec le nombre de Rayleigh et que l'intensité de l'écoulement diminue avec l'augmentation du nombre de Rayleigh. Les lignes d'écoulement deviennent très étroites près des parois lorsque le nombre de Rayleigh augmente (voir les figures).

Les figures (IV.3) cas 1, 2 et 3 représente les champs de Vitesse à $\phi = 0,1$, pour différentes de nombre de Rayleigh (10^3-10^6) et différentes positions de séparateur où l'on note :

- Nous remarquons dans les formes des champs de vitesse qu'il y a trois cellules qui tournent dans le même sens et sont presque les mêmes dans tous les différents nombres de Rayleigh, et nous remarquons également une augmentation d'écoulement avec une augmentation du nombre de Rayleigh

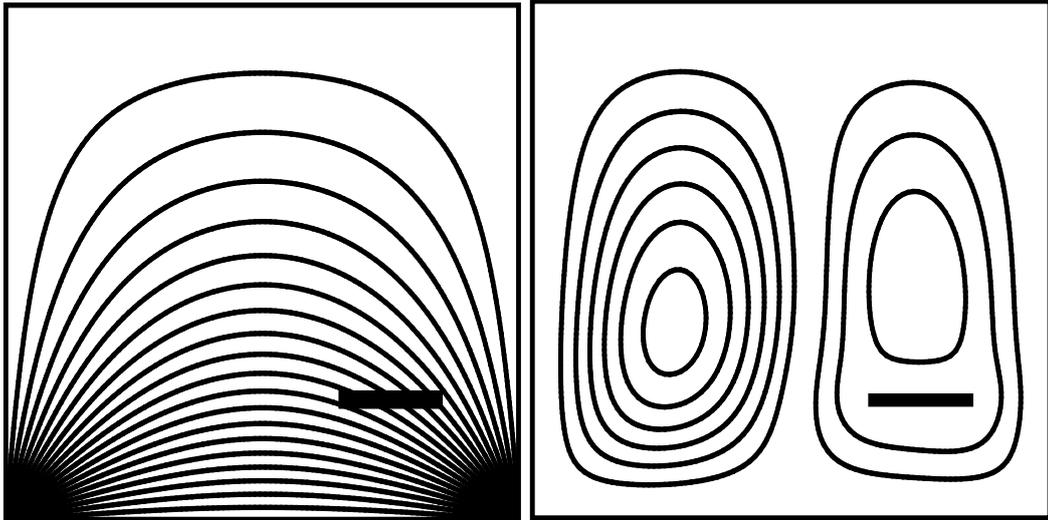


$Ra=10^3$

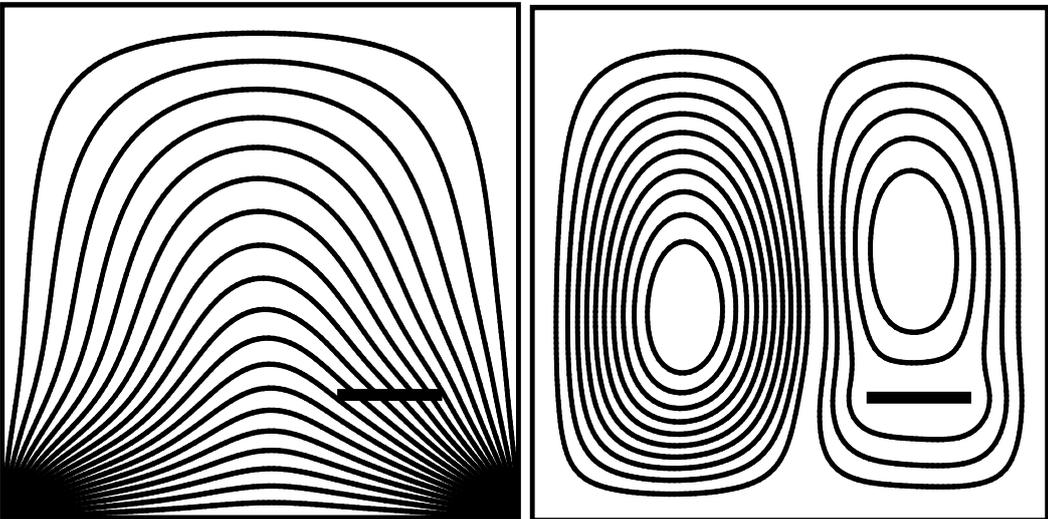


Ra=10⁶

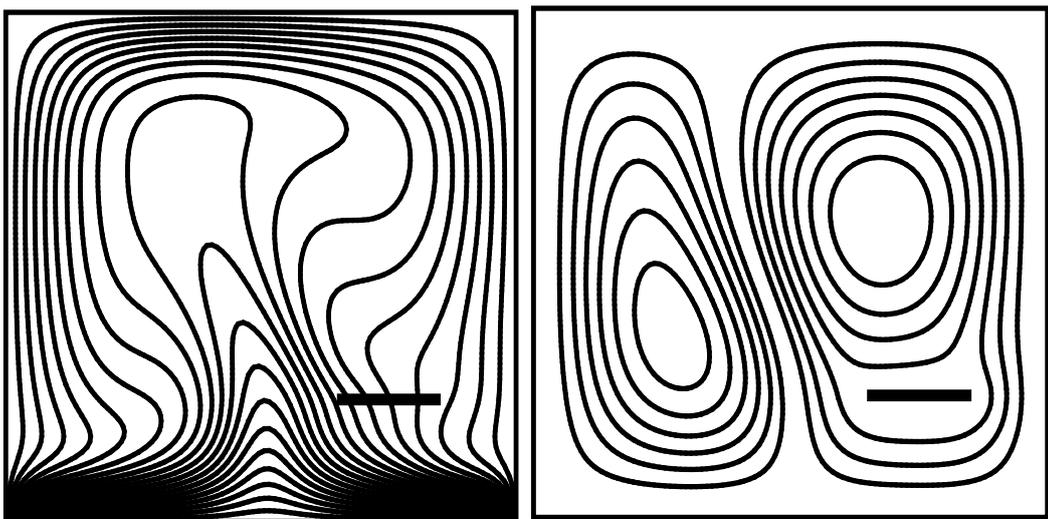
Figure (IV. 2 Cas 1): Les champs de températures (gauche) et Les lignes de courant (droite) pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau), à $\phi = 0,1$, pour différentes de nombre de Rayleigh (10^3 - 10^6) et différentes postions de séparateur



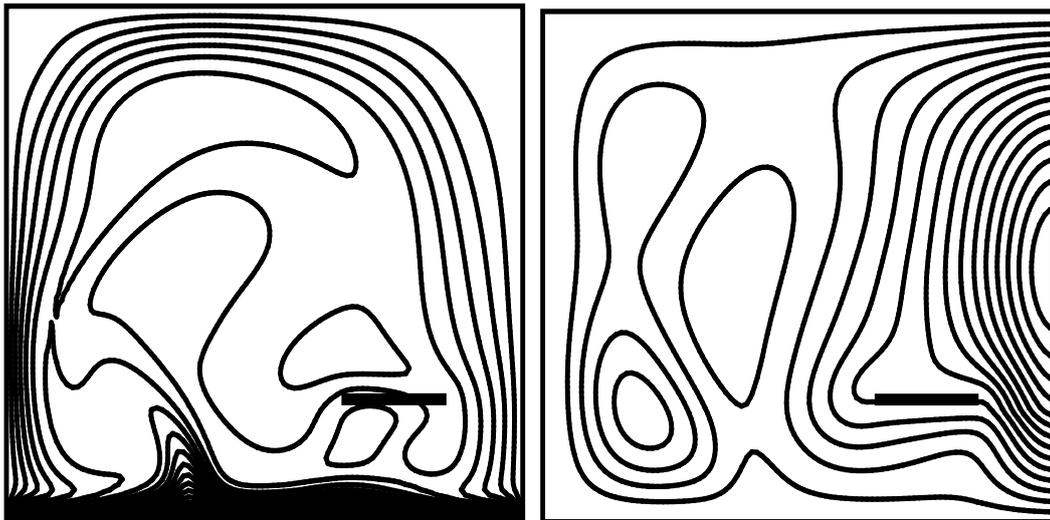
$Ra=10^3$



$Ra=10^4$

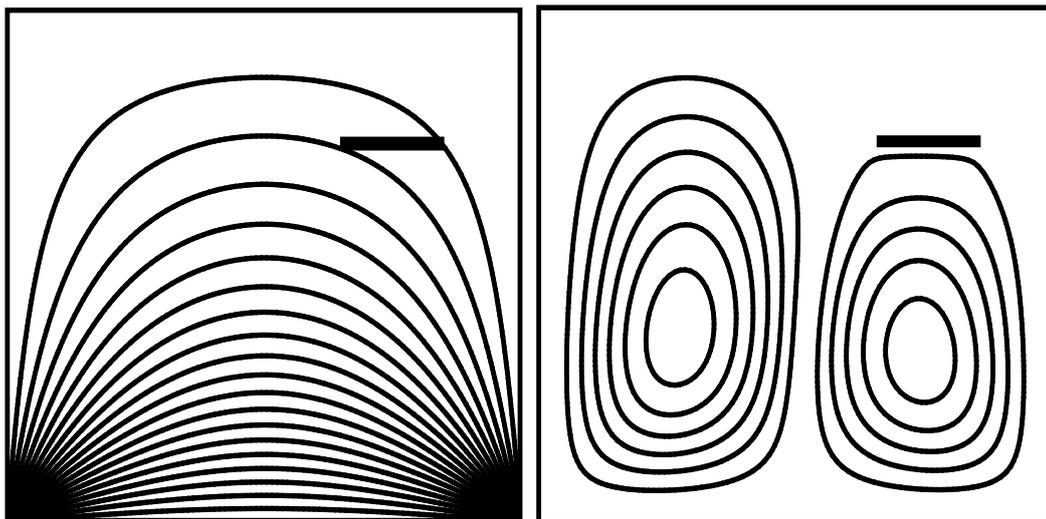


$Ra=10^5$



$Ra=10^6$

Figure (IV. 2 Cas 2): Les champs de températures (gauche) et Les lignes de courant (droite) pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide ($Al_2 O_3$ -eau), à $\phi = 0,1$, pour différentes de nombre de Rayleigh (10^3 - 10^6) et différentes positions de séparateur



$Ra=10^3$

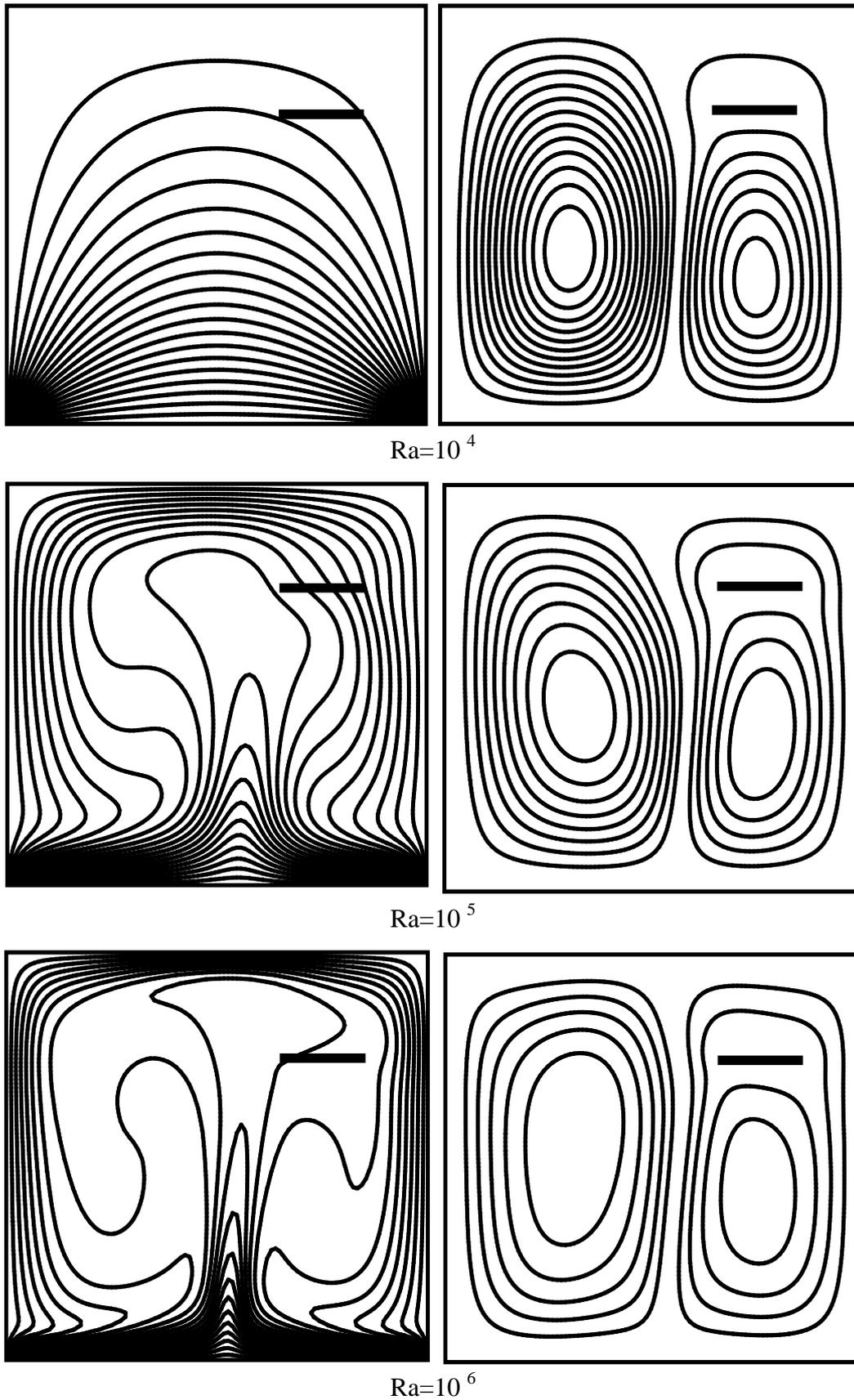
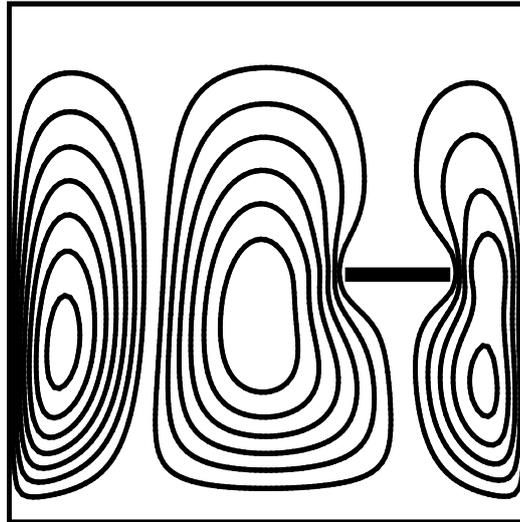
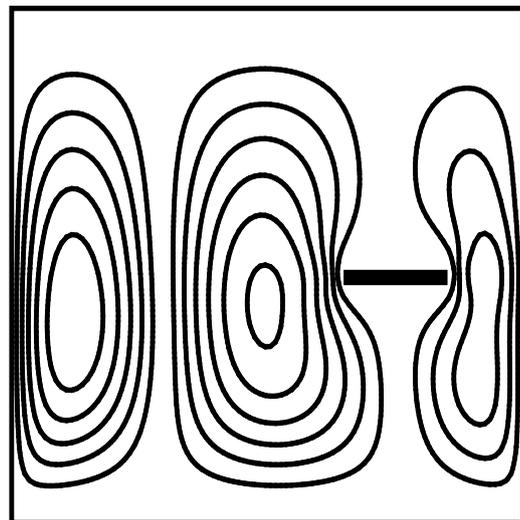


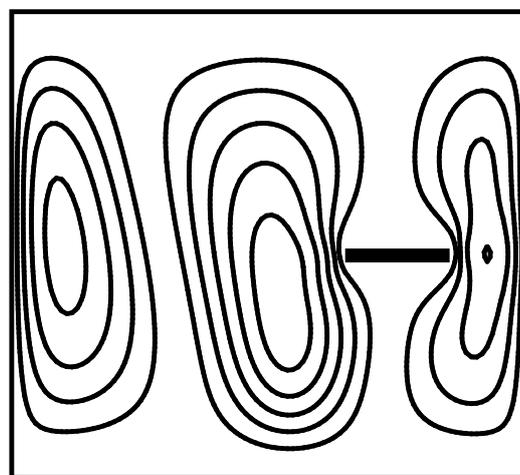
Figure (IV. 2 Cas 3): Les champs de températures (gauche) et Les lignes de courant (droite) pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau), fluide pur (—), nanofluide(---) à $\phi = 0,1$, pour différentes de nombre de Rayleigh (10^3 - 10^6) et différentes positions de séparateur



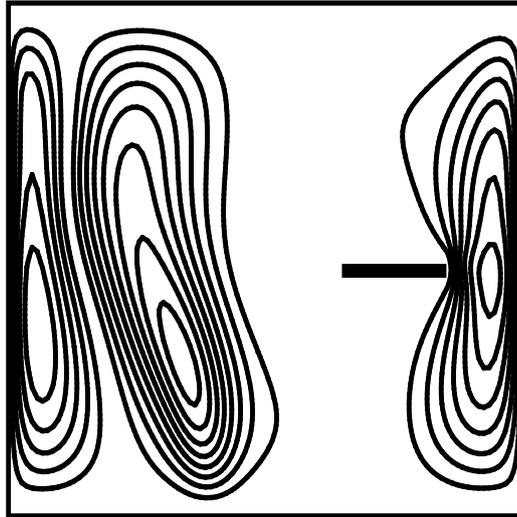
$Ra=10^3$



$Ra=10^4$

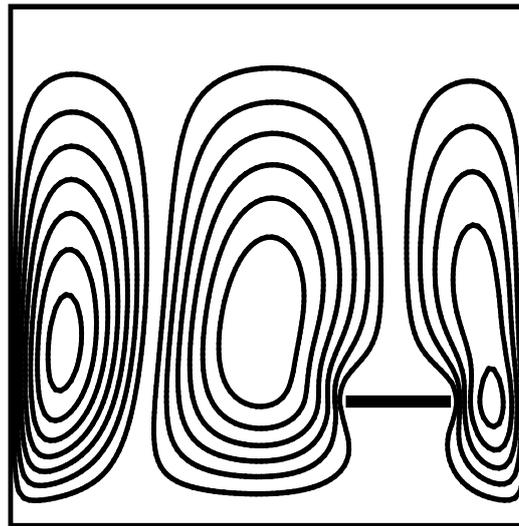


$Ra=10^5$

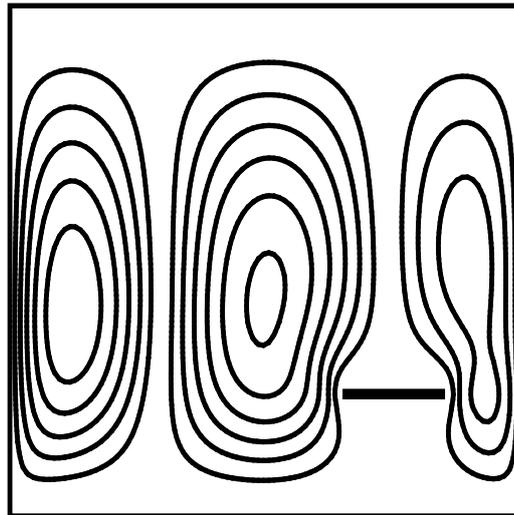


$Ra=10^6$

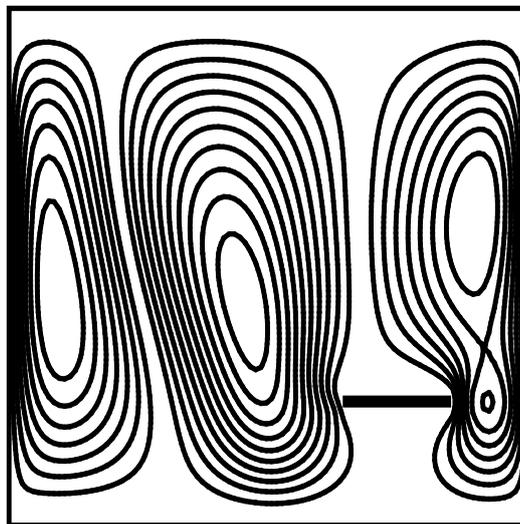
Figure (IV. 3 Cas 1): Les champs de Vitesse à $\phi = 0,1$, pour différent nombre de Rayleigh (10^3 - 10^6) et différentes positions de séparateur



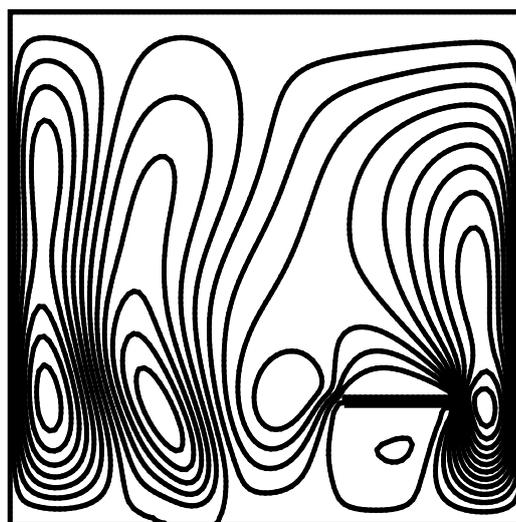
$Ra=10^3$



$Ra=10^4$

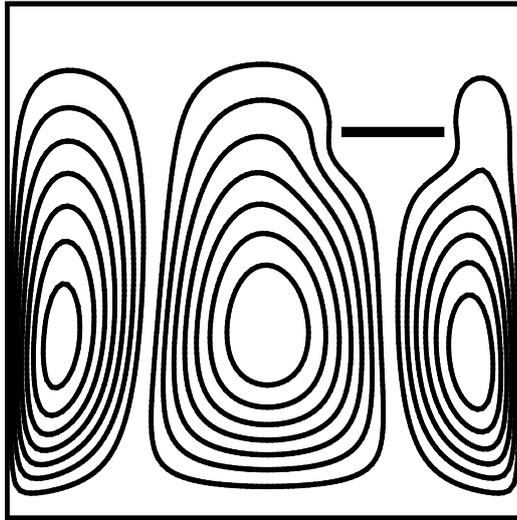


$Ra=10^5$

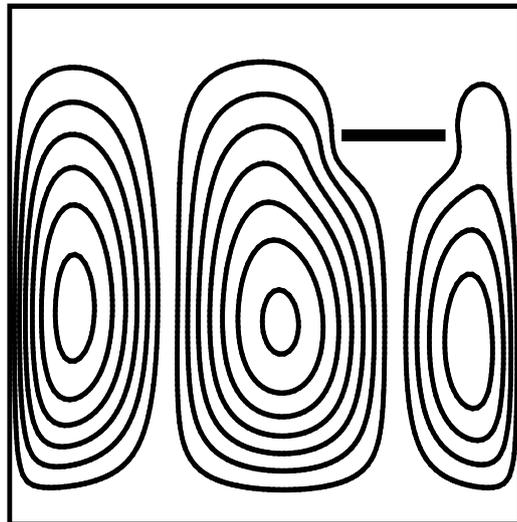


$Ra=10^6$

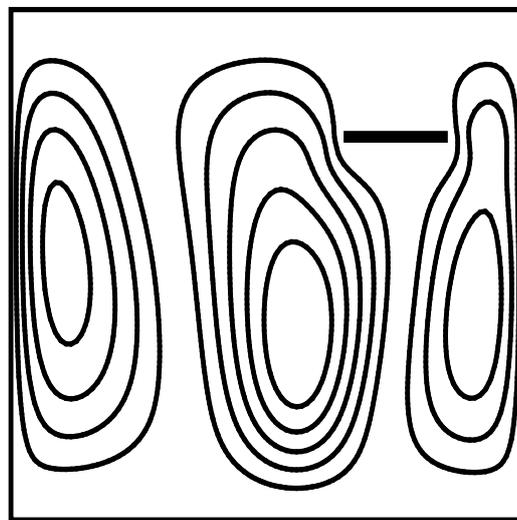
Figure (IV. 3 Cas 2): Les champs de Vitesse à $\phi = 0,1$, pour différent nombre de Rayleigh ($10^3 - 10^6$) et différentes positions de séparateur



$Ra=10^3$



$Ra=10^4$



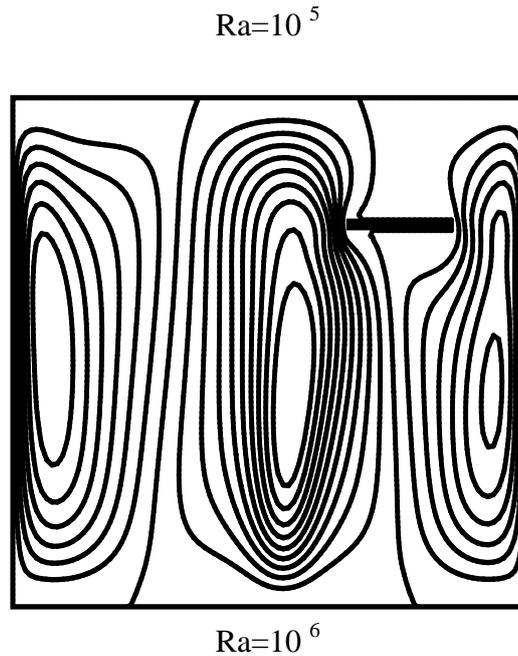


Figure (IV. 3 Cas 3): Les champs de Vitesse à $\phi = 0,1$, pour différent nombre de Rayleigh (10^3 - 10^6) et différentes positions de séparateur

IV.4.3 Effet d'épaisseurs :

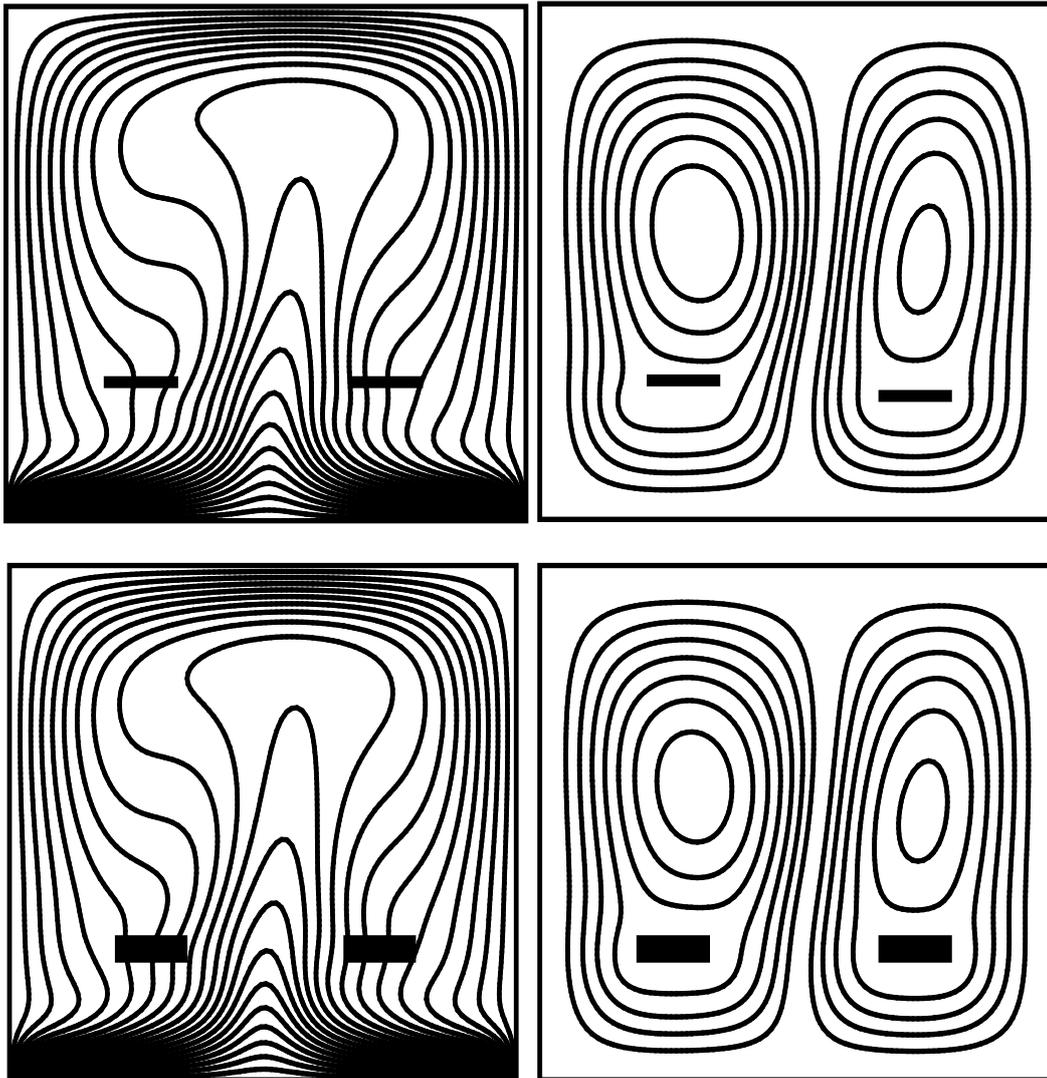
Les figures montrent l'effet de la fraction volumique de nanoparticule sur les lignes de courant et la distribution de la température pour le nano fluide Al_2O_3 -eau pour un nombre de Rayleigh $Ra=10^5$. La vitesse de circulation de la cellule augmente avec l'augmentation d'épaisseur du séparateur par rapport aux séparateurs minces. Les lignes de courant montrent que la vitesse de la cellule circulaire formée pour différence de séparateur est plus grande que celle d'un séparateur de forme mince. Concernant les lignes isothermes, l'allure des lignes isothermes au milieu de la cavité est similaire pour les deux cas étudiés, épais et mince, par contre elles sont différentes au voisinage des parois de la cavité. Donc la position et l'épaisseur jouent un rôle très important sur la vitesse et l'échange thermique dans la cavité.

Les figures (IV.4) représentent les champs de températures (gauche) et les lignes de courant (droite) pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau), à $\phi = 0,1$, pour le nombre de Rayleigh 10^5 et différentes épaisseurs de séparateur où l'on note :

- Il ressort des figures que lorsque la constante de nombre de Rayleigh et l'épaisseur du séparateur augmentent, les plages de température sont presque les mêmes dans tous les cas, comme on peut également le voir en ce qui concerne les lignes de courant, il y a deux cellules tournant dans le même sens et presque identiques, ce qui signifie que l'épaisseur du séparateur n'affecte pas la température et le courant pour les lignes

Les figures (IV.5) représente les champs de vitesse pour une cavité carrée rempliée d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau), à $\phi = 0,1$, pour le nombre de Rayleigh 10^5 et différentes épaisseurs de séparateur où l'on note :

- Nous notons que l'épaisseur de séparation affecte légèrement les champs de champs de vitesse, car ils se repoussent de la séparation vers les deux côtés (les deux parois adiabatiques).



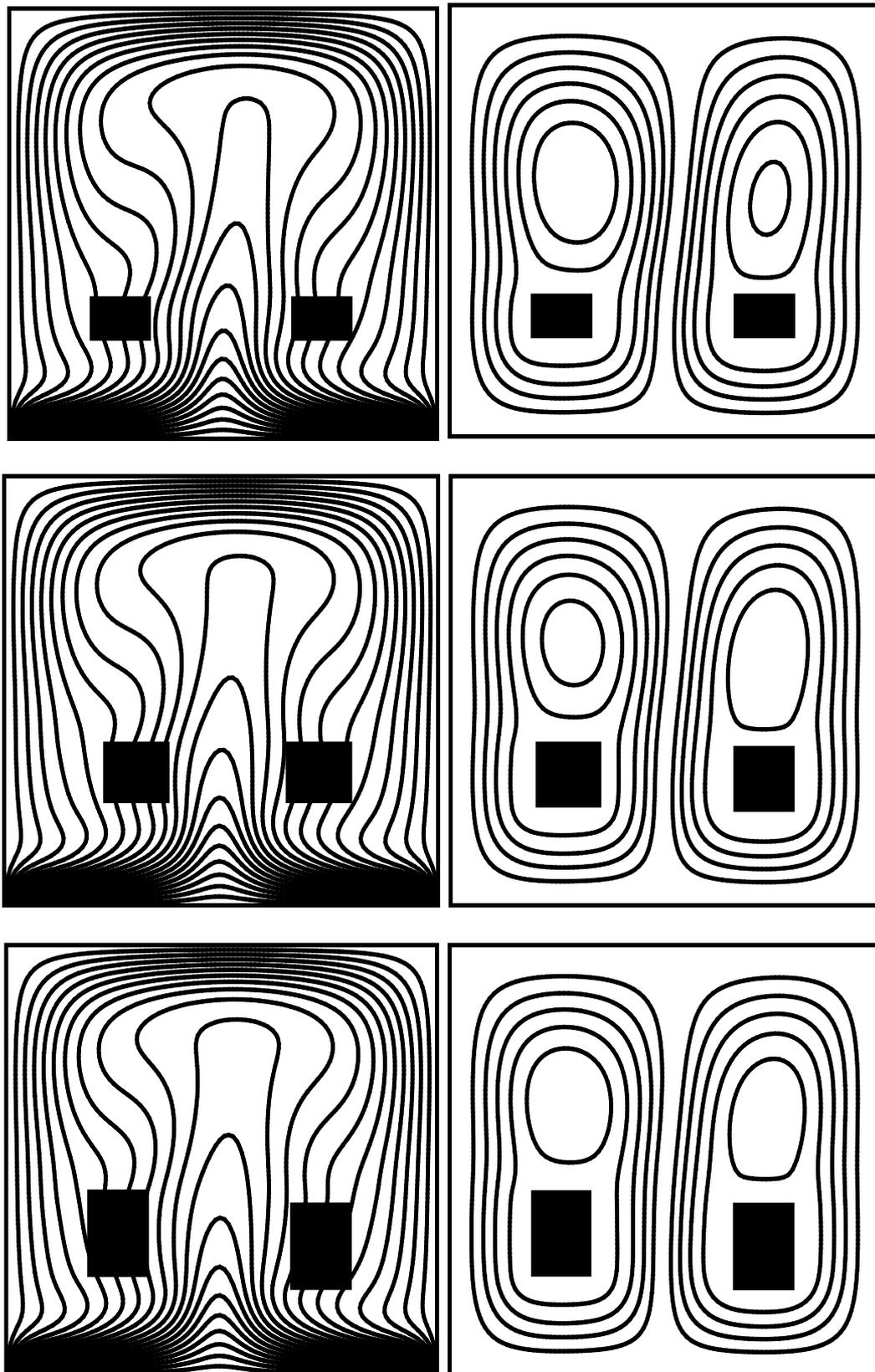
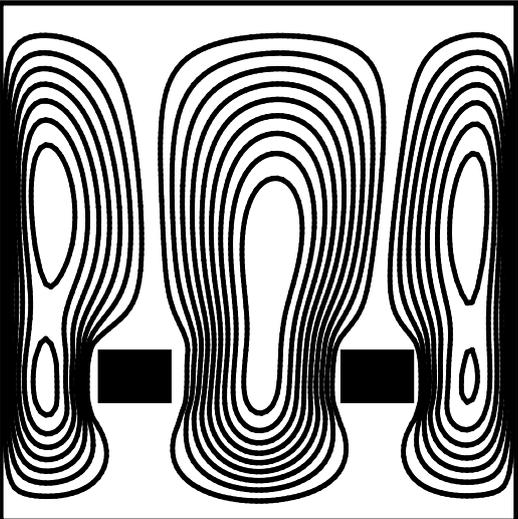
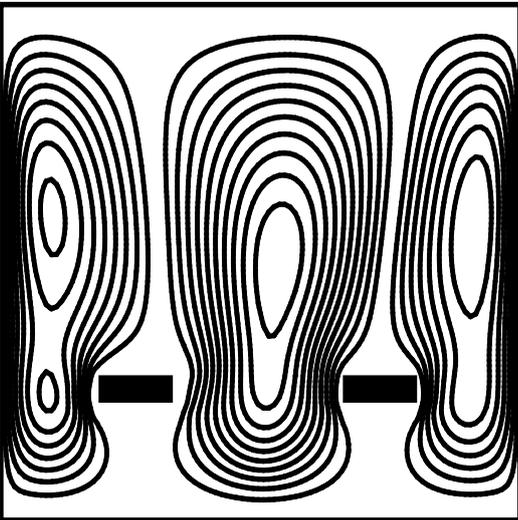
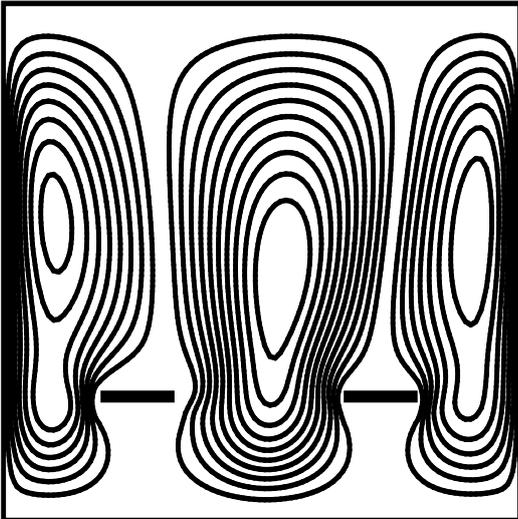


Figure (IV. 4): Les champs de températures (gauche) et Les lignes de courant (droite) pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau), à $\phi = 0,1$, pour le nombre de Rayleigh 10^5 et différentes épaisseurs de séparateur



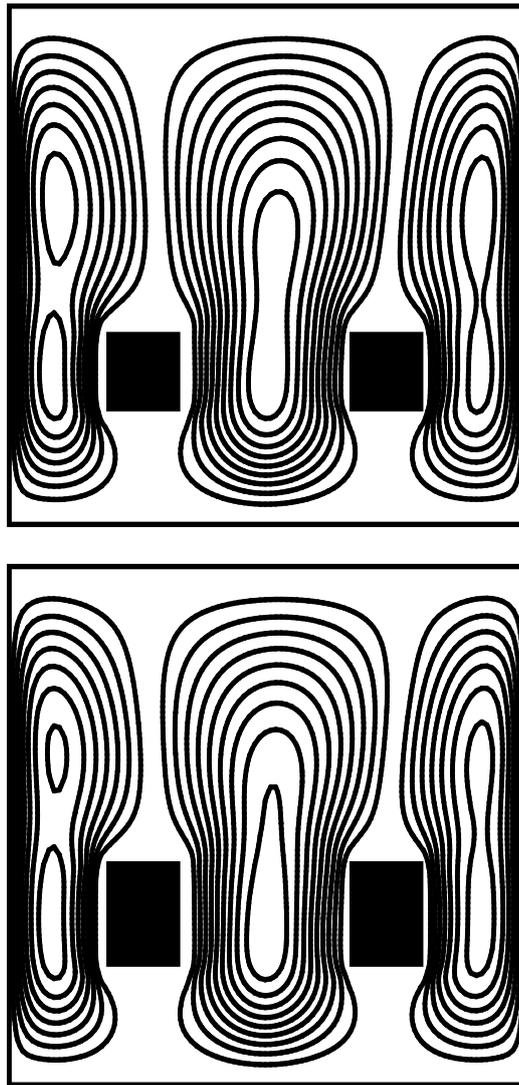


Figure (IV. 5):Les champs de vitesse pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide ($Al_2 O_3$ -eau), à $\phi = 0,1$, pour le nombre de Rayleigh 10^5 et différentes épaisseurs de séparateur

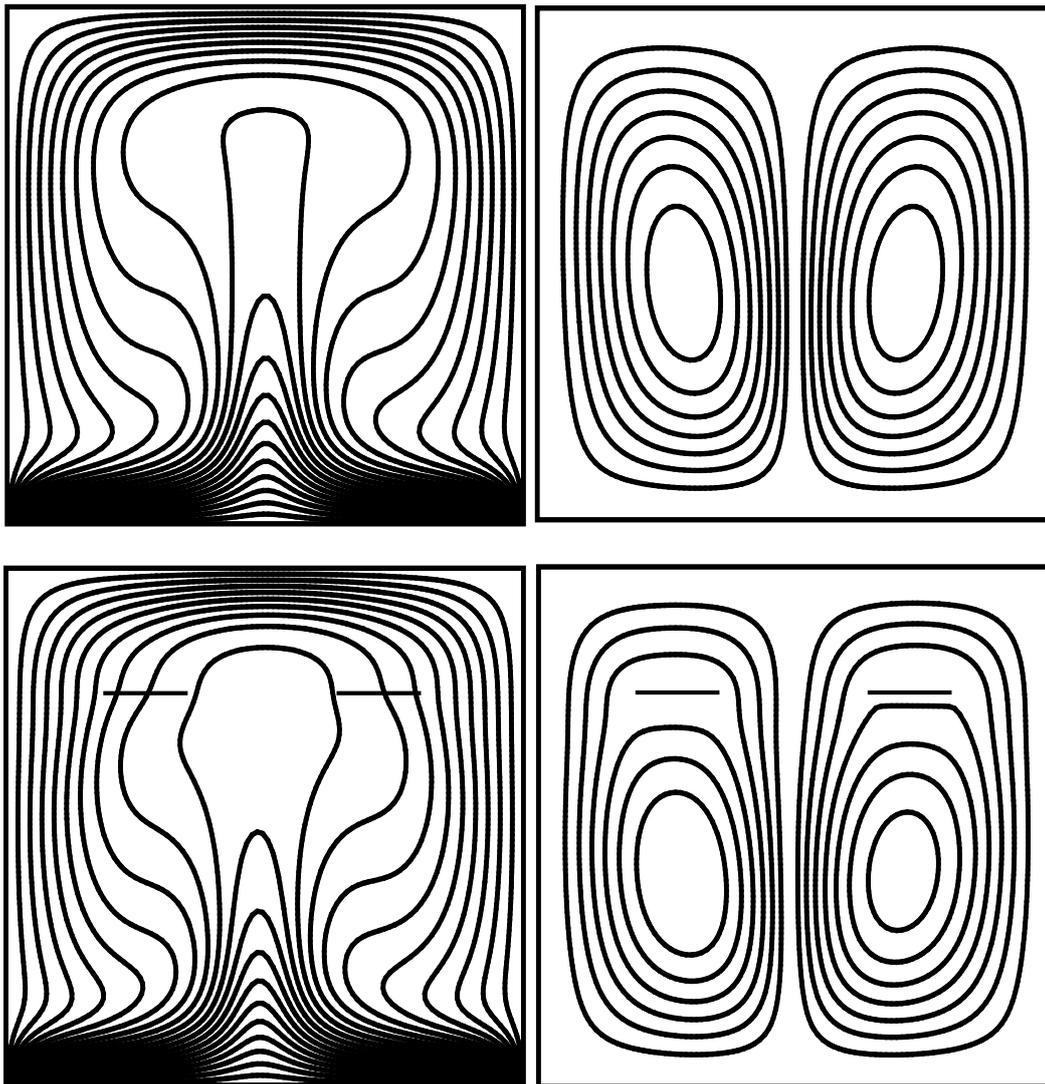
IV.4.4 Effet de positions de corps :

Les figures (IV.6) représente les champs de températures (gauche) et les lignes de courant (droite) pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide ($Al_2 O_3$ -eau), à $\phi = 0,1$, pour le nombre de Rayleigh 10^5 et différentes épaisseurs de séparateur où l'on note

- On constate que la forme de la température est quasi constante en présence et en l'absence du séparateur
- Nous constatons également que les lignes de flux apparaissent sous la forme de deux cellules tournant dans la même direction. Sans séparateur, elles sont symétriques, mais avec des séparateurs, leur forme est légèrement modifiée. En général, on peut dire qu'elles sont symétriques

Les figures (IV.7) représente les champs de vitesse pour une cavité carrée rempliée d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau), à $\phi = 0,1$, pour le nombre de Rayleigh 10^5 et différentes épaisseurs de séparateur où l'on note :

- Nous remarquons que les contours des champs de vitesse révèlent trois cellules qui tournent dans la même direction. Sans séparateur, elles sont régulières, mais avec des séparateurs, elles se déforment légèrement tout en continuant de tourner dans la même direction



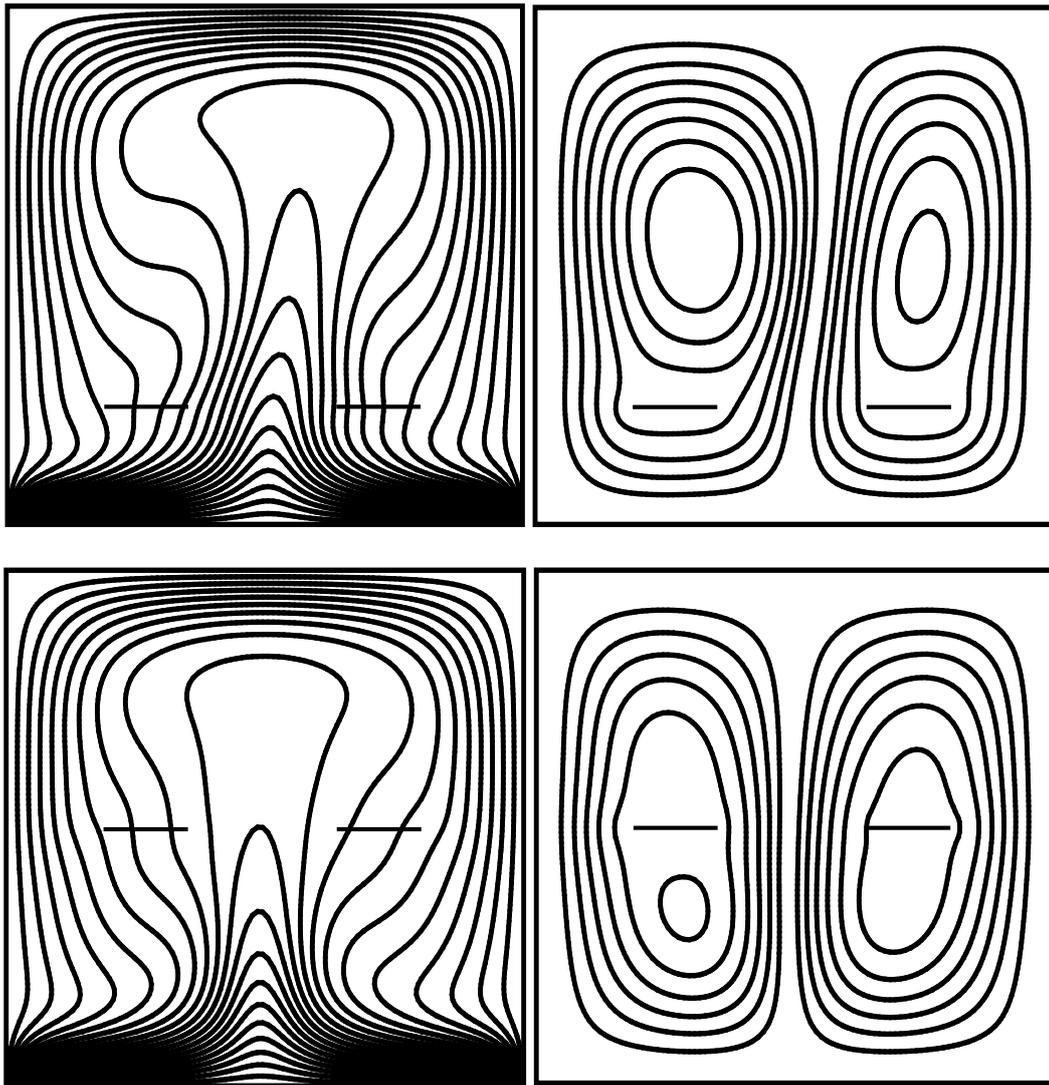
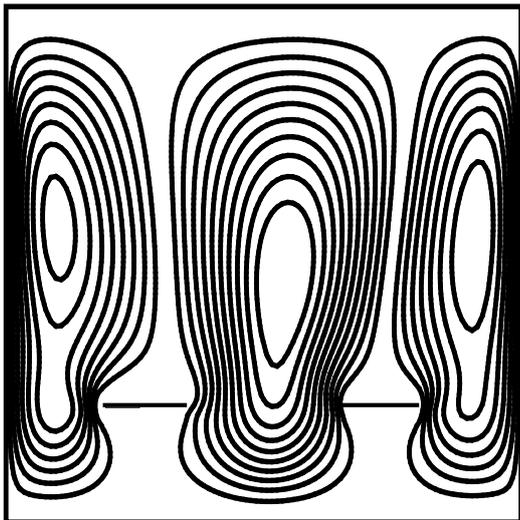
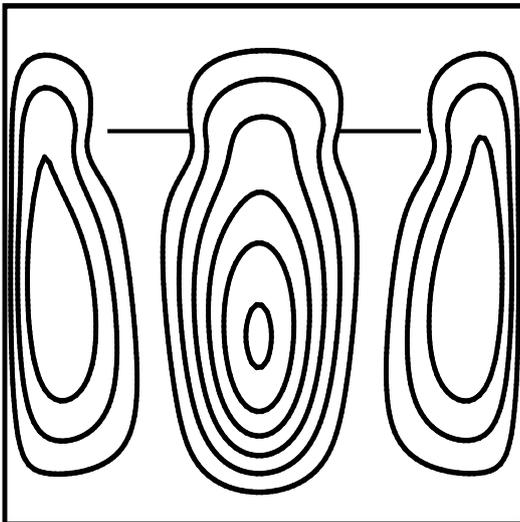
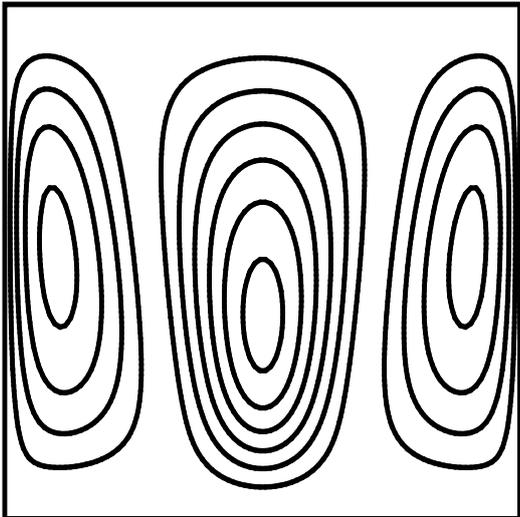


Figure (IV. 6 Cas 1): Les champs de températures (gauche) et Les lignes de courant (droite) pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau), à $\phi = 0,1$, pour le nombre de Rayleigh 10^5 et différentes épaisseurs de séparateur



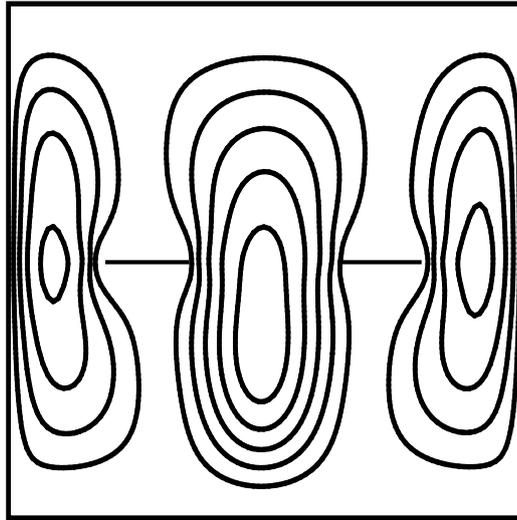


Figure (IV. 7): Les champs de vitesse pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau), à $\phi = 0,1$, pour le nombre de Rayleigh 10^5 et différentes épaisseurs de séparateur

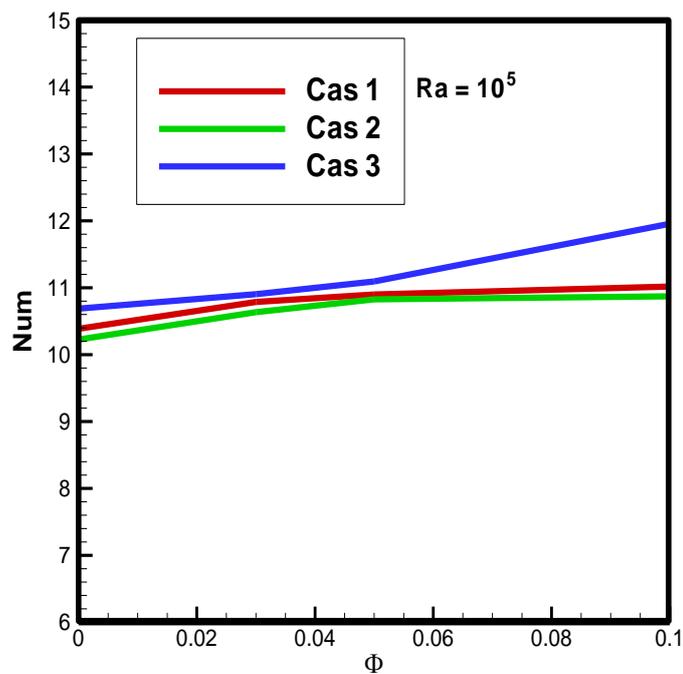
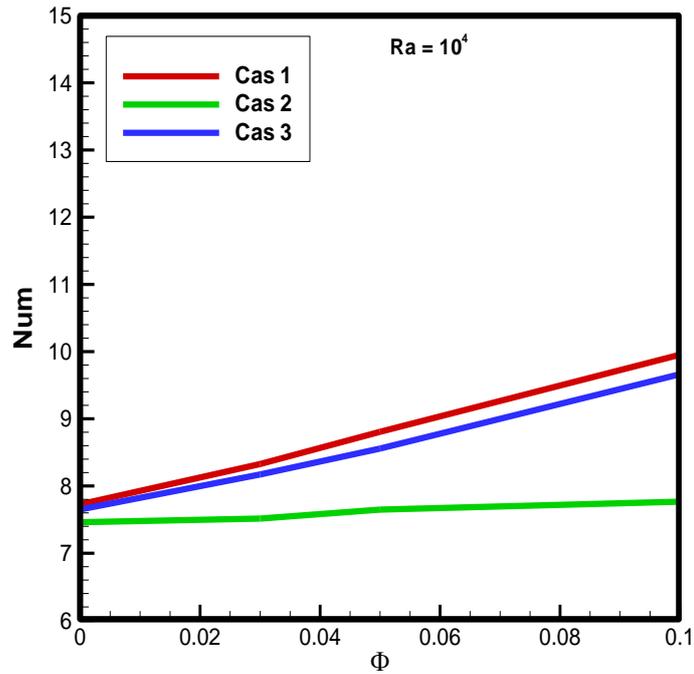
IV.4.5 Effet de la fraction volumique :

Les figures (IV.8) représente Variation de nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ pour différents nombre de Rayleigh et différentes positions de séparateur où l'on note :

- Le nombre moyen de Nusselt s'est amélioré avec l'augmentation de la taille de fraction des nanoparticules.
- Fondamentalement, le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh où, dans tous les cas de Rayleigh, nous remarquons que la forme du nombre de Nusselt est à sa valeur la plus basse lorsque l'intervalle est en bas (indiqué en vert).
- Lorsque $\text{Ra}=10^4$, le nombre de Nusselt est le plus élevé lorsque le séparateur est au milieu (indiqué en rouge), suivi du séparateur en haut (indiqué en bleu), contrairement aux 10^5 et 10^6 de Rayleigh, où le nombre de Nusselt est le plus élevé quand Le séparateur est en haut, suivi du séparateur au milieu.
- Cela signifie que plus le nombre de Rayleigh n'est élevé et l'emplacement du séparateur éloigné du côté chaud (Th), meilleur est le nombre de Nusselt.

Les figures (IV.9) Variation de nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ pour différents position de séparateur et le nombre de Rayleigh $\text{Ra}=10^5$.représente où l'on note :

- Toutes les courbes sont à leur valeur minimale lorsque $\Phi = 0$ puis augmentent jusqu'à leur valeur maximale lorsque $\Phi = 0.2$
- Nous notons qu'à mesure que la taille de la fraction augmente, le nombre moyen de descendants dans tous les locus corporels augmente également. Le nombre de Nusselt optimal est atteint lorsque le corps est en bas (représenté en vert). En général, on peut dire que tous les nombres de Nusselt sont convergents dans toutes les positions du corps.



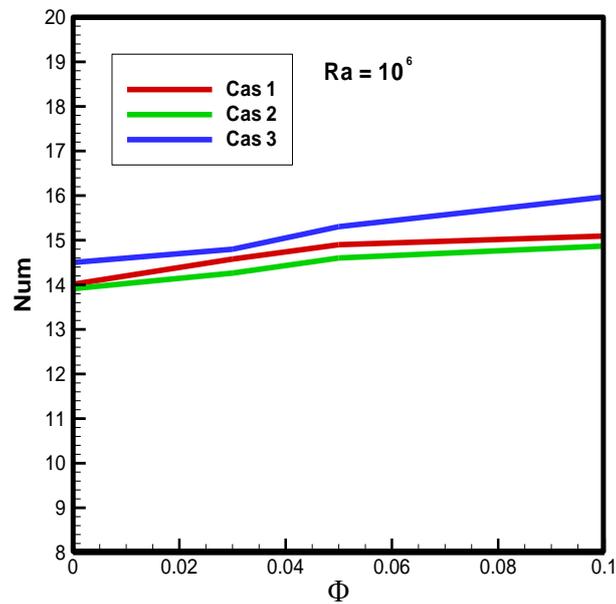


Figure IV.8 : Variation de nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ pour différents nombre de Rayleigh et différentes positions de séparateur .

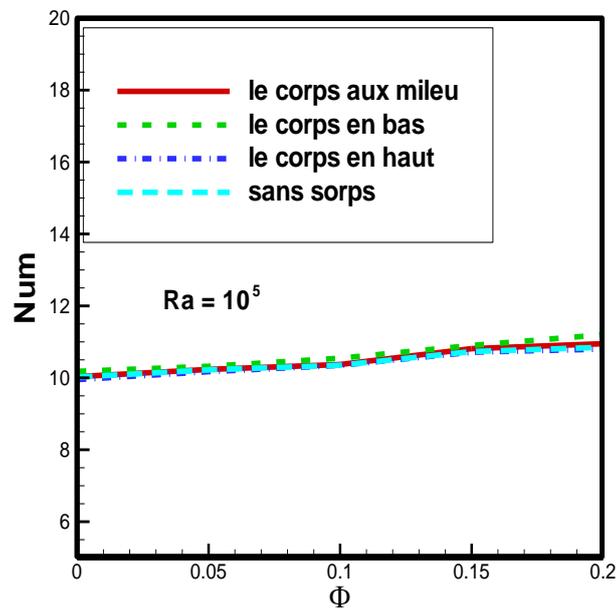


Figure IV.9 : Variation de nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ pour différents position de séparateur et le nombre de Rayleigh $Ra=10^5$.

IV.4.6 Effet du type de nanofluides :

Dans cette partie de l'étude, une cavité carrée sans séparateur remplie pour différents types de nanofluides.

Figure IV.10 représente la variation du nombre de Nusselt local pour $\phi=0.1$, $Ra 10^5$ et pour différents type de nanofluides. Des profils symétriques sont obtenus pour la source de chaleur. Le tableau IV_1 montre que le TiO_2 a la plus faible valeur de conductivité thermique par rapport aux autres nanoparticules, donc, il a les plus faibles valeurs du nombre de Nusselt. Cu et Ag, d'autre part, ont la valeur la plus élevée. De plus, la conductivité thermique d' Al_2O_3 est d'environ un dixième de Cu et Ag (tableau IV_1), ainsi, le nombre de Nusselt pour Al_2O_3 est inférieur à celui de Cu et Ag.

Figure IV.11 représente la variation de la Vitesse V à $Y=0$ et pour $\phi=0.1$, $Ra 10^5$ et pour différents type de nanofluides. On observe que des profils de vitesse symétriques sont indiquent la direction de l'écoulement dans l'enceinte. En fait, l'écoulement monte au milieu et descend près des parois verticales.

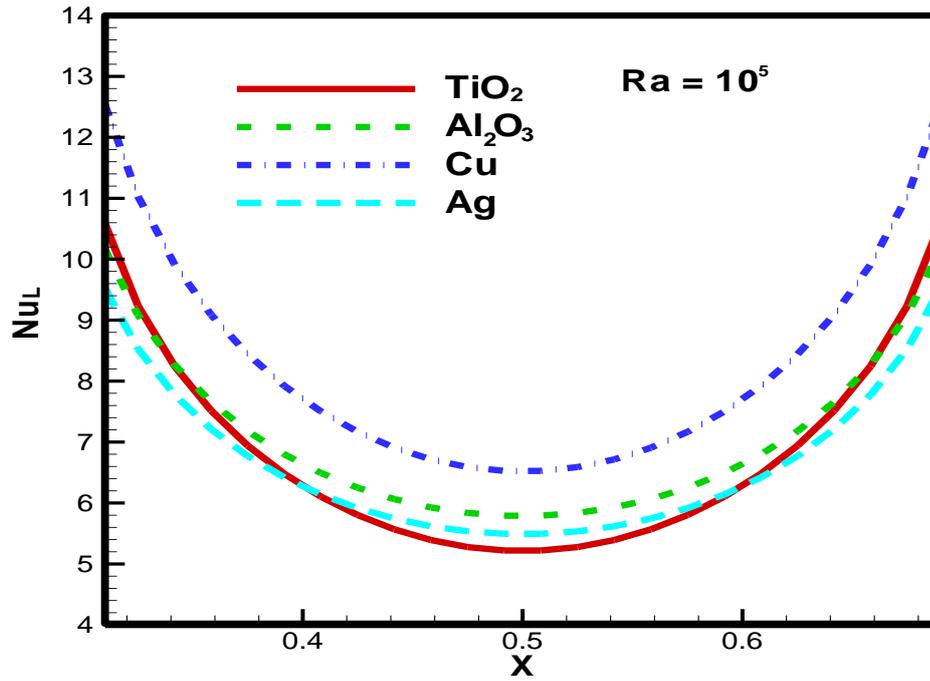


Figure IV.10 : variation de nombre de Nusselt local pour différents types de nanofluide et fraction volumique des nanoparticules $\phi=0.1$ et le nombre de Rayleigh 10^5 .

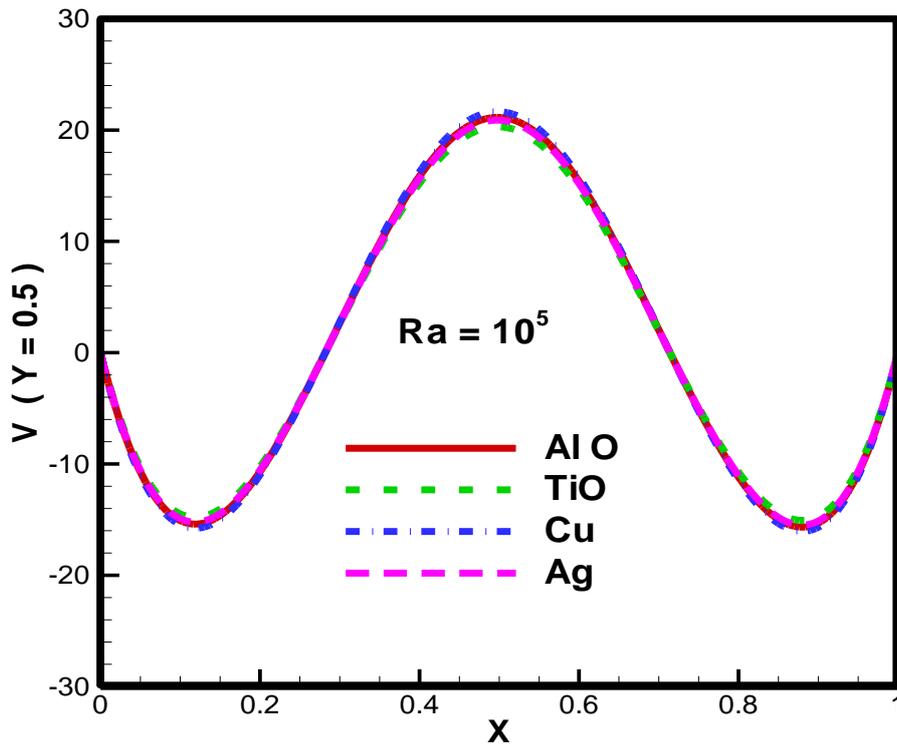


Figure IV.11 : La variation de la Vitesse V et $Y=0.50$ pour différents types de nanofluide et fraction volumique des nanoparticules $\phi=0.1$ et le nombre de Rayleigh 10^5 .

CONCLUSION GENERALE :

Dans cette thèse, nous avons mené une étude numérique de l'écoulement convectif naturel dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide en présence d'un séparateur.

Afin de s'assurer de la fiabilité des résultats obtenus avec le code de calcul. Un bon accord a été obtenu entre nos simulations et les données numériques obtenues par littérature en convection naturelle.

Dans ce travail, nous avons étudié une application numérique.

L'application se compose d'une analyse des effets du nombre de Rayleigh, du nombre et de la position des séparateurs, ainsi que du type de particules nanométriques sur la transmission de la chaleur à l'intérieur d'une cavité carrée (2D). Les résultats clés sont les suivants :

- Une augmentation du nombre de Rayleigh améliore la transmission de la chaleur.
- Les corps de séparation à l'intérieur du groupe carré affectent le transfert de chaleur. Les corps de séparation agissent comme des obstacles au sein du groupe, ce qui affecte la distribution et le flux de chaleur. L'effet de ces corps sur les taux de transfert de chaleur, la distribution des températures et les flux de liquides à l'intérieur du groupe est étudié.
- L'utilisation de nanofluides comme moyen de transfert de chaleur améliore les performances globales du système. L'analyse examine l'impact des nanofluides sur l'amélioration de la transmission de chaleur et la réduction de la consommation d'énergie. Cette étude repose sur des expériences et des résultats de simulation utilisant des modèles mathématiques spécifiques.
- Le nombre moyen de Nusselt augmente avec la longueur de la source de chaleur.
- Le nombre de Nusselt augmente principalement avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.
- L'utilisation de particules nanométriques a un effet positif sur la transmission de chaleur.

Références bibliographiques :

[1] SAHA, Tinni, ISLAM, Tarikul, YEASMIN, Sabina, et al. Thermal Influence of Heated Fin on MHD Natural Convection Flow of Nanofluids inside a Wavy Square Cavity. *International Journal of Thermofluids*, 2023, p. 100338.

[2] RASHID, Umair, LU, Dianchen, et IQBAL, Quaid. Nanoparticles impacts on natural convection nanofluid flow and heat transfer inside a square cavity with fixed a circular obstacle. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2023, vol. 44, p. 102829.

[3] Hussain, Shafqat, NouraAlsedias, and Abdelraheem M. Aly. "Natural convection of a water-based suspension containing nano-encapsulated phase change material in a porous grooved cavity." *Journal of Energy Storage* 51 (2022): 104589.

[4] GOLAB, Ehsan, GOUDARZI, Sahar, KAZEMI-VARNAMKHAJASTI, Hamed, et al. Investigation of the effect of adding nano-encapsulated phase change material to water in natural convection inside a rectangular cavity. *Journal of Energy Storage*, 2021, vol. 40, p. 102699.

[5] HASAN, MdMehedi, UDDIN, M. J., et NASRIN, R. Exothermic chemical reaction of magneto-convective nanofluid flow in a square cavity. *International Journal of Thermofluids*, 2022, vol. 16, p. 100236.

[6] MA, Yulin, SHAHSAVAR, Amin, MORADI, Iman, et al. Using finite volume method for simulating the natural convective heat transfer of nano-fluid flow inside an inclined enclosure with conductive walls in the presence of a constant temperature heat source. *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications*, 2021, vol. 580, p. 123035.

[7] CHABANI, I., MEBAREK-LOUDINA, F., VAIDYA, H., et al. Numerical analysis of magnetic hybrid Nano-fluid natural convective flow in an adjusted porous trapezoidal enclosure. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 2022, vol. 564, p. 170142.

[8] SALEH, H., MUHANDAZ, R., IRMA, A., et al. Free convection from a localized heated cylinder with nano encapsulated phase change material and water in a square enclosure. *Journal of Energy Storage*, 2022, vol. 56, p. 106028.

[9] CAO, Yan, FAROUK, Naeim, AYED, Hamdi, et al. Heat transfer improvement between a pair of heater and cooler inside an energy storage by using nano-encapsulated phase change material/water: A numerical modeling. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2022, vol. 30, p. 101770.

- [10] **EL MOUTAOUAKIL, L., BOUKENDIL, M., HIDKI, R., et al.** Analytical solution for natural convection of a heat-generating fluid in a vertical rectangular cavity with two pairs of heat source/sink. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2023, p. 101738
- [11] **AGOOL, Zainab M. et HAMEED, Rafel H.** Experimental Investigation of Heat Transfer with Natural Convection of Non-Newtonian Fluid Inside the Enclosure with Hot Obstacle. *Materials Today: Proceedings*, 2022, vol. 61, p. 892-900.
- [12] **ASTANINA, Marina S. et SHEREMET, Mikhail A.** Numerical study of natural convection of fluid with temperature-dependent viscosity inside a porous cube under non-uniform heating using local thermal non-equilibrium approach. *International Journal of Thermofluids*, 2023, vol. 17, p. 100266.
- [13] **KHAN, Suhail Ahmad, SIDDIQUI, Mohammad Altamush, ASJAD, Mohammad, et al.** CFD simulation and optimization of natural convection in a vertical annulus with nanofluids. *International Journal of Thermal Sciences*, 2023, vol. 185, p. 108079.
- [14] **ZOUIRI, Fouad, MAAMAR, Amine Oulmane, LABSI, Nabila, et al.** Convection naturelle au sein d'une cavité carrée munie d'une source chauffante placée sur sa paroi inférieure. In : *CFM 2017-23ème Congrès Français de Mécanique*. AFM, Maison de la Mécanique, 39/41 rue Louis Blanc-92400 Courbevoie, 2017.
- [15] **LI, Zhixiong, HUSSEIN, Ahmed Kadhim, YOUNIS, Obai, et al.** Natural convection and entropy generation of a nanofluid around a circular baffle inside an inclined square cavity under thermal radiation and magnetic field effects. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2020, vol. 116, p. 104650.
- [16] **GHALAMBAZ, Mohammad, CHAMKHA, Ali J., et WEN, Dongsheng.** Natural convective flow and heat transfer of nano-encapsulated phase change materials (NEPCMs) in a cavity. *International journal of heat and mass transfer*, 2019, vol. 138, p. 738-749.
- [17] **GHALAMBAZ, Mohammad, ZADEH, Seyed Mohsen Hashem, MEHRYAN, S. A. M., et al.** Free convection of a suspension containing nano-encapsulated phase change material in a porous cavity; local thermal non-equilibrium model. *Heliyon*, 2020, vol. 6, no 5, p. e03823.
- [18] **GIWA, Solomon Olanrewaju, SHARIFPUR, Mohsen, et MEYER, Josua P.** Experimental study of thermo-convection performance of hybrid nanofluids of Al₂O₃-MWCNT/water in a differentially heated square cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, vol. 148, p. 119072.
- [19] **ALSABERY, Ammar I., GEDIK, Engin, CHAMKHA, Ali J., et al.** Effects of two-phase nanofluid model and localized heat source/sink on natural convection in a square cavity with a solid circular cylinder. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2019, vol. 346, p. 952-981.

- [20] **HUSSAIN, Shafqatet AHMED, Sameh E.** Steady natural convection in open cavities filled with a porous medium utilizing Buongiorno'snanofluid model. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2019, vol. 157, p. 692-702.
- [21] **RAHMATI, A. R. et TAHERY, A. A.** Numerical study of nanofluid natural convection in a square cavity with a hot obstacle using lattice Boltzmann method. *Alexandria engineering journal*, 2018, vol. 57, no 3, p. 1271-1286.
- [22] **HAJESFANDIARI, A., HADJESFANDIARI, A. R., et DARGUSH, G. F.** Couple stress Rayleigh–Bénard convection in a square cavity. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, 2018, vol. 259, p. 91-110.
- [23] **SELIMEFENDIGIL, Fatihet ÖZTOP, Hakan F.** Role of magnetic field and surface corrugation on natural convection in a nanofluid filled 3D trapezoidal cavity. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2018, vol. 95, p. 182-196
- [24] **SHEREMET, Mikhail A., ROŞCA, Natalia C., ROŞCA, Alin V., et al.** Mixed convection heat transfer in a square porous cavity filled with a nanofluid with suction/injection effect. *Computers & Mathematics with Applications*, 2018, vol. 76, no 11-12, p. 2665-2677.
- [25] **KHAN, Shan Ali, YASMIN, Sumeira, IMRAN, Muhammad, et al.** Computational Analysis of natural convection with water based nanofluid in a square cavity with partially active side walls: Applications to thermal storage. *Journal of Molecular Liquids*, 2023, p. 122003.
- [26] **ALSABERY, A. I., CHAMKHA, A. J., SALEH, H., et al.** Heatline visualization of conjugate natural convection in a square cavity filled with nanofluid with sinusoidal temperature variations on both horizontal walls. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, vol. 100, p. 835-850.
- [27] **SHIRVAN, KamelMilani, ELLAHI, Rahmat, MAMOURIAN, Mojtaba, et al.** Effects of wavy surface characteristics on natural convection heat transfer in a cosine corrugated square cavity filled with nanofluid. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, vol. 107, p. 1110-1118.
- [28] **BOUAMOUD, Benameur et HOUAT, Samir.** Mesoscopic study of natural convection in a square cavity filled with alumina-based nanofluid. *Energy Procedia*, 2017, vol. 139, p. 758-765.
- [29] **CHEN, Sheng, YANG, Bo, LUO, Kai H., et al.** Double diffusion natural convection in a square cavity filled with nanofluid. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, vol. 95, p. 1070-1083

- [30] **BHUIYANA, A. H., ALAM, MdShahidul, et ALIM, M. A.** Natural convection of water-based nanofluids in a square cavity with partially heated of the bottom wall. *Procedia engineering*, 2017, vol. 194, p. 435-441.
- [31] **BOUALIT, Abdelhamid, ZERAIBI, Nouredine, CHERGUI, Toufik, et al.** Natural convection investigation in square cavity filled with nanofluid using dispersion model. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2017, vol. 42, no 13, p. 8611-8623.
- [32] **TOOSI, Mohammad Hesamet SIAVASHI, Majid.** Two-phase mixture numerical simulation of natural convection of nanofluid flow in a cavity partially filled with porous media to enhance heat transfer. *Journal of Molecular Liquids*, 2017, vol. 238, p. 553-569
- [33] **Jmai, R., Ben-Beya, B. Lili, T., (2012):**Heat transfer and fluid flow of nanofluid-filled enclosure with two partially heated side walls and different nanoparticles, Superlattices and Microstructures, vol. 53, pp. 130–154.
- [34] **Brinkman. H.C. (1952):** The Viscosity of Concentrated Suspensions and Solutions, *J. Chemical Physics*, vol. 20, pp. 571.
- [35] **Oztop, H.F., Abu-Nada, E, (2008):** Numerical study of natural convection in partially heated rectangular enclosures filled with nanofluids, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 29, pp.1326–1336.